HAL
open science

Contribution à la qualification d'un processus de fabrication par une approche dimensionnelle : application au pignon conique forgé dit "net shape"

Cyrille Baudouin

To cite this version:

Cyrille Baudouin. Contribution à la qualification d'un processus de fabrication par une approche dimensionnelle : application au pignon conique forgé dit "net shape". Sciences de l'ingénieur [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2006. Français. NNT : 2006ENAM0048 . pastel-00002353

HAL Id: pastel-00002353

https://pastel.hal.science/pastel-00002353v1

Submitted on 25 May 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.

N°: 2006 ENAM 0048

Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

T H È S E

pour obtenir le grade de

Docteur

de

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Mécanique" et "Génie Mécanique"

présentée et soutenue publiquement
par

Cyrille BAUDOUIN

le 4 décembre 2006

CONTRIBUTION A LA QUALIFICATION D'UN PROCESSUS DE FABRICATION PAR UNE APPROCHE DIMENSIONNELLE : APPLICATION AU PIGNON CONIQUE FORGE DIT « NET SHAPE »

Directeur de thèse : ***Patrick MARTIN***

Codirecteur(s) de thèse : ***Régis BIGOT (LGIPM), Stéphane LELEU (L2MA)***

Jury :

M. Jean-Yves HASCOET, Professeur, IrCCyn, Ecole Centrale de Nantes ..... Président
M. Pierre BOURDET, Professeur, LURPA, ENS Cachan..... Rapporteur
M. François VILLENEUVE, Professeur, L3S, INPG ..... Rapporteur
M. Pascal SECORDEL, Docteur, Directeur Technique, ASCOFORGE SAFE..... Examinateur
M. Patrick MARTIN, Professeur, LGIPM, ENSAM, Metz..... Examinateur
M. Régis BIGOT, Habilité à Diriger les Recherches, LGIPM, ENSAM, Metz..... Examinateur
M. Stéphane LELEU, Maître de Conférences, L2MA, ENSAM, Lille..... Examinateur

Laboratoire de Génie Industriel et de Production Mécanique
ENSAM, CER de Metz

L'ENSAM est un Grand Etablissement dépendant du Ministère de l'Education Nationale, composé de huit centres :
AIX-EN-PROVENCE ANGERS BORDEAUX CHÂLONS-EN-CHAMPAGNE CLUNY LILLE METZ PARIS

CONTRIBUTION A LA QUALIFICATION D'UN PROCESSUS DE FABRICATION PAR UNE APPROCHE DIMENSIONNELLE : APPLICATION AU PIGNON CONIQUE FORGE DIT « NET SHAPE »

Remerciements

Ces travaux de thèse ont été effectués au sein du Laboratoire de Génie Mécanique et de Production Mécanique (LGIPM) dirigé par Monsieur le Professeur **G. Abba**, et plus précisément au sein de l'équipe Ingénierie de Fabrication (IFAB) dirigée par Monsieur le Professeur **P. Martin**. Le Laboratoire de Métrologie et de Mathématiques Appliquées (L2MA) dirigé par Monsieur **O. Gibaru** était associé à ces travaux dès leur origine. Je les remercie pour leur soutien.

Je remercie, une nouvelle fois, Monsieur le Professeur **P. Martin** d'avoir accepté de diriger mes travaux de thèse. Je lui témoigne toute ma reconnaissance, entre autres, pour son appui efficace dans l'ensemble des démarches administratives.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Messieurs **R. Bigot** et **S. Leleu**, tuteurs de ma thèse qui ont toujours su m'encourager, me conseiller, me guider et m'aider dans mes recherches. Je les remercie plus particulièrement pour m'avoir moralement soutenu dans les moments difficiles qu'il m'a été donné de vivre et pour m'avoir accompagné dans mes dernières années d'études après cette période de troubles.

Ces travaux ont été menés en partenariat fort avec l'entreprise Ascoforge Safe. Je remercie, entre autres, Messieurs **C. Hingray**, **P. Secordel**, **N. Muller**, **A. Gasse**, **G. Mathieu**, **D. Bertucci**, et tout le personnel du service de métrologie pour leur accueil, leur disponibilité et la confiance qu'ils m'ont témoignés.

Je tiens à adresser mes plus vifs remerciements à Monsieur **J.M. David**, professeur ENSAM au centre de Lille, pour avoir partagé, avec passion, une partie de sa riche culture technologique.

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur **P. Bourdet**, du LURPA de l'ENS de Cachan, et Monsieur le Professeur **F. Villeneuve**, du laboratoire 3S de l'Université Joseph Fourier de Grenoble, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être rapporteur pour juger ces travaux.

Je remercie Monsieur le Professeur **J.Y. Hascouët**, de l'IRCYN de l'Ecole Centrale de Nantes, d'avoir d'accepté de présider le jury de l'évaluation de ces travaux. Je remercie également **P. Secordel**, Directeur technique d'Ascoforge Safe d'avoir accepté notre invitation.

Durant mes années de préparation au doctorat, il m'a été possible de devenir professeur agrégé au sein du CER ENSAM de Metz. Je remercie Madame **M. Reynier**, Directrice Générale de l'ENSAM, Monsieur **J.P. Hautier**, Directeur de la Recherche, Monsieur **M. Le Coq**, Directeur des Etudes et Monsieur **G. Kugel**, Directeur du CER ENSAM de Metz, de m'avoir donné cette opportunité de stabiliser ma situation professionnelle. Je remercie également Messieurs **A. Lerat** et **G. Coffignal**, directeurs successifs de l'Ecole Doctorale pour m'avoir témoigné de leur confiance pendant ces années d'études, et plus particulièrement lorsque j'ai changé de statut.

Je tiens aussi à remercier sincèrement tous mes collègues de l'équipe des « *pièces forgées à hautes performances* », Messieurs **L. Berviller**, **L. Langlois**, **J. Bruyère** et **J.Y. Dantan** qui ont suivi, de près ou de loin, mes travaux. Je remercie **X. Godot**, ingénieur d'études en CFAO, pour son support technique. Je remercie **O. Bomont**, collègue

responsable du service de métrologie, **D. Boehm** et **J.C. Vervisch**, techniciens des centres ENSAM de Metz et Lille, pour leurs contributions sur la partie expérimentale de mes travaux.

Je remercie Messieurs **A. Laklalech**, **T. Scheer**, **N. France**, **A. Sadki**, et **G. Balter** pour leur contribution à mes travaux de recherche au travers de leur projet de Fin d'études à l'ENSAM. Je remercie tous les stagiaires d'Ascoforge Safe qui m'ont aidé à développer la maquette logicielle de dépouillement des mesures pour en faire un véritable outil industriel.

Que tous les membres de l'équipe IFAB, du L2MA, du LGIPM et en particulier les doctorants, Janique, Alain, Alexandre, et Magali avec qui j'ai partagé de très bons moments, trouvent ici un témoignage de ma reconnaissance.

Je remercie également Monsieur **D. Matheis**, collègue de construction mécanique et responsable de la scolarité pour son aide à mes débuts d'enseignant et pour les aménagements d'emploi du temps qu'il a consenti pour que je puisse effectuer mes travaux de recherche dans de bonnes dispositions.

Je remercie la direction du centre ENSAM de Metz pour son soutien dans mes activités de recherche. Que tout le personnel de l'école que j'ai côtoyé et qui ont contribué à l'ambiance du travail quotidien agréable soient ici remerciés. Je me dois de saluer plus particulièrement Mireille, Céline et Yves pour leurs services rendus lors de mes déboires informatiques, et Céline pour l'aide précieuse de documentaliste qu'elle m'a apportée.

Je remercie les industriels et les enseignants chercheurs qui m'ont permis d'élargir le champ d'application de mes travaux. Je pense, entre autres, à Madame **C. Lemaitre**, Messieurs **M. Robelet**, et **E. D'Eramo** d'Ascometal Creas, et à **J. Rech** de l'ENI de Saint Etienne pour les études de pignons cylindriques taillés qu'ils m'ont confiés.

Je remercie aussi toute ma famille, mes parents, mon frère et mes sœurs, et mes grands parents pour leur soutien permanent.

Enfin, je remercie tous mes camarades de Boësstock, amis de prépa et assimilés ; tous mes copains de promotions, de l'ENSAM et de l'ENS de Cachan ; ainsi que tous mes amis de la communauté « Arts et Métiers » pour leurs encouragements qui, bien que sincères, n'étaient pas complètements dépourvus d'intérêts.

Sommaire

REMERCIEMENTS **3**

SOMMAIRE **6**

INTRODUCTION **9**

1. PROBLEMATIQUE : METROLOGIE DE PIGNONS CONIQUES FORGES « NET SHAPE » **13**

1.1. CONTEXTE DE L'ETUDE 14
1.2. LE PIGNON CONIQUE FORGE 15
1.2.1. Choix du support de l'étude *15*
1.2.2. Présentation du produit étudié *15*
1.2.2.1. Le différentiel 16
1.2.2.2. Le pignon conique forgé : quelques définitions 17
1.2.2.3. Fabrication d'un pignon conique forgé 17
1.3. OBJECTIFS DU METROLOGUE 24
1.4. CONTROLE DE PIGNONS 26
1.4.1. Normes sur la géométrie des pignons *26*
1.4.1.1. Principes généraux du tolérancement d'une denture 26
1.4.1.2. Définitions des écarts normalisés 30
1.4.2. Moyens de contrôle *38*
1.4.2.1. Appareils de métrologie conventionnelle pour le contrôle dimensionnel et géométrique des engrenages 38
1.4.2.2. Utilisation des machines à mesurer tridimensionnelle pour le contrôle d'engrenages 45
1.4.2.3. Capteurs à contact 48
1.4.2.4. Capteurs sans contact 55
1.4.2.5. Choix du moyen de mesure 58
1.4.3. Engrènométrie *58*
1.4.3.1. Principe de l'engrènométrie 58
1.4.3.2. Machines à entraxer : Engrènement sans jeu, mesure de l'écart total composé radial 60
1.4.3.3. Engrenomètre : Engrènement à axes imposés, mesure de l'écart total composé tangentiel 61
1.5. CONCLUSION PARTIELLE 66

2. STRATEGIE DE DEPOUILLEMENT ET QUALIFICATION DU MOYEN DE MESURE **69**

2.1. INTERPRETATION DES NORMES, STRATEGIE DE DEPOUILLEMENT ASSOCIEE 71
2.1.1. Les limites des normes *71*
2.1.2. Redéfinition du mesurande *75*
2.1.3. Stratégie d'analyse des points de mesure *75*
2.2. OUTIL MATHEMATIQUE POUR L'ANALYSE DES DONNEES 77
2.2.1. Analyse de l'écart de mesure par la méthode dite de "la base orthonormale" *80*
2.2.2. Etude des écarts de position : définition du repère d'étude *83*
2.2.3. Choix du repère d'étude *86*
2.2.4. Aspects mathématiques de la méthode dite de "la base orthonormale" *91*
2.3. APPORTS LIES AU CHANGEMENT DE MESURANDE 91
2.3.1. Réduction de l'incertitude sur les résultats de dépouillement *95*
2.3.2. Détection et interprétation des défauts locaux *99*
2.4. QUALIFICATION DU MOYEN DE MESURE ET OBTENTION D'UN ETALON METROLOGIQUE PAR MULTI-RETOURNEMENT 102
2.4.1. Objectifs de cette qualification *102*
2.4.2. Principe du multi-retournement *102*
2.4.3. Etude des défauts machines identifiables *103*
2.4.4. Mise en œuvre du multi-retournement *109*
2.4.4.1. Protocole expérimental 109
2.4.4.2. Résultats expérimentaux 110
2.5. CONCLUSION PARTIELLE 112

3. APPLICATION DU NOUVEAU MESURANDE POUR L'ANALYSE DE QUELQUES ETATS DU PRODUIT AU COURS DE SON PROCESSUS DE FABRICATION..... 115

3.1. PRINCIPE DE LA QUALIFICATION DE L'INTERACTION PRODUIT - PROCEDE - PROCESSUS PAR UNE APPROCHE DIMENSIONNELLE 116

3.1.1. Présentation du carter de frein de camion et de son processus d'obtention..... 116

3.1.2. Procédure métrologique mise en œuvre 117

3.1.3. Principales constations sur le processus de réalisation 117

3.1.4. Conclusion 123

3.2. MISE EN PLACE DES CONTROLES POUR LE SUIVI DU PROCESSUS DE FABRICATION DU PIGNON CONIQUE FORGE "NET SHAPE" 124

3.2.1. Présentation des différents contrôles 124

3.2.2. Maquette informatique de traitement des données 124

3.3. ANALYSE DE QUELQUES ETATS DU PRODUIT AU COURS DE SON PROCESSUS DE FABRICATION 124

3.3.1. Montage de contrôle de réglage des outillages..... 124

3.3.1.1. Présentation du montage dédié.....124

3.3.1.2. Analyse du montage.....124

3.3.1.3. Amélioration proposée pour le réglage du montage.....124

3.3.2. Suivi d'usure de matrices..... 124

3.3.2.1. Problématique du suivi d'usure des matrices 124

3.3.2.2. Analyse visuelle et par éléments finis.....124

3.3.2.3. Suivi d'usure de matrice par analyse métrologique de pièces.....124

3.3.3. Influence du traitement thermique 124

3.4. CONCLUSION PARTIELLE 124

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES 127

BIBLIOGRAPHIE 133

Annexe I.....i

Maquette informatique de traitement des données

Annexe II.....viii

Communications d'ASCOFORGE Safe

Annexe III.....xii

Contrôle géométrique de tripodes forgés : recherche d'une enveloppe de la pièce finie dans le brut
18ème congrès Français de Mécanique, AUM-AFM Troyes, 29 août-2 septembre 2005

Introduction

Face au développement de nouvelles puissances économiques, certaines entreprises des pays dits « industrialisés » doivent innover pour garder et/ou développer leur niveau de compétitivité. Dans le cadre de l'obtention de pièces par déformation plastique, de nombreuses pistes sont à explorer pour réduire le coût unitaire de la pièce tout en y apportant une forte valeur ajoutée tant sur l'outillage, que sur la conception et le dimensionnement, que sur la métallurgie ou que sur la précision géométrique. On peut citer par exemple :

- ✓ sur une pièce forgée type, comme une rotule de direction ou une bielle par exemple, le coût de la mise en forme (énergie, amortissement et entretien de la machine, opérateur, …) ne représente que 5 à 15 % du prix de revient d'une pièce. Ce n'est donc pas sur cette voie qu'il faut chercher à améliorer en premier lieu.
- ✓ le coût de l'outillage (matière première, réalisation, contrôle, …) prend, quant à lui, une part beaucoup plus importante dans le coût de revient de la pièce. Des réparations par rechargement des zones usées par abrasion permettent déjà de prolonger la durée de vie des outillages. Des études parallèles pour durcir au préalable les zones les plus sollicitées ou le développement d'outillages multi-matériaux devraient contribuer à augmenter la durée de vie des matrices [BAC03, BIG05, NAV01, RAV01, SHI05]. Cependant, le surcoût engendré sur celles-ci doit être rentabilisé avant de pouvoir espérer une réduction du coût ramené à la pièce. En outre, le développement de l'outillage doit se faire en parfaite connaissance de la fonction à assurer par la pièce, de façon à établir l'habillage[1] qui minimisera l'usure.
- ✓ la conception et le dimensionnement prennent également une part importante du coût de revient unitaire de la pièce, mais ce coût n'est pas toujours aussi perceptible. S'il est facile de chiffrer les heures d'études pour le développement d'un nouveau produit, il est beaucoup moins facile d'évaluer le surcoût sur une pièce dû à une conception mal optimisée, sur l'habillage de la pièce et ses conséquence en terme d'usure par exemple. Aujourd'hui, les forgerons français tendent à intégrer les potentialités de leur processus de fabrication dans la conception des futurs produits. Ainsi, ZF Lemforder Mécacentre a reconçu une rotule de direction en remplaçant la majeure partie des opérations d'enlèvement de matière par des opérations de déformations plastiques ; diminuant au maximum l'engagement de matière initial [LEM03]. De plus en plus ces développements sont accompagnés d'outils d'aide à la gestion de la connaissance et du savoir pour pouvoir traiter la multitude d'informations nécessaires simultanément [BER05].
- ✓ la simulation numérique par éléments finis qui remplace les essais d'écoulements par écrasement de plasticine a réduit les coûts et le temps de développement des nouveaux produits. Le développement de ces outils logiciels permet de mieux prédire les comportements physique, mécanique et métallurgique des matrices et des lopins ce qui restreint le nombre d'essais de mise au point.
- ✓ les étapes de finition et/ou superfinition par enlèvement de matière sur une ébauche forgée augmente encore le coût de revient de la pièce finie. D'importants travaux menés à la fois sur la géométrie des pièces et sur la conception des outillages ont permis une amélioration de la qualité géométrique des pièces forgées [CAI04, DEA00, DOE97, WAN04]. Sont alors apparues successivement les pièces dites « near net shape » où la surépaisseur d'habillage est limitée à quelques dixièmes de millimètres pour qu'il ne reste plus qu'une passe de finition à effectuer.

[1] habillage : processus qui consiste à modifier la géométrie de la pièce finie pour la rendre forgeable.

Aujourd'hui, dans certains cas, il est possible d'obtenir des pièces dites « net shape » où les surfaces fonctionnelles principales sont obtenues directement par forgeage, ce qui limite le coût de fabrication.

Tous ces axes de recherche ne sont pas complètement indépendants : l'obtention de pièces « net shape » impose un travail sur la géométrie des pièces et des outillages, la géométrie et la composition de l'outillage va influer sur la durée de vie de ceux-ci, l'allongement de la durée de vie des outils doit être affranchie d'une usure par abrasion pour que les surfaces fonctionnelles soient obtenues directement par forgeage, etc. …

Les forgerons deviennent donc des partenaires et non plus des sous-traitants ; ils fournissent de plus en plus une solution à un cahier des charges et non plus une pièce selon un dessin de définition. Ils conçoivent conjointement le produit et le processus de réalisation incluant les potentialités du procédé de forgeage, les ressources disponibles, et le processus d'obtention de la pièce. Cette évolution est également similaire sur les procédés de fonderie ou d'usinage. On parle alors de conception et fabrication intégrée.

Dans ce cadre, un des objectifs de l'équipe « Ingénierie de Fabrication (IFAB) » du Laboratoire de Génie Industriel et de Production Mécanique (LGIPM) est donc d'accompagner les entreprises dans le saut technologique de la maîtrise de l'interaction entre la conception et la fabrication de produits forgés répondant à un cahier des charges. Pour cela il est nécessaire d'identifier et d'intégrer les potentialités du processus complet dans les phases de conception, de lever les verrous technologiques des méthodes ou procédés existants. Notre contribution porte aussi bien sur le dimensionnement des pièces, que sur le développement des outillages multi-matériaux, que sur la fabrication de prototypes et leur validation sur banc, que sur le développement de nouveaux procédés (thixoforgeage par exemple) ou que l'intégration des aspects de développement durable.

Dans la réalisation de prototypes forgés « net shape », la maîtrise de la qualité dimensionnelle des pièces produites est essentielle. La caractérisation géométrique des produits et des moyens de production est nécessaire afin de quantifier les apports des nouvelles conceptions. Il ne s'agit pas ici de valider le produit à l'état fini mais de comprendre l'évolution géométrique du produit tout au long de son processus de réalisation pour maîtriser ce processus.

La démarche mise en œuvre est inductive, c'est-à-dire que l'étude d'un cas particulier est ensuite généralisée. L'exemple utilisé est un pignon conique de différentiel automobile, il est obtenu par déformation plastique à froid. La denture est réalisée « net shape », et les surfaces d'assemblage sont ensuite reprises en usinage. L'objectif est de montrer que la métrologie améliore la connaissance du processus de fabrication. Le temps imparti n'est pas suffisant pour maîtriser l'ensemble de la chaîne de fabrication, mais les travaux présentés dans ce manuscrit apportent une démarche, des outils et la preuve de la faisabilité d'étudier un processus de réalisation via la mesure de la pièce réalisée.

Le premier chapitre est consacré à la présentation du contexte et de l'environnement de travail et à l'explication détaillée de la problématique. Comme le pignon de différentiel est le conducteur de l'étude, quelques définitions nécessaires à la compréhension de la méthode sont alors rappelées. Une étude sur la métrologie des engrenages au sens large est ensuite développée pour s'imprégner, entre autres, de la normalisation afin que les travaux menés soient conformes aux normes en vigueur. Cette synthèse bibliographique conduira au choix d'un moyen de mesure pour évaluer le processus d'obtention du pignon par l'intermédiaire de la mesure de la pièce produite.

Le second chapitre est, quant à lui, consacré à la méthode mise en place. La difficulté principale réside dans le choix du mesurande pour que le contrôle soit pertinent au regard de

la fonctionnalité de la pièce mais aussi pour que les informations qui en découlent soient suffisamment riches pour bien évaluer le processus de fabrication. Un nouveau mesurande est alors proposé pour le contrôle du pignon. Les outils mathématiques nécessaires à l'interprétation du grand nombre d'informations recueillies sont également présentés. Dans le cas du pignon, l'utilisation de sa propriété de symétrie de révolution d'ordre égal à son nombre de dent permet d'envisager un contrôle très fin conduisant à une image métrologique de grande qualité. Cet « étalon » métrologique peut servir à la qualification de moyens de mesure, mais aussi à la vérification de la stabilité de ces moyens au cours du temps.

Enfin, le troisième chapitre applique la méthode définie afin d'étudier quelques étapes du processus de fabrication. Après un préambule sur l'analyse du comportement d'une presse d'emboutissage via la mesure d'un carter fabriqué sur celle-ci, le chapitre est entièrement consacré à la fabrication du pignon forgé « net shape ». L'ensemble des contrôles mis en place le long de la chaîne de production est présenté. Trois étapes sont étudiées avec un peu plus d'attention : le réglage des outillages, l'usure des matrices, et le traitement thermique.

Chapitre 1

Problématique : métrologie de pignons coniques forgés « net shape »

1.1. Contexte de l'étude

Les relations donneurs d'ordres – fournisseurs évoluent de plus en plus vers des relations de partenariat. Le fournisseur voit ainsi son métier évoluer vers la maîtrise de la conception et de la réalisation de ses produits. Il doit rester innovant pour rester compétitif. Dans cette optique, l'équipe Ingénierie de FABrication (IFAB) du Laboratoire de Génie Industriel et de Production Mécanique (LGIPM) apporte son soutien aux entreprises, en particulier dans le secteur d'activités de la forge, pour développer des produits dits « net shape ». Les surfaces fonctionnelles principales de ceux-ci sont obtenues directement par formage.

Ces travaux se placent dans un contexte de conception et de fabrication intégrée. La conception – fabrication, ou ingénierie intégrée, se distingue principalement de la conception linéaire par le fait que l'expression des besoins et de leurs spécifications évoluent au cours du processus de conception. L'absence de séparation franche entre les fonctions conception et industrialisation permet une grande réactivité lors de la conception en intégrant mieux les potentialités mais aussi les limites (capabilités par exemple) des procédés et des ressources de production. D'ailleurs, cette meilleure réactivité se traduit généralement par une réduction significative du temps de développement des produits. En revanche, les moyens de production évoluant au cours du temps, il devient difficile d'établir des documents autorisant la standardisation de la conception au sein d'une entreprise. Ils seront remplacés par des règles basées sur la connaissance acquise au cours du temps, limitant ainsi certaines tentatives vouées à l'échec. L'ingénierie intégrée s'appuie donc fortement sur la capacité à échanger entre les différents acteurs travaillant sur un même produit ou sur une même pièce (figure I-1). Les projets sont suivis par des équipes composées de plusieurs experts qui vont apporter leur point de vue à chaque étape de mise au point d'un produit.

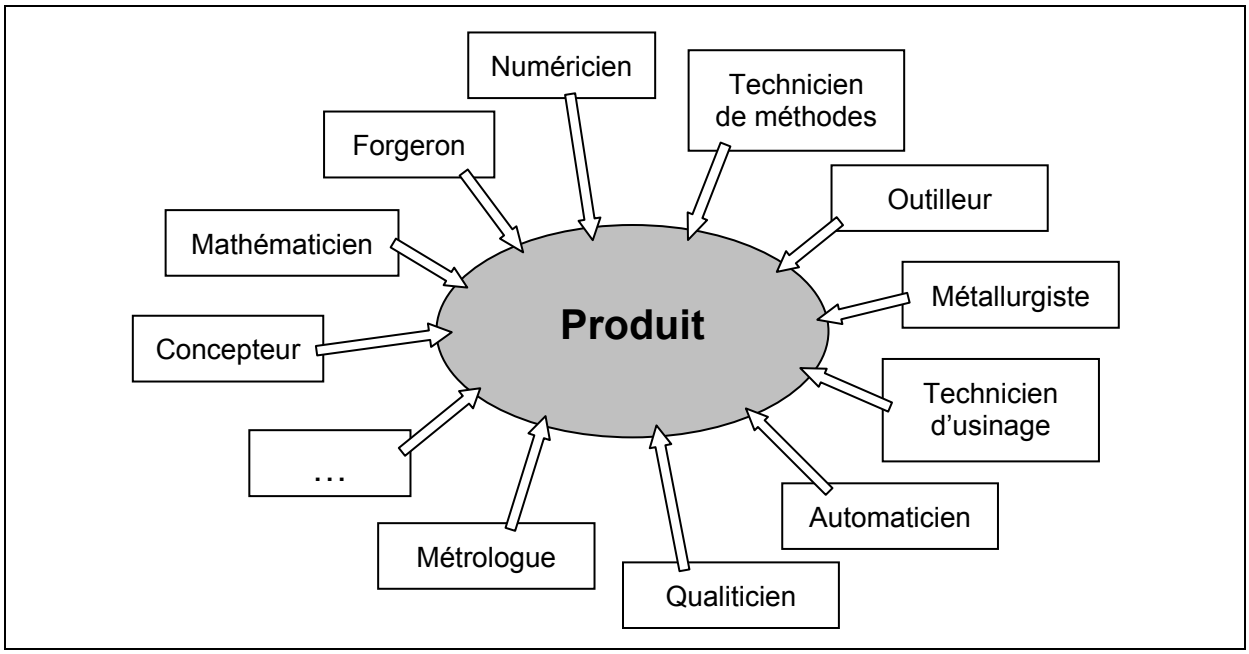


Figure I-1 : Ingénierie intégrée, le produit au coeur des points de vue des différents acteurs sur le processus de conception et industrialisation d'un produit.

C'est comme cela que le métrologue n'attend pas qu'une pièce soit terminée pour la contrôler et conclure sur sa conformité ou non. Dans ses travaux de thèse, L. Berviller montre que l'activité de « contrôle » est la source principale de l'amélioration de la connaissance du produit [BER05]. Les données issues d'un contrôle dimensionnel ou d'un

autre contrôle spécifique (contrôle de fonctionnalité, contrôle métallurgique, test de fatigue, …) permettent, après interprétations, d'améliorer la réalisation du produit en agissant sur certains paramètres de fabrication. La contribution du métrologue au sein de l'équipe projet permet de mieux appréhender le processus de réalisation des pièces, afin d'améliorer la qualité dimensionnelle et géométrique intrinsèque des surfaces fonctionnelles.

Les travaux présentés ici ont pour objectif de montrer comment le métrologue peut contribuer à la maîtrise de la conception et de l'obtention de pièces forgées dites « net shape » dans ce contexte. L'équipe projet constituée autour de la réalisation de ce type de pièce regroupe des domaines d'expertise complémentaires que sont le forgeage, la conception, les mathématiques, la réalisation d'outillages et la métrologie. Les enseignants chercheurs du LGIPM sont appuyés par les spécialistes des partenaires industriels. Tous travaillent dans un contexte d'ingénierie intégrée pour améliorer la qualité fonctionnelle de la pièce fabriquée. Ces travaux sont également suivis par le Laboratoire de Métrologie et de Mathématiques Appliquées (L2MA) dont les compétences en métrologie dimensionnelle et en stratégie de dépouillement et d'analyse d'écart de mesure apportent une complémentarité indéniable.

Bien que la démarche se veuille la plus générale possible sur l'analyse des pièces mécaniques, elle sera principalement illustrée sur un produit industriel donné. La pièce retenue comme support d'études est le pignon conique forgé. Cependant, pour valider certaines étapes lors de ces travaux, le recours à quelques pièces de géométrie plus simple, et dont l'obtention peut sembler mieux maîtrisée, a été jugé utile.

1.2. Le pignon conique forgé

1.2.1. Choix du support de l'étude

Le choix d'appliquer cette démarche sur le pignon conique est motivé par deux raisons principales qui sont d'ailleurs liées :

- ✓ Le marché des transmissions mécaniques par engrenage est actuellement fortement concurrentiel. L'augmentation des puissances transmises, l'allongement de la durée de vie, la miniaturisation et l'allègement des mécanismes, entre autres, demandent une forte innovation tant sur les procédés et moyens de production, que sur la métallurgie ou sur la qualité dimensionnelle des pignons. De nombreux industriels et centres de recherche investissent pour produire des pignons de haute qualité à coût compétitif par rapport aux productions des pays émergeants.

- ✓ Dans cette optique, le laboratoire travaille sur le différentiel automobile depuis 1998 en étroite collaboration avec plusieurs industriels, dont Ascoforge SAFE et Ascométal CREAS, principaux partenaires. Le développement de nouveaux différentiels a notamment nécessité une innovation dans le contrôle dimensionnel et géométrique pour mieux appréhender la conception et la fabrication des pignons.

Même si ces travaux ont pour objectif final le développement de pignons coniques forgés, l'utilisation de pignons cylindriques droits ou hélicoïdaux a été nécessaire pour l'étude de certaines étapes. Dans tous les cas, que ce soit pour les pignons coniques ou cylindriques, les pièces étudiées ont les mêmes caractéristiques dimensionnelles que celles qui sont vouées à de très grandes séries pour l'industrie automobile principalement.

1.2.2. Présentation du produit étudié

1.2.2.1. Le différentiel

Le principe du différentiel automobile (figure I-2) a été imaginé par O. Pecqueur dans la première moitié du XIXème siècle [PEC47]. La fonction première d'un différentiel automobile est de garantir l'égalité du couple transmis à chaque roue motrice afin d'éviter le glissement des pneumatiques sur la chaussée. Ce glissement apparaît en cas de liaison rigide entre les roues motrices, notamment lors de la conduite dans un virage où la distance à parcourir par les roues est différente. La solution retenue pour réaliser cette fonction est un train épicycloïdal sphérique placé entre l'arbre de sortie de la boîte de vitesses et les roues motrices. Ainsi, l'égalité des couples entre les deux roues motrices est garantie à chaque instant, et les roues peuvent tourner à des vitesses de rotation différentes.

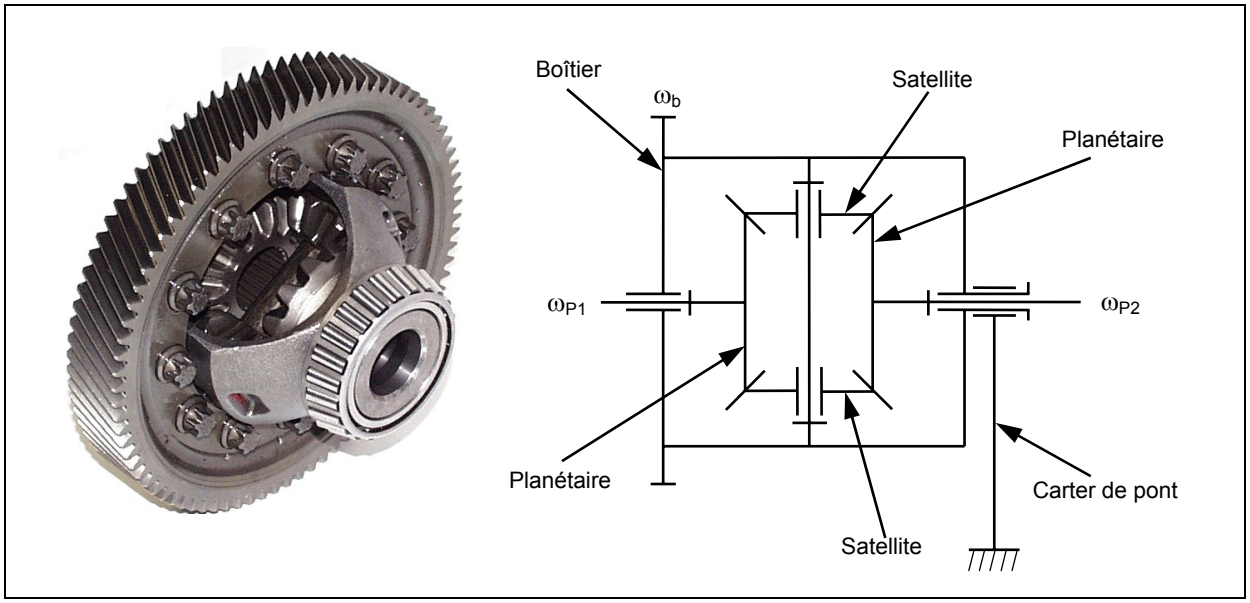


Figure I-2 : Présentation d'un différentiel automobile [BER05].

L'arbre de sortie de la boîte de vitesses entraîne la couronne dentée liée au boîtier de différentiel. Les deux pignons coniques de sortie, appelés « planétaires », sont liés aux roues motrices par l'intermédiaire d'arbres de transmission. Les satellites sont en équilibre entre les deux planétaires, ce qui garantie l'égalité des couples sur les roues motrices.

$$C_{P1} = C_{P1} = \frac{C_b}{2}$$

Le calcul de cinématique donne la relation entre les vitesses de rotation des roues et la vitesse de rotation du boîtier :

$$\omega_b = \frac{\omega_{P1} + \omega_{P2}}{2}$$

D'un point de vue cinématique, un seul « satellite » suffit. Pour des raisons de diminution des efforts radiaux sur les planétaires et de diminution des efforts sur les dentures, il est possible d'augmenter le nombre de satellites. Généralement, sur les véhicules de tourisme, un différentiel comporte deux, ou parfois quatre, satellites.

1.2.2.2. Le pignon conique forgé : quelques définitions

L'évolution du procédé de forgeage rend possible, aujourd'hui, la réalisation de pignons d'une qualité identique aux pignons usinés, à un coût moindre. Pour répondre à l'augmentation des puissances transmises tout en réduisant l'encombrement des mécanismes, le procédé de forgeage apporte des potentialités supplémentaires sur la reconception des pignons par rapport aux procédés de taillage. Les pignons coniques ont la particularité de présenter une dépouille naturelle qui évite la conception d'outillages complexes et qui facilite l'opération de formage. Sur une étude de concurrence réalisée au sein de l'équipe, menée sur 28 modèles encore commercialisés en 2003, plus de 60% des cas sont constitués de pignons forgés [BER05]. Pour des raisons économiques et de productivité, il est préférable que la surface de denture soit dans son état final à l'issue de l'opération de formage.

Un différentiel comporte généralement deux types de pignons coniques. Ils se distinguent principalement par leurs surfaces d'assemblage. Les satellites, et parfois quelques planétaires, ont une portée sphérique et un alésage alors que les planétaires possèdent généralement une surface plane et une « queue » pour assurer une liaison pivot par appui plan et centrage court, ainsi que des cannelures assurant la transmission du couple (Figure I-3).

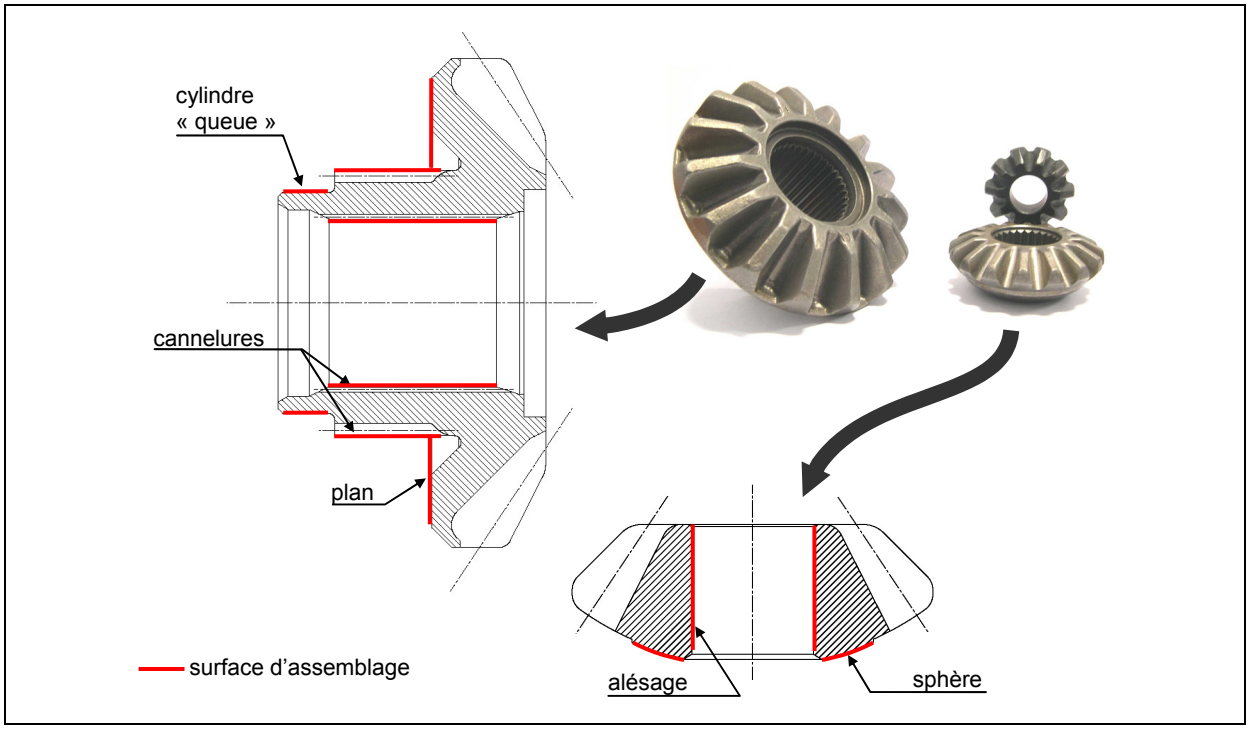


Figure I-3 : Un couple de pignons coniques de différentiels.

En fonction des modèles de différentiels, l'extérieur de la « queue » du planétaire peut ne pas avoir de cannelures. Les surfaces de denture s'apparentent à la famille des développantes de cercle. Dans le cas de dentures taillées, les surfaces obtenues, appelées « octoïdes », ne font qu'approcher la développante théorique en raison de difficultés de taillage. Dans le cas de dentures obtenues par formage, il est possible de réaliser des surfaces en développante de cercle sphérique. Les travaux de MM. Raffy et Godet [RAF67], Henriot [HEN83], Bouaziz [BOU96] ou la synthèse proposée par MM. Bruyère et Berviller [BRUsp] permettront au lecteur de mieux comprendre la construction géométrique des développantes de cercle sphérique.

Pour résumer sommairement, une développante de cercle sphérique est obtenue par la rotation sans glissement d'un plan P sur un cône de base {S, C_b} (voir figure I-4). Dans ce mouvement, la génératrice SM décrit une surface réglée (S, H, M). Quelle que soit la position relative du plan par rapport au cône, le segment SM a la même longueur que la génératrice du cône de base. La courbe HM est donc inscrite sur une sphère de centre S et de rayon r (r=SM=SH), et rappelle la développante de cercle plane : elle s'appelle développante de cercle sphérique. Elle possède les mêmes propriétés que les développantes de cercle planes. Entre autres, le non glissement (sur la génératrice SI à l'instant t où la figure I-4 est figée) implique l'égalité de l'arc de cercle IM et de la longueur curviligne de la courbe HM. MM. Raffy et Godet [RAF67], Henriot [HEN83] et Litvin [LIT04] montrent également que deux profils en développante de cercle sphérique sont conjugués, c'est-à-dire qu'ils assurent un engrènement homocinétique en restant tangents à tout instant. Pour localiser le contact et éviter une surcharge locale aux extrémités de la ligne de contact, et ce malgré les défauts de réalisation et de mise en position des roues, un bombé est généralement ajouté sur les surfaces de dentures.

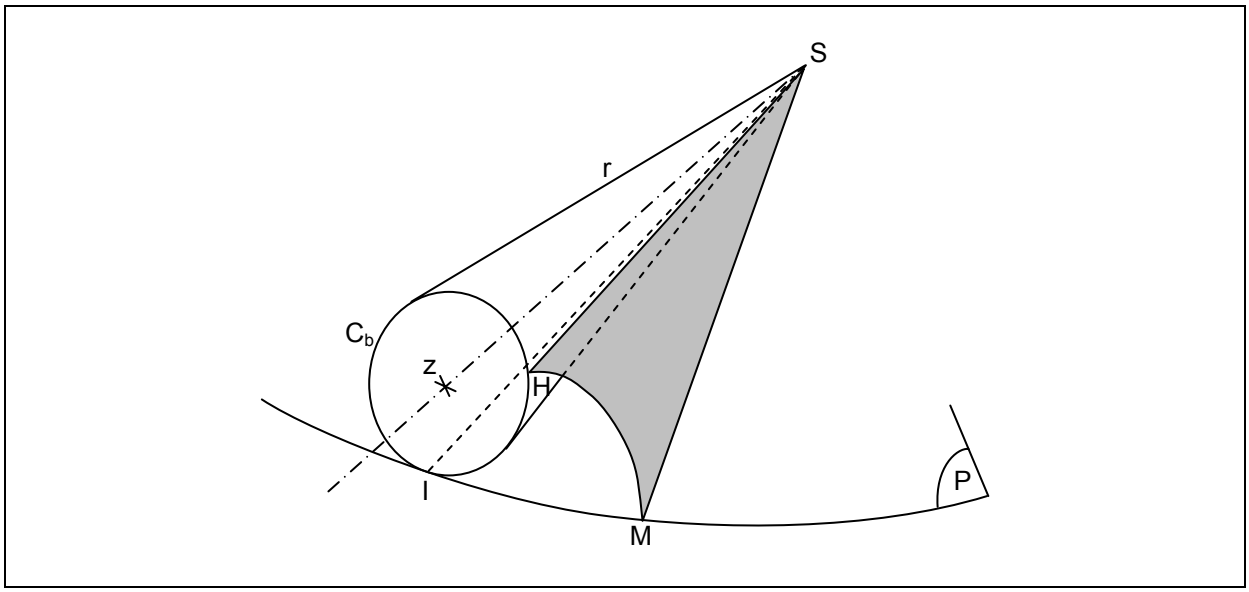


Figure I-4 : Génération d'une développante de cercle sphérique.

Dans le cadre de la conception intégrée, l'échange d'informations liées au produit entre les différents experts nécessite une description unique et explicite de ce produit. La réflexion commune de plusieurs points de vue a abouti à une description du produit par entités. Cette modélisation a été retenue car elle est aujourd'hui la base du développement des systèmes de CFAO. C'est ce que soulignent notamment les travaux de Zhang et al. dans le domaine des produits forgés à froid [ZHA04] qui se sont servis de ces modèles pour développer l'échange d'informations via internet.

La notion d'entités est souvent associée à une opération d'usinage [GAM90]. Pour éviter de restreindre la notion d'entités à un seul point de vue, une définition plus générale est à préférer. L'entité est donc définie ici comme « *un groupement sémantique (atome de modélisation) caractérisé par un ensemble de paramètres, utilisé pour décrire un objet indécomposable utilisé dans le raisonnement relatif à une ou plusieurs activités liées à la conception et à l'utilisation des produits et des systèmes de production* » [TOL98]. Cette définition répond aux attentes de la conception intégrée puisqu'elle ne privilégie pas uniquement le point de vue du fabricant mais peut aussi s'appliquer au concepteur ou au métrologue. Le regroupement de plusieurs entités dans un groupement sémantique hiérarchiquement supérieur est appelé macro-entité. Cette notion d'entités technologiques est d'ailleurs largement reprise dans les travaux de P. Belloy [BEL94], de C. Vargas

[VAR95], et S. Tichkiewtich [TIC96] pour décrire les produits ou pour favoriser les échanges entre experts dans l'ingénierie intégrée.

Cette description s'appuie sur un vocabulaire spécifique. Il s'appuie sur la norme NF 23-001 [AFN72] mais quelques réductions y ont été apportées pour éviter la multiplication des entités et des macro-entités. On appelle :

- ✓ Dent : chacun des éléments en saillie destinés à assurer l'entraînement de l'un des pignons par rapport à l'autre par contact avec les dents d'un autre pignon (ou d'une autre roue).
- ✓ Denture : l'ensemble des dents d'un pignon ou d'une roue. Elle est composée de z dents.
- ✓ Flanc : portion maximale de la surface d'une dent susceptible d'être utilisée pour le contact avec les flancs d'un pignon (ou d'une roue) conjugué. Il est limité par les surfaces de tête et de pied. Le flanc droit (resp. gauche) se situe à droite (resp. gauche) de la dent lorsque l'observateur regarde la dent, tête en haut, depuis le sommet du cône de base, servant à la construction des surfaces en développante de cercle sphérique (figure I-5).
- ✓ Surface de pied : moitié de la surface gauche raccordant deux flancs constituant le fond de l'espace inter-dents. La surface de pied à droite (resp. à gauche) est liée au flanc actif droit (resp. gauche).
- ✓ Surface de tête : moitié de la surface raccordant deux flancs constituant les sommets de dents. La surface de tête à droite (resp. à gauche) est liée au flanc actif droit (resp. gauche).

La figure I-5 permet d'appréhender visuellement l'ensemble de ces définitions. Les paramètres principaux nécessaires à la construction de ces entités sont résumés sommairement par la figure I-6. Le lecteur pourra trouver une description plus complète de ces paramètres dans les travaux de MM. Bruyère et Berviller [BRUsp].

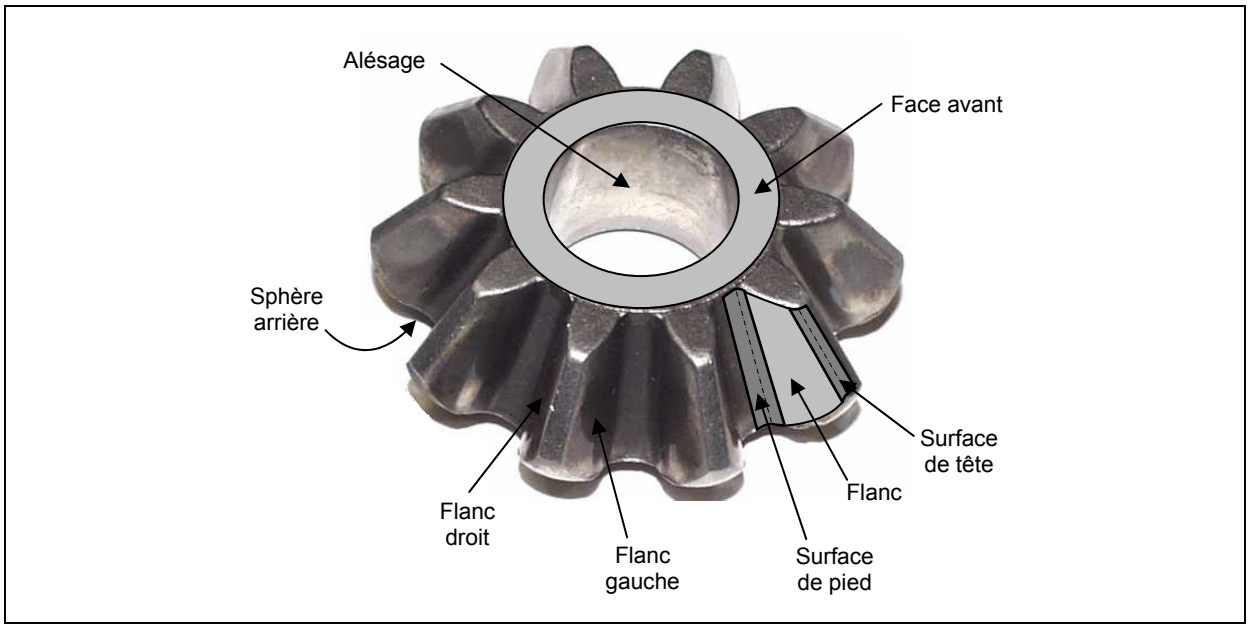


Figure I-5 : Entités géométriques élémentaires du pignon.

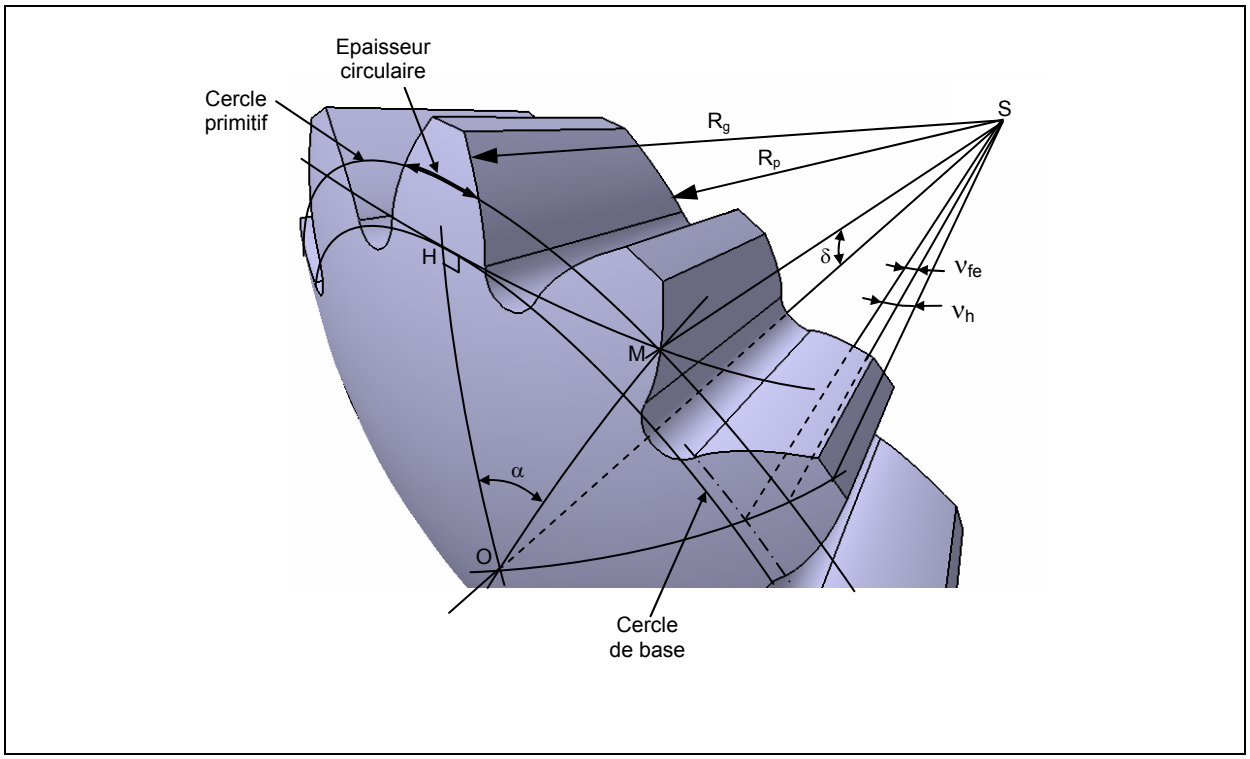


Figure I-6 : Paramètres suffisants à la construction d'un pignon conique à développante de cercle sphérique.

Le pignon est alors construit à partir d'entités élémentaires (flanc, surface de pied, surface de tête) puis en macro entités qui regroupent plusieurs entités ou macro entités. Chaque expert peut alors apporter ou relever l'information qui lui est pertinente.

Pour rendre la figure plus lisible, le modèle présenté ici n'est pas exhaustif mais il permet de fixer une base solide. Ne sont répertoriées dans la figure I-7 qu'une partie des entités géométriques qui seront contrôlées par la suite mais d'autres entités géométriques ou non, comme les cannelures ou le matériau par exemple, ne seront pas évoquées alors qu'elles sont incluses dans un modèle plus complet. De même, tous les paramètres de chaque entité ou macro-entité ne sont pas, non plus, répertoriés comme la date, le nom du contrôleur et toutes les autres données administratives par exemple.

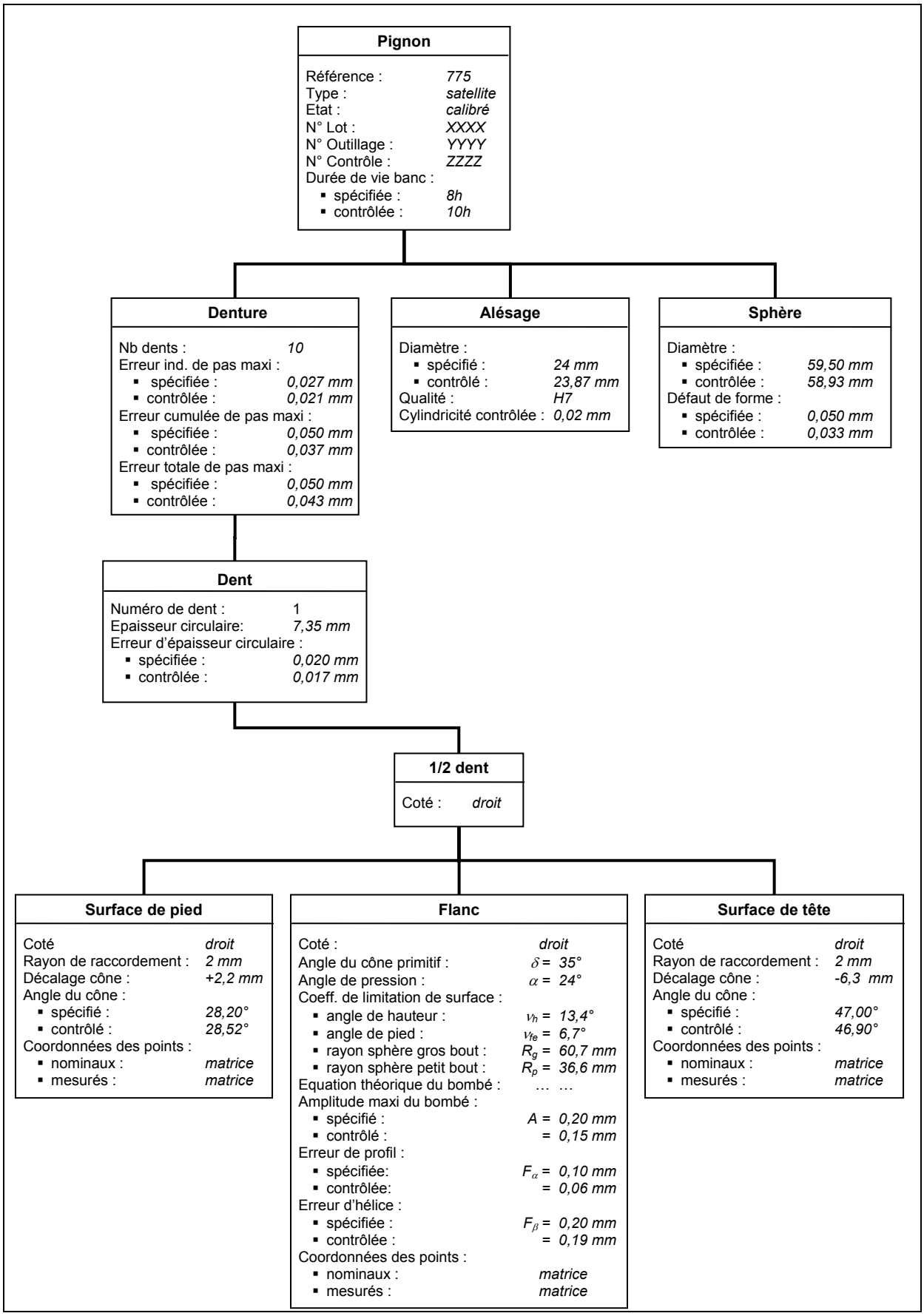


Figure I-7 : Modélisation partielle d'un pignon sous forme d'entités.
Certaines valeurs numériques sont volontairement non représentatives d'un pignon forgé Net Shape

1.2.2.3. Fabrication d'un pignon conique forgé

Historiquement, l'obtention de dentures « net shape » ne s'est pas fait en une seule étape. Tout d'abord, les ébauches de forme cylindrique ou conique ont été abandonnées au profit de bruts où les dents étaient ébauchées. Il restait une phase de taillage relativement importante.

Dès les années 1950, les allemands ont développé la production de pignons forgés pour faire face au manque de machine de taillage par rapport à la demande du marché automobile en pleine expansion [DEA00]. Très vite, l'amélioration de la conception des outillages, l'amélioration de la précision des machines de forgeage, le développement de nouveaux matériaux pour les outillages comme pour les pièces, a permis de réduire les surépaisseurs d'usinage jusqu'à quelques centièmes de millimètres. Sont alors nées les pièces « near net shape » (proche de la géométrie finale), où le volume de matière engagé, le temps d'usinage et leurs coûts associés ont été considérablement réduits.

Les défis de la fabrication, dans une logique de réduction des coûts et d'amélioration des propriétés mécaniques des produits, ont cherché à éliminer complètement ces surépaisseurs d'usinage. Grâce, entre autres, à l'introduction de matrices de forge fermées et des logiciels de simulation par éléments finis, il est possible aujourd'hui d'obtenir des pignons forgés où la denture est utilisée brute de forge sans aucune reprise en finition, que ce soit par taillage ou rectification, ce sont les pignons dit « net shape » [DOE97]. Le pignon conique possède une dépouille naturelle qui a favorisé le développement de l'élimination des surépaisseurs d'usinage, mais des études sur la fabrication de pignons forgés cylindriques « net shape » ont également abouti [DEA00].

A l'origine des pignons coniques « net shape », la géométrie nominale de la denture n'était pas une développante sphérique mais une géométrie issue de la fabrication des pignons taillés, de caractéristiques équivalentes. Le procédé de taillage adapté aux très grandes séries, là où le procédé de forgeage est intéressant, est le taillage dit « revacycle ». Ce taillage de forme a été conçu par la firme GLEASON. Une machine permet le taillage des dents à partir d'une broche circulaire spéciale sur laquelle se trouvent à la fois les outils d'ébauche, de demi finition et de finition [HEN99]. Bien que ce taillage ait une cadence intéressante, il ne permet pas de reproduire des développantes de cercle sphériques parfaites. Les profils ainsi taillés sont cependant très proches des développantes de cercle sphériques dans la zone de contact du flanc. C'est en pied et en tête de dent que les écarts sont les plus importants ce qui ne perturbe pas trop l'homocinétisme de la transmission [BOU96].

Durant les années 1990, aucune amélioration n'a été apportée sur la géométrie des pignons usinés qui avaient déjà fait leurs preuves sur les produits largement commercialisés. Le seul changement du procédé de fabrication apportait alors une innovation incrémentale. Par ailleurs, l'obtention de géométries forgées similaires aux géométries taillées a permis une comparaison des performances mécaniques de tenue en service en particulier [DEA00].

Le niveau de connaissances capitalisées sur le procédé de forgeage de pignons coniques « net shape » s'étant nettement accru ces dernières années, les recherches actuelles visent aujourd'hui l'obtention de dentures forgées suivant des géométries nominales en développantes de cercles sphériques afin d'améliorer la qualité de l'engrènement [BER05]. D'une manière générale, les pièces forgées sont obtenues suivant la gamme de fabrication schématisée figure I-8. Les termes spécifiques au domaine du forgeage sont définis par la norme [AFN84]. N'y sont pas mentionnées, par exemple, les étapes de nettoyage ou de préparation de surfaces (lubrification). Les étapes grisées et

inscrites en italique sont les étapes de fabrication propre à la fabrication des planétaires de dimensions plus importantes qui nécessitent la réalisation d'une préforme à chaud de la denture, entre autres, puisque l'énergie de déformation nécessaire à l'obtention de la pièce finale en une seule passe serait trop importante. L'étape de formage de précision se fait systématiquement à froid en matrices fermées, afin de garantir une qualité géométrique conforme au besoin fonctionnel. Dans le cas des planétaires, un usinage de la queue préalable au formage de précision du pignon est nécessaire. Il garanti le bon volume matière et une bonne répartition de celle-ci sur les surfaces qui seront par la suite cannelées. Ce pré-usinage est nécessaire au bon guidage des poinçons qui servent à filer les cannelures extérieures ou intérieures. Si la denture ou les cannelures sont obtenues à l'issue de l'opération de formage à froid, les surfaces d'assemblage, telles que l'alésage, la portée plane ou sphérique, nécessitent une finition par enlèvement de matière. Pour des raisons de qualité dimensionnelle et de positionnement par rapport à la denture, mais aussi pour absorber les variations de volume du lopin initial, une surépaisseur est laissée autour des surfaces d'assemblage. Ces surfaces étant géométriquement simple (plan, cylindre, sphère), l'opération de finition peut se faire sur des machines outils à commande numérique classiques avec un coût acceptable.

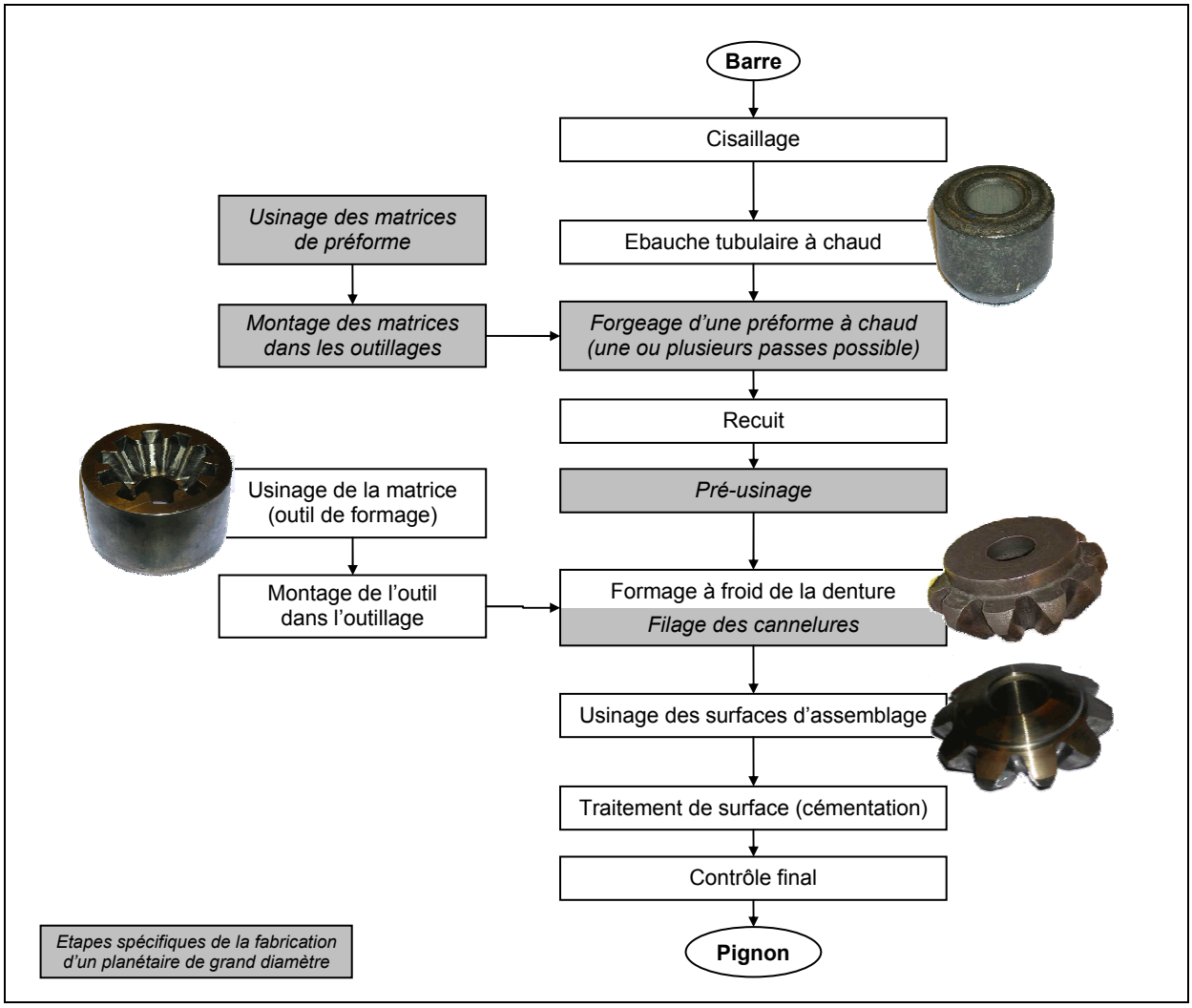


Figure I-8 : Gamme de fabrication simplifiée d'un pignon forgé « Net Shape ».

Dans la démarche de conception intégrée mise en place, le processus de réalisation continue d'évoluer, tant sur la géométrie des pièces fabriquées que sur les matériaux utilisés

ou sur le processus même de transformation de la matière [BER05]. Malgré ces évolutions, les objectifs du métrologue restent identiques.

1.3. Objectifs du métrologue

Le métrologue apporte tout d'abord ses compétences pour la validation de la pièce finale en fonctionnement. Il doit vérifier que la pièce fabriquée répond aux exigences dimensionnelles et géométriques spécifiées sur le dessin de définition. La métrologie dimensionnelle ne comprend que la mesure des dimensions (longueur, angle, diamètre, etc…) repérées sur le dessin de définition par une cote tolérancée alors que la métrologie géométrique s'intéresse aux défauts de forme (planéité, cylindricité, etc…) ou d'orientation entre surfaces (perpendicularité, parallélisme, etc…). Aujourd'hui, l'utilisateur final impose souvent un contrôle d'engrènométrie en plus du contrôle dimensionnel et géométrique. Le métrologue cherche à comprendre quelle est l'influence de la qualité géométrique de la pièce sur la qualité de l'engrènement afin d'essayer de réduire le nombre de contrôle réalisés aujourd'hui.

Dans une démarche de contrôle de qualité, et de conception intégrée présentée au paragraphe §1.1, le métrologue doit contribuer à l'amélioration des connaissances du processus de réalisation des pièces. Le processus de réalisation est l'ensemble des opérations ordonnées nécessaires pour obtenir la pièce finale. Ce processus résulte des choix effectués par le service des méthodes en fonction de la pièce à réaliser, des procédés retenus et des ressources disponibles pour le mettre en œuvre. Quelle que soit la combinaison retenue, il existe des interactions plus ou moins fortes entre le processus choisi, le procédé retenu, la pièce fabriquée et les ressources utilisées [COL03]. Ces interactions peuvent se schématiser sur la figure I-9.

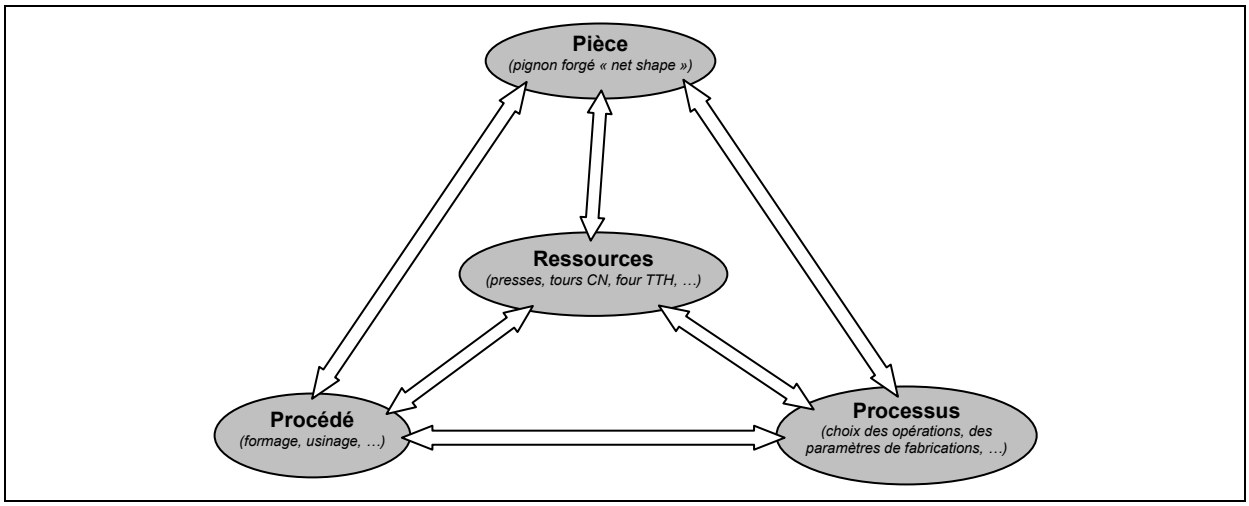


Figure I-9 : Interactions pièce – procédé – ressources – processus.

Le contrôle de la pièce intrinsèquement n'a d'intérêt que dans une démarche de qualité vis-à-vis des clients. Afin de mieux maîtriser la fabrication, il faut également qualifier puis quantifier les interactions qui existent entre la pièce d'une part et le procédé, les ressources et le processus d'autre part. Le métrologue a pour objectif, dans ce contexte, d'aider à l'interprétation de l'influence du choix des paramètres du processus ou des ressources utilisées sur la géométrie obtenue. Cela se traduit concrètement par la mesure dimensionnelle et géométrique des pièces aux différentes étapes de fabrication (vérification des outillages, des pièces après formage, après usinage, ou après traitement thermique, …) et d'en déduire l'influence des paramètres du processus sur la géométrie obtenue. Cela permettra, entre autres, de modifier la géométrie nominale ou le protocole de réglage au

montage des produits. Il ne s'agit pas ici de remettre en cause le processus établi, mais d'essayer de mieux le comprendre. Par la suite, si une opération est jugée pénalisante pour la fabrication, une évolution pourra être envisagée, mais ce n'est pas l'objectif premier de ces travaux.

Autrement dit, le métrologue tente d'apporter des éléments de réponse aux diverses questions :

- ✓ Le pignon forgé est-il la réplique conforme de la matrice au retour élastique prêt ? Le remplissage de l'empreinte se fait-il correctement ?
- ✓ Quelles sont les amplitudes du retour élastique ?
- ✓ Quelle doit être l'amplitude du bombé sur la matrice pour obtenir le bombé attendu sur le pignon en tenant compte du retour élastique ?
- ✓ Qu'elle est l'influence de l'usure de la matrice sur la pièce ?
- ✓ Les dispersions de la préforme de la denture ébauchée à chaud, dans le cas du forgeage des gros planétaires, ont-elles une influence sur la qualité finale du formage de précision ?
- ✓ Comment peut-on améliorer le centrage de l'outillage servant à la réalisation des planétaires lorsqu'on réalise les cannelures et le formage de précision de la denture en une seule phase de fabrication ?
- ✓ Quelle est l'influence de la lubrification sur la qualité finale du pignon ?
- ✓ La denture forgée est-elle intrinsèquement conforme avant d'engager l'usinage des surfaces d'assemblage ?
- ✓ Comment se déforme le pignon lors du relâchement des contraintes dû à l'usinage des surfaces d'assemblage.
- ✓ Comment se déforme le pignon sous l'influence du traitement thermique ?
- ✓ …

Toute cette démarche s'appuie sur le contrôle physique de pièces réelles issues d'un processus de fabrication industriel. Cette étude est complémentaire aux travaux menés par les concepteurs ou les mathématiciens pour trouver les meilleures solutions pour répondre au besoin fonctionnel de l'engrènement. Ces deux approches, l'une plus pratique et l'autre plus théorique, s'enrichissent mutuellement.

Dans notre cas, l'ensemble des paramètres de fabrication, dans un contexte industriel, sont pris en compte dans l'analyse des résultats. L'analyse statistique sur des prélèvements de pièces réelles doit aboutir à une identification des dispersions aléatoires et des défauts systématiques et reproductibles d'une pièce à l'autre. Cette identification est empirique, puisqu'elle est basée sur la mesure de pièces réelles. Elle doit néanmoins rester cohérente avec les phénomènes physiques qui résultent des technologies utilisées au cours du processus de réalisation. Une fois les sources de ces défauts identifiés, et leurs amplitudes associées évaluées, le métrologue informera de ses conclusions les autres experts qui tenteront à leur tour d'apporter les corrections utiles et nécessaires sur les méthodes et/ou moyens de production.

En résumé, la bonne connaissance des défauts systématiques et aléatoires du processus de fabrication étudié doit contribuer à son amélioration. Si chaque défaut peut être corrigé, entièrement ou partiellement, ou anticipé de façon rigoureuse lors d'une étape de fabrication (cas du retour élastique par exemple), la probabilité d'obtenir une pièce mauvaise à la fin du processus sera considérablement diminuée.

Vouloir répondre à toutes ces questions semble ambitieux. Le présent manuscrit retranscrit les travaux de recherche qui ont permis la mise en place d'une démarche, et de quelques outils informatiques associés, pour l'étude du processus de fabrication d'un pignon conique forgé « net shape ». La faisabilité d'amélioration du processus a été finalisée et démontrée sur quelques étapes mais des travaux complémentaires sont nécessaires avant de répondre à l'ensemble des questions suggérées par le processus de fabrication lui-même.

1.4. Contrôle de pignons

La démarche d'amélioration du processus s'appuie sur la mesure de pièces réelles. En milieu industriel, il est très difficile d'instrumenter les moyens de production, et même dans l'hypothèse où cela serait envisageable, la stratégie adoptée ne serait pas forcément adaptable à d'autres machines produisant le même type de pièces. Pour remonter aux défauts du processus de fabrication par la mesure des pièces produites, il faut d'abord déterminer, par une approche métrologique, quels sont les facteurs technologiques qui influencent la fabrication d'une pièce et suivre leur évolution. Chacun de ces facteurs doit être qualifié puis quantifié. Il est alors utile de définir le ou les mesurandes, c'est-à-dire la ou les grandeurs à mesurer sur les pignons, ainsi que les moyens de mesure à mettre en œuvre pour atteindre cet objectif.

Le présent paragraphe a pour but de présenter l'état de l'art sur la mesure des pignons. Après un bref rappel sur les normes en vigueur, une synthèse des principes et des moyens de mesure des pignons sera développée. A partir de cette synthèse bibliographique, certains choix pour l'étude de la qualification du processus de réalisation de pignons coniques forgés « net shape » par leur mesure dimensionnelle et géométrique seront retenus. Parmi les critères de décision, le transfert de la méthode utilisée vers le milieu industriel sera important ; les moyens de contrôle à mettre en œuvre doivent être rapides, économiques et automatisables.

1.4.1. Normes sur la géométrie des pignons

Les termes relatifs à la qualité géométrique des engrenages qui sont développés dans ce paragraphe sont conformes à la recommandation 1328 du Comité international de standardisation ISO-TC 60 (« Engrenages »). Cependant, ce système ne s'applique qu'aux dentures cylindriques en développante de cercle.

Les normes ISO concernant les dentures coniques sont actuellement en cours de rédaction. C'est pourquoi, les normes américaines A.G.M.A. [AGM01], allemandes D.I.N. [DIN86] ou japonaises J.I.S. [JIS84] qui s'avèrent, aujourd'hui, plus complètes pour ce type de denture, seront également utilisées. Le cas échéant, des conventions seront établies pour lever toute ambiguïté sur les termes ou les procédures.

Les figures, quant à elles, représenteront des pignons cylindriques dès lors que les propriétés montrées peuvent être généralisées à l'ensemble des pignons. Cela facilite leur compréhension.

1.4.1.1. Principes généraux du tolérancement d'une denture

Le profil d'une dent de pignon conique à développante de cercle sphérique, présenté au paragraphe §1.2.2.2, ne dépend que du cône de base. La définition mathématique de ce profil ne repose donc que sur les quelques paramètres qui définissent ce cône. Les

tolérances acceptées pour la fabrication ne s'appliquent pas à ces paramètres mais à d'autres grandeurs géométriques plus fonctionnelles, puisque l'objectif du tolérancement est, avant tout, de définir un domaine où les variations du fonctionnement nominal restent acceptables pour une utilisation souhaitée. En effet, une développante de cercle sphérique, issue d'un même cône de base, peut être obtenue par plusieurs combinaisons de paramètres ; le diamètre du cercle qui constitue la base de ce cône pouvant s'exprimer par le produit du module, du nombre de dents et du cosinus de l'angle de pression [BRUsp, HEN83]. La qualification fonctionnelle d'une développante de cercle sphérique par le tolérancement de ses paramètres devient très complexe étant donné la dépendance entre ceux-ci.

Les grandeurs géométriques qui caractérisent la fonctionnalité d'un engrenage sont très nombreuses. Comme il est difficile de retranscrire ces grandeurs et leurs écarts associés sur le dessin de définition, elles font généralement l'objet d'un cartouche spécial où les écarts admissibles sont clairement spécifiés. La classification proposée par G. Henriot pour inventorier les différents écarts normalisés pour une denture est retenue [HEN83]. Elle distingue d'un coté les défauts liés à l'engrenage ou à la roue (défauts « macroscopiques ») et de l'autre, les défauts propres à la denture d'une roue (défauts « microscopiques »). Cette classification n'est pas normalisée mais elle reste intéressante pour son exhaustivité, elle résume toutes les grandeurs géométriques de la norme ISO dans un seul tableau (figure I-10).

Type		Grandeur géométrique	Erreurs associées	Symboles
Défauts « macroscopiques »	Engrenage	Entraxe	Erreur d'entraxe	f_a
		Angle des axes	Inclinaison Déviation	$f_{\Sigma\delta}$ $f_{\Sigma\beta}$
		Jeux	Erreur composée radiale Saut radial Erreur composée tangentielle Saut tangentiel	F_i'' f_i'' F_i' f_i'
	Roue dentée	Excentricité denture/arbre ou alésage	Faux rond	f_r
		Largeur		b
		Diamètre de tête		d_a
Défauts « microscopiques »	Denture	Diamètre primitif de taillage		d_0
		Diamètre de base		d_b
		Pas	Erreur individuelle de pas Erreur individuelle de pas de base Erreur consécutive de pas Erreur cumulée sur un secteur de k pas Erreur totale de division	f_p f_{pb} f_u F_{pk} F_p
		Profil	Erreur totale de profil Erreur d'inclinaison de profil Erreur de forme de profil	F_f $f_{H\alpha}$ f_f
		Hélice (Distorsion[1])	Erreur totale de distorsion Erreur d'inclinaison longitudinale Erreur de forme longitudinale	F_β $f_{H\beta}$ f_β
		Epaisseur circulaire	Erreur d'épaisseur	A_s
		Ecartement	Erreur d'écartement	A_w

[1] Distorsion : la distorsion est un terme beaucoup plus générique que l'hélice, il englobe les modifications longitudinales voulues comme un bombé ou une dépouille d'extrémités par exemple.

Figure I-10 : Classement des défauts géométriques des engrenages [HEN83].

Dans un premier temps, les défauts de l'engrenage ne seront pas abordés, car il paraît difficile de parler de défauts cinématiques ou dynamiques si, prises individuellement, les

roues sont déjà entachées d'erreurs importantes. La géométrie intrinsèque de la denture et de la roue, première condition nécessaire à un bon fonctionnement de l'engrenage, sera donc étudiée plus particulièrement. Dans le cas du pignon conique forgé « net shape », la vérification de la qualité intrinsèque de la denture avant l'usinage est aussi un enjeu économique. Cependant, l'évaluation de la qualité de l'engrènement sera aussi évoquée puisque la préoccupation première reste la fonctionnalité du produit. D'ailleurs, dans les contractualisations entre clients et fournisseurs, le contrôle d'engrènement apparaît de plus en plus comme une nécessité pour compléter le contrôle dimensionnel et géométrique.

Comme le nombre de caractéristiques fonctionnelles à évaluer reste important, il convient généralement, entre le client et le fournisseur, de les distinguer en caractéristiques principales et caractéristiques secondaires. La distinction entre les deux repose sur des critères de dynamique, de cinématique, de statique ou d'émission de bruit. Bien que cela ne soit pas normalisé au niveau international, G. Henriot propose une classification des engrenages en « groupes de fonction de tolérances » en s'appuyant sur la norme allemande [DIN86, HEN99]. Ces groupes permettent de déterminer les spécifications les plus importantes à vérifier par rapport à la fonctionnalité attendue (figure I-11).

Fonction principale de l'engrenage	Erreurs importantes
Grande régularité dans la transmission du mouvement	Saut tangentiel et radial Erreur totale de division Erreur composée tangentielle et radiale Faux rond
Silence de fonctionnement Bonne capacité en charge dynamique	Saut tangentiel et radial Erreur individuelle de pas Erreur totale de profil Erreur d'inclinaison longitudinale
Grande capacité de charge statique	Erreur individuelle de pas Erreur d'inclinaison longitudinale
Pas d'indication particulière de fonction	Erreur composée radiale Erreur d'inclinaison longitudinale Erreur totale de profil

Figure I-11 : Erreurs importantes pour une fonctionnalité donnée [HEN99].

Dans le cas du différentiel automobile, les dentures sont principalement soumises à une forte charge statique. La vitesse relative du satellite par rapport au planétaire reste faible même lorsque le véhicule décrit une courbe. Pour le confort des passagers, un silence de fonctionnement est aussi attendu. Toutes ces remarques encouragent donc à étudier plus particulièrement :

- ✓ l'erreur individuelle de pas
- ✓ l'erreur d'inclinaison longitudinale
- ✓ l'erreur totale de profil
- ✓ le saut tangentiel et radial

Le saut tangentiel et radial, faisant intervenir un couple pignon-roue, sera étudié par engrènométrie (voir paragraphe §1.4.3). Par ailleurs, dans un premier temps l'erreur de profil et l'erreur d'inclinaison longitudinale ne seront pas dissociées : le flanc sera examiné comme une surface gauche. Les satellites sont chargés sur leurs flancs droits par l'un des deux planétaires, et sur leurs flancs gauches par l'autre. En cas d'inversion du sens de marche du véhicule, ou lors de l'utilisation du frein moteur, les planétaires chargés sur leurs flancs droits deviennent chargés sur leurs flancs gauches et réciproquement. En conséquence,

l'engrenage satellite-planétaire peut être amené à changer de sens de rotation à n'importante quel instant. La position des flancs droits par rapport à celle des flancs gauches, et donc par conséquent, les épaisseurs circulaires, devra également faire l'objet d'une attention particulière. Enfin, pour le pignon fini, il faudra s'intéresser aux positions des surfaces d'assemblage par rapport à la denture gage de la qualité du montage, mais aussi de son fonctionnement et de sa durée de vie. En effet, L. Berviller montre dans sa thèse toute l'influence de la position des surfaces d'assemblage (sphériques ou planes) par rapport à la denture sur la durée de vie des pièces sur banc d'essais [BER05].

Les intervalles de tolérance sont actuellement définis sur la base de la normalisation internationale (ISO). Elle définit la zone de tolérance par offset de la surface nominale où les écarts inférieurs et supérieurs sont précisés en fonction d'une classe de précision. La norme ISO comprend 13 classes de précision, la classe 0 étant la plus précise et la classe 12 la moins précise. Néanmoins, certains cahiers des charges font encore référence à la normalisation américaine (AGMA) qui, elle, définit 15 classes de précision ; et classées dans l'ordre croissant de précision (sens contraire à la norme ISO). On définit la classe par rapport aux attentes fonctionnelles de l'engrenage, et cette classe impose généralement un mode d'obtention des pignons. A la classification résumée par G. Henriot, on peut y ajouter l'obtention de pignons par déformations plastiques qui ont une qualité géométrique voisine de la classe 8 (figure I-12) [HEN99].

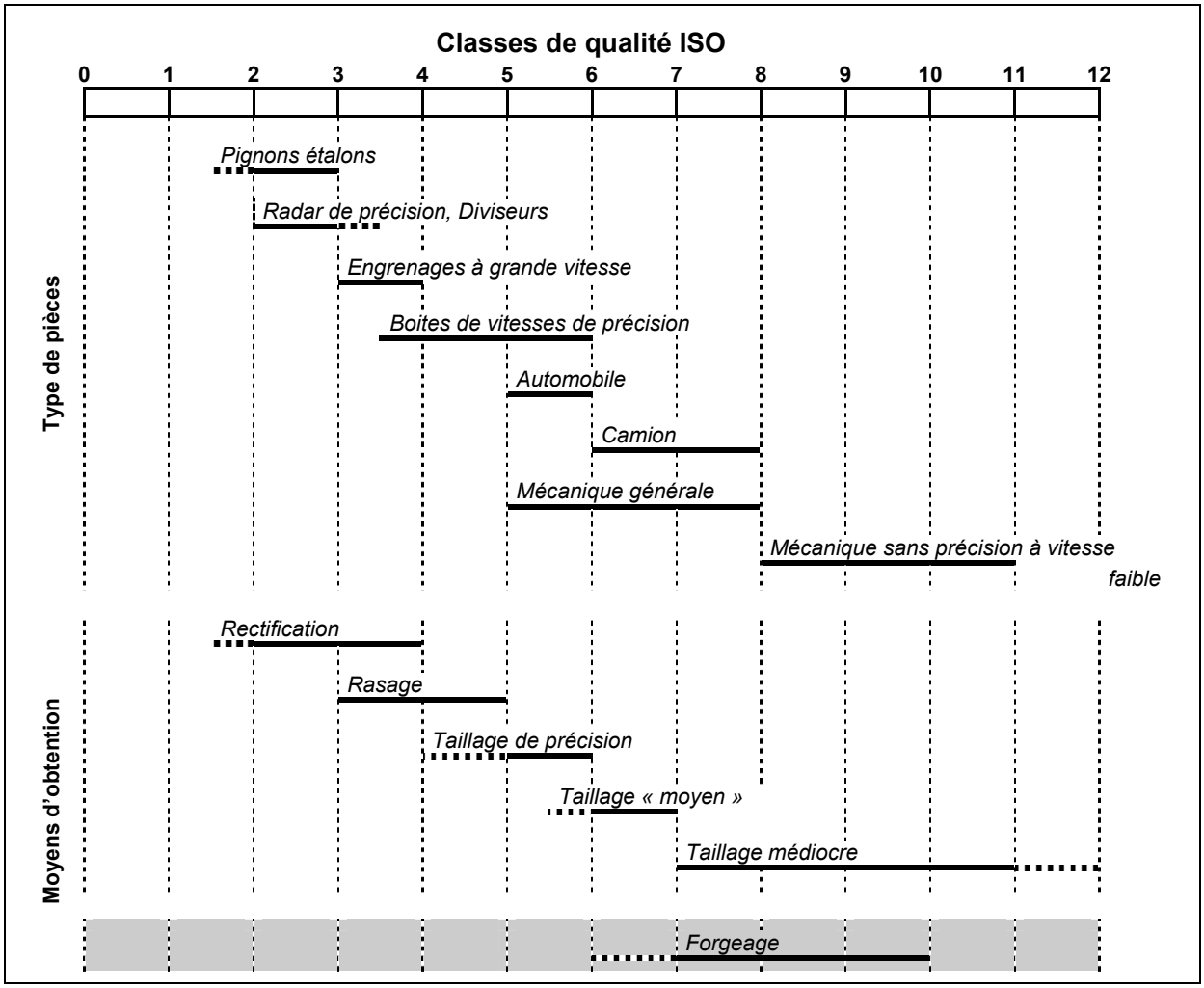


Figure I-12 : Engrenages et classes de qualité [HEN99].

D'après l'expérience de nos partenaires industriels, l'obtention des surfaces de dentures par formage permet d'accéder à une augmentation de qualité de fonctionnement d'une classe par rapport au pignon taillé pour un même intervalle de tolérance du fait du respect de la géométrie en développante sphérique. Pour cette raison, et comme dans le cadre du différentiel automobile, les vitesses de rotation sont faibles, il est possible d'admettre une qualité géométrique moins bonne que pour des pignons de boîte de vitesses automobile, sans que cela ne génère plus de bruit. La classe de qualité 8 est donc suffisante pour la réalisation de pignons de différentiels forgés « net shape ».

Pour exemple, un satellite de taille moyenne *(Rayon de sphère gros bout : $R_g \approx 116$ mm, diamètre primitif : $Dp \approx 71$ mm, nombre de dents : $z = 10$)*, de classe 8 admet 0,021 mm comme écart maximal pour l'erreur individuelle de pas et 0,037 mm comme écart maximal pour l'erreur totale de profil [AGM01].

Il faut néanmoins souligner que pour obtenir un pignon de classe 8 par forgeage aujourd'hui, il faut généralement réaliser les matrices dans deux voire trois classes de précisions inférieures (norme ISO) compte tenu des différentes dispersions inhérentes au processus de fabrication. L'amélioration de la qualité du formage et la meilleure maîtrise des déformations au cours du traitement thermique autoriseraient l'obtention de pignons forgés d'une meilleure qualité.

Des travaux pour revoir la définition des zones de tolérances par frontières virtuelles sont aujourd'hui en cours afin de garantir un meilleur fonctionnement [BRU06b]. En effet, un même écart au niveau du cône primitif, au pied de la dent, ou en haut de la dent n'a pas le même effet cinématique. Il est donc nécessaire de repenser la définition des intervalles de tolérance par offset dans le cadre des engrenages. Cependant, les travaux présentés dans ce manuscrit restent conformes à la norme sur ce point.

1.4.1.2. Définitions des écarts normalisés

Dans ce paragraphe, sont définis, au sens de la norme ISO, les grandeurs caractéristiques qui vont être étudiées, à savoir le pas, l'épaisseur circulaire et les défauts de profil et de distorsion.

- **Le pas**

Le pas angulaire est défini par le quotient de la circonférence du cercle primitif par le nombre de dent. Le pas est donc la longueur d'arc du cercle primitif compris entre deux flancs homologues (flancs qui sont tous de droite ou tous de gauche) consécutifs [ISO97]. Le cercle primitif, qui n'a pas de signification physique lorsque le pignon est considéré individuellement, sert ici de cercle de jauge sur lequel on évalue la distance entre les flancs de dents. Seul le pas sur le cercle de base, support des développantes de cercle sphérique, permettrait de savoir si le pied de chaque développante est correctement positionné par rapport à celle qui la précède et celle qui la suit. La difficulté à ce niveau est d'accéder au cercle de base, qui n'est pas toujours sécant avec le profil en développante. Il arrive, en effet, que la zone utile de la développante débute au-delà du cercle de base, et que ce dernier traverse la zone de raccordement en pied de dent. Pour cette raison, le cercle primitif, beaucoup plus accessible et dans la zone utile de fonctionnement, est choisi comme cercle de jauge où est évalué le pas.

Pour les engrenages cylindriques, la norme ISO préconise d'évaluer le pas sensiblement à mi hauteur de dent, à proximité du cercle primitif : la notion de cercle de jauge est donc claire. Toutefois, le pas au niveau du seul cercle primitif ne traduit pas correctement l'influence de cette erreur sur la fonctionnalité de l'engrènement. En effet, d'un point de vue fonctionnel, l'engrènement est à caractériser pour chaque position angulaire de l'engrenage. Pour une position angulaire donnée, il devient donc intéressant de caractériser le pas de base (P_b), par rapport aux dents précédentes et aux dents suivantes et sur le flanc de la denture, sur une tangente au cercle de base donnée et non plus sur le cercle de base (figure I-13). En effet, ce sont les variations du pas de base au cours de la position angulaire d'engrènement qui vont générer des erreurs cinématiques d'avance ou de retard mais aussi une variation de la répartition de l'effort à transmettre entre les différentes dents en prise. Dans le cas d'un pignon peu chargé ces variations du pas de base se traduisent principalement par une erreur cinématique et surtout une augmentation du bruit. Si au contraire, le pignon subit une charge importante, les dents se déforment. Les variations du pas de base génèrent alors des fluctuations de l'effort transmis par chacune des dents. Les contraintes superficielles dues à la pression de contact mais aussi les contraintes en pied de dent varient donc au cours du temps, ce qui crée un phénomène de fatigue conduisant à une réduction de la durée de vie de chaque dent. Autrement dit, les variations du pas de base se traduisent par une fatigue de second ordre qui accélère la ruine du pignon, phénomène qui n'est pas pris en compte dans leur dimensionnement.

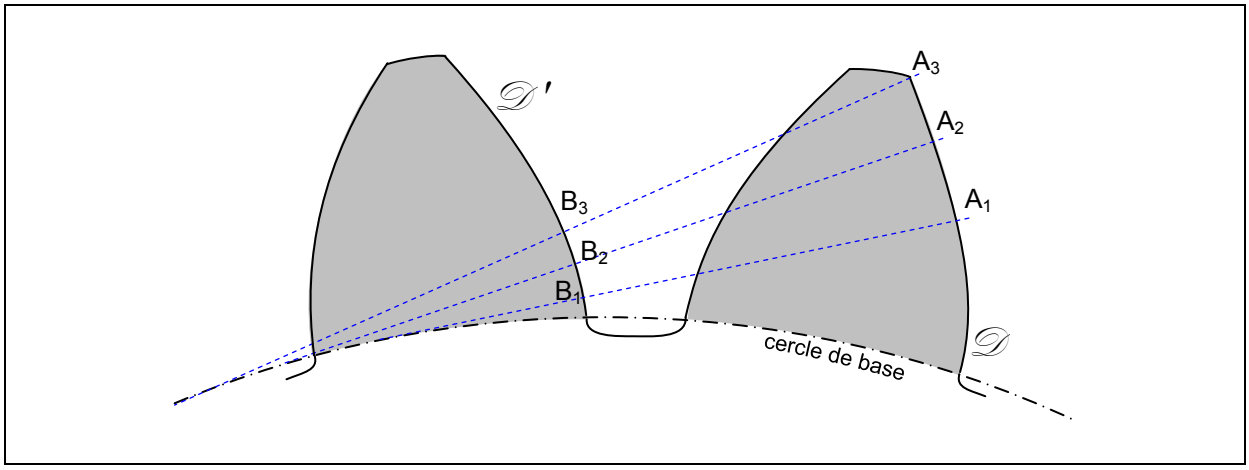


Figure I-13 : Pas de base : variation du point actif de la dent.

Ce pas de base « instantané » est effectivement difficile à évaluer de manière exhaustive par la métrologie dimensionnelle. C'est pourquoi, le client demande, de plus en plus systématiquement, un contrôle d'engrènométrie complémentaire au contrôle dimensionnel et géométrique. Plutôt que de n'évaluer le pas que sur un seul cercle de jauge (le cercle primitif), on peut envisager de déterminer le pas à partir de plusieurs cercles de jauge traversant la surface active du flanc. Comme l'information est redondante, l'utilisation d'un critère est nécessaire ; ce qui conduit à l'obtention d'un pas « moyen ». Cette proposition d'introduire la notion de pas « moyen » permet de mieux répondre à l'évaluation de la fonctionnalité du pignon même si elle reste moins fonctionnelle que l'évaluation du pas de base pour plusieurs positions angulaires. Le chapitre 2 revient très largement sur cette idée.

Pour un engrenage conique, il est impossible d'atteindre physiquement le cercle primitif puisqu'il correspond à l'intersection du cône primitif et la sphère arrière. Il ne peut donc pas être utilisé comme cercle de jauge. Les normes américaines, allemandes et japonaises préconisent alors, pour ces pignons, de mesurer le pas sur un diamètre moyen pris sur le

cône primitif [AGM01, DIN86, JIS84]. Autrement dit, le pas s'évalue sensiblement à mi largeur entre les deux sphères limitant les flancs actifs des dents (figure I-14).

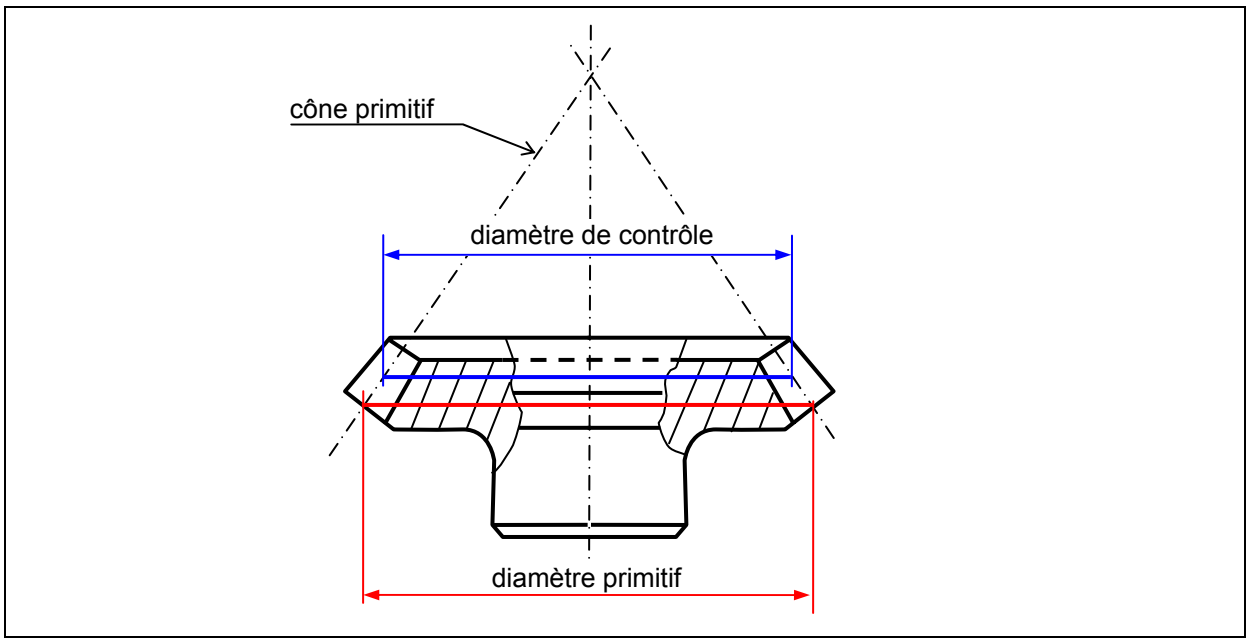


Figure I-14 : Mesure du pas sur un pignon conique.

Les normes ISO 1328-1 et AGMA 2009-B01 préconisent de numéroter les dents dans l'ordre croissant en tournant dans le sens des aiguilles d'une montre lorsque l'observateur regarde la face de référence [AGM01, ISO95]. Pour un pignon conique, il est convenu que la face de référence se trouve sur la petite sphère limitant les flancs actifs, c'est-à-dire du coté du sommet du cône primitif. Afin de suivre les pièces au cours de leur processus de réalisation, la dent n°1 devra être clairement repérée. Quand cela sera possible, la dent n°1 coïncidera avec la dent qui porte l'empreinte du chiffre du repère de l'outillage. La numérotation des pas individuels est reliée à la numérotation des dents de telle sorte que le pas (N) soit compris entre les flancs homologues des dents (N-1) et (N) (figure I-15). On peut également indiquer s'il s'agit d'un pas à droite (repère R) ou d'un pas à gauche (repère L) [ISO96a].

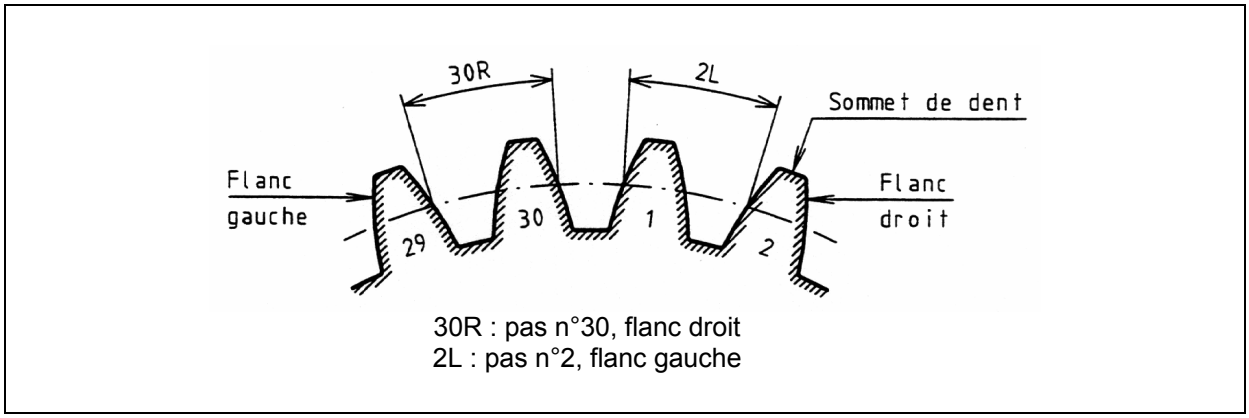
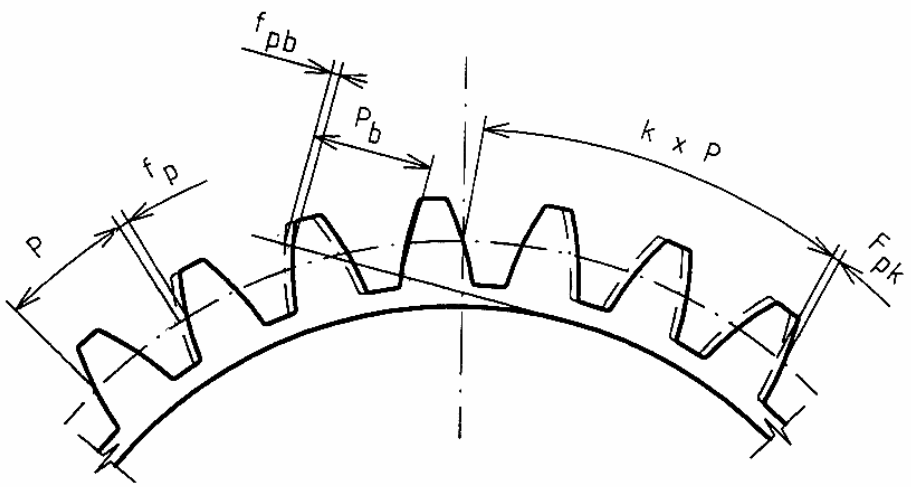


Figure I-15 : Numérotation d'une denture extérieure [ISO96a].

Après contrôle, les écarts entre le pas réel et le pas théorique se déclinent en plusieurs erreurs, les erreurs de pas (figure I-16) :

- ✓ *Erreur individuelle de pas (f_p) :* Différence algébrique entre la valeur effective d'un pas et la valeur correspondante théorique. Elle est définie sur un cercle concentrique à l'axe de la roue situé sensiblement à mi hauteur de dent [ISO95].
- ✓ *Erreur individuelle de pas de base (f_{pb}) :* Différence algébrique entre les valeurs réelle et théorique de la distance entre deux profils homologues consécutifs mesurée sur une tangente au cylindre ou au cône de base. Il dépend donc de la tangente choisie comme support de mesure. Aucune précision n'est apportée dans la norme sur cet aspect, ce qui laisse une interprétation possible au contrôleur.
- ✓ *Erreur consécutive de pas (f_u) :* Différence algébrique entre deux erreurs individuelles consécutives. Cette grandeur n'est pas normalisée au niveau international, mais recommandé dans les normes allemandes [DIN86] et couramment utilisée en milieu industriel.
- ✓ *Erreur cumulée de pas (F_{pk}) :* Différence algébrique, sur tout secteur de k pas, entre la longueur effective et la longueur théorique de l'arc considéré. En théorie, elle est égale à la somme algébrique des erreurs individuelles pour les k pas considérés [ISO95].
- ✓ *Erreur totale de division (F_p) :* valeur maximale de l'erreur cumulée de pas sur tout secteur de flancs homologues. Il est représenté par l'amplitude totale de la courbe d'erreur cumulée de pas [ISO95].



P : Pas théorique — f_p : Erreur individuelle de pas
P_b : Pas de base théorique — f_{pb} : Erreur individuelle du pas de base
k x P : Pas cumulé (ici k = 3) — F_{pk} : Erreur cumulée de pas

Figure I-16 : Définitions des différentes erreurs de pas [ISO96a].

Une simulation d'erreurs de pas représentée figure I-17 permet de rendre compte visuellement les différences entre erreurs de pas.

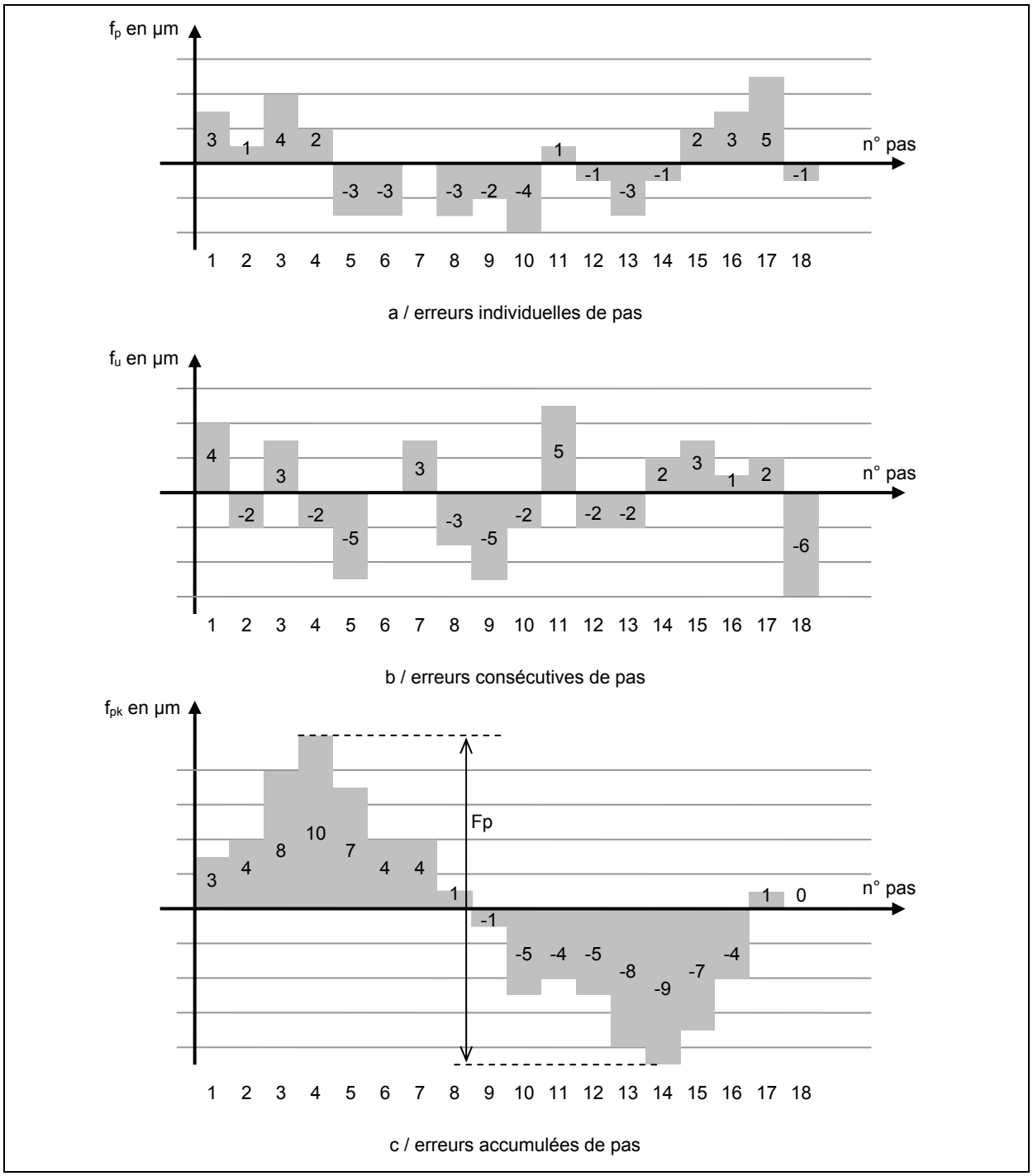


Figure I-17 : Différences entre les erreurs de pas – simulation.

- **L'épaisseur circulaire**

L'épaisseur circulaire d'une dent est la longueur curviligne de l'arc de cercle primitif entre deux flancs d'une même dent (figure I-18). L'écart d'épaisseur circulaire est la différence entre la longueur effective et la longueur théorique de l'épaisseur circulaire [ISO95]. On peut également connaître l'épaisseur circulaire d'une dent en connaissant le pas et l'écartement associé. On appelle écartement, ou parfois creux de dent, l'espace entre deux dents voisines d'une même roue (figure I-18).

Dans le cas des pignons coniques, l'épaisseur circulaire s'évalue sur le même cercle que le pas [DIN86, JIS84].

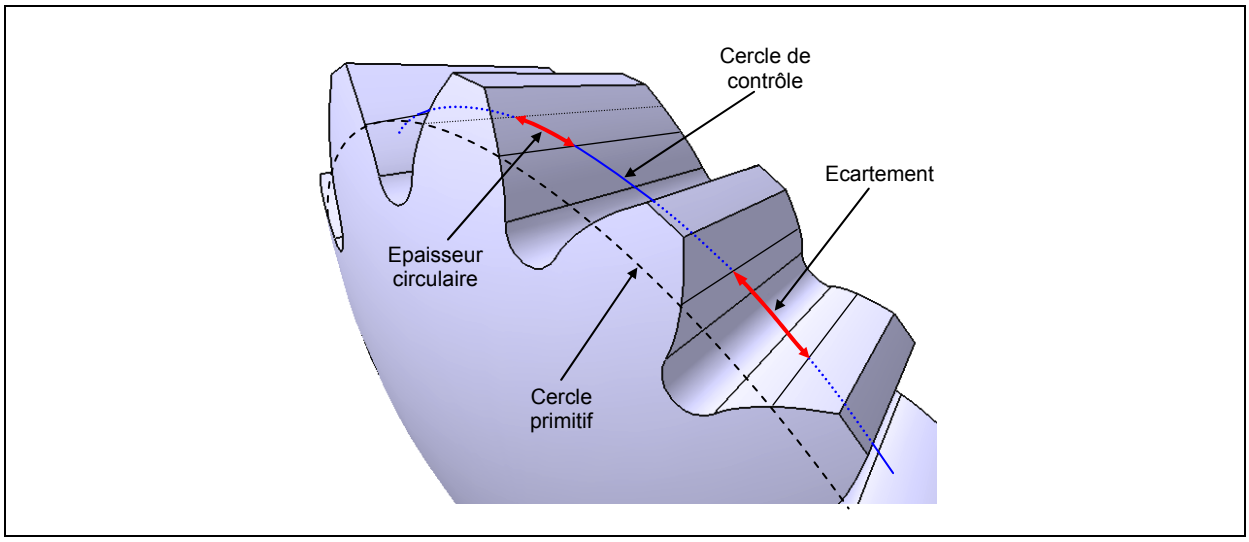


Figure I-18 : Epaisseur circulaire et écartement sur le cercle de contrôle.

- **Défaut de profil et de distorsion**

Par définition, le profil est une section d'un flanc de dent sur une surface orthogonale aux génératrices de la surface primitive de référence (figure I-19). Dans le cas du pignon conique, chaque développante de cercle sphérique sur une sphère donnée est un profil du flanc. La ligne de flanc est une section entre le flanc de dent et la surface primitive de référence : le cylindre primitif dans le cas d'un pignon cylindrique, le cône primitif dans le cas d'un pignon conique. Le défaut associé à la ligne de flanc est la distorsion qui inclut les écarts sur les modifications de surface souhaitées comme le bombé longitudinal ou les dépouilles en extrémité par exemple [ISO95].

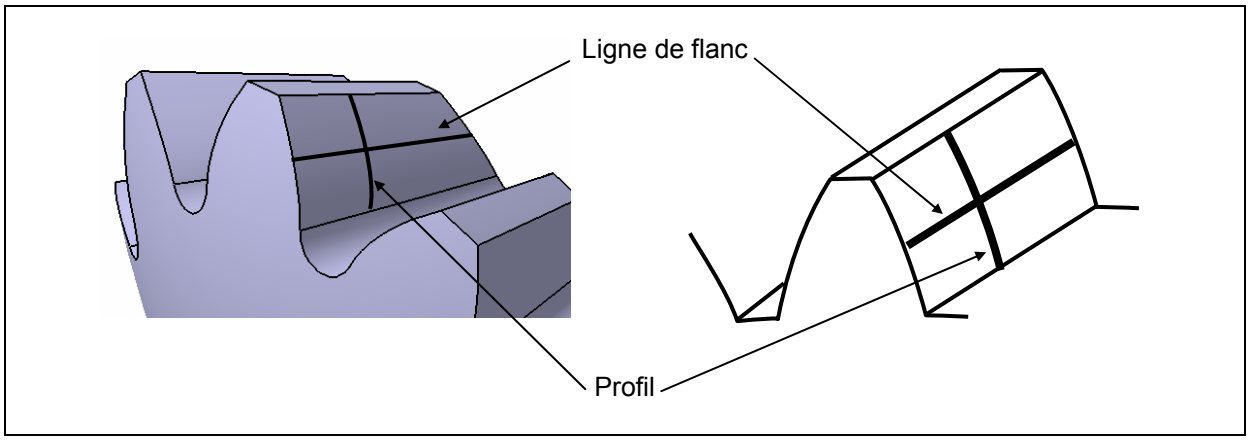


Figure I-19 : Définition du profil et de la ligne de flanc.

L'écart entre le profil réel et le profil théorique, comme l'écart entre la ligne de flanc réelle et la ligne de flanc théorique, se décompose en deux ordres majeurs : l'erreur d'inclinaison (ordre 1) et l'erreur de forme (ordre 2). On appelle erreur totale, l'écart qui englobe à la fois le défaut d'inclinaison et celui de forme.

On trouve de façon normalisée :

Les erreurs liées au profil :

- ✓ *Erreur totale de profil (F_f) :* Distance entre deux tracés du profil de référence qui encadrent le tracé de profil effectif dans la longueur d'évaluation [ISO95].
- ✓ *Erreur d'inclinaison de profil ($f_{H\alpha}$) :* Distance entre deux tracés parallèles semblables au tracé du profil moyen et situés à une distance constante de ce dernier en encadrant le tracé de profil effectif dans la longueur d'évaluation [ISO95].
- ✓ *Erreur de forme de profil (f_f) :* Distance entre deux tracés parallèles semblables au tracé du profil moyen et situés à une distance constante de ce dernier en encadrant le tracé de profil effectif dans la longueur d'évaluation [ISO95].

Les erreurs liées à la ligne de flanc :

- ✓ *Erreur totale de distorsion (F_β) :* Distance entre deux tracés de la distorsion de référence qui encadrent le tracé la distorsion effective sur la largeur de la denture [ISO95].
- ✓ *Erreur d'inclinaison longitudinale ($f_{H\beta}$) :* Distance entre deux tracés de la distorsion de référence qui coupent le tracé de la distorsion moyenne aux extrémités de la longueur d'évaluation [ISO95].
- ✓ *Erreur de forme longitudinale (f_β) :* Distance entre deux tracés parallèles semblables au tracé de la distorsion moyenne et situés chacun à une distance constante de ce dernier en encadrant le tracé de la distorsion effective sur la longueur d'évaluation [ISO95].

La figure I-20 permet d'illustrer ces différentes erreurs sur le profil. Elle peut être transposée pour les erreurs inhérentes à la ligne de flanc.

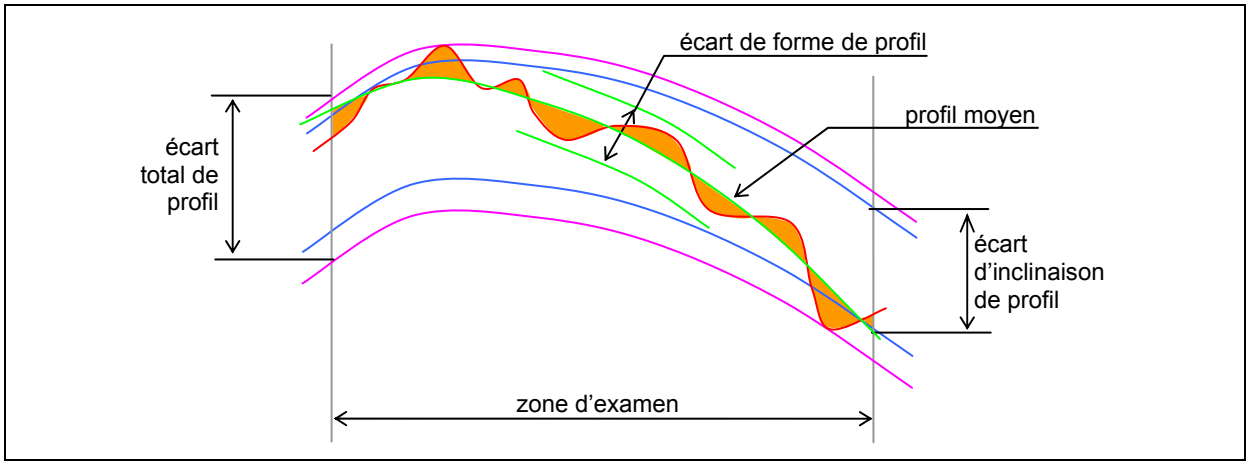


Figure I-20 : Erreur totale, erreur d'inclinaison, et erreur de forme [HEN83].

Dans l'objectif d'améliorer les connaissances du processus de fabrication des pignons, le seul relevé d'un profil et de la ligne de flanc paraît insuffisant. D'un point de vue fonctionnel également, le point de contact évolue au cours de l'engrènement, et n'est pas connu à priori sur le pignon réel. L'idée retenue est d'étudier chaque flanc comme une surface gauche tolérancée avec une spécification de forme de surface quelconque. La norme AGMA 2009-B01 suggère ce type d'approche lorsqu'elle évoque le contrôle de flanc par topographie [AGM01]. L'intervalle de tolérance du défaut de forme sur le flanc considéré comme surface quelconque sera considéré, dans un premier temps, égal à l'écart autorisé sur l'erreur totale de profil. Dans ce cas, la zone de tolérance est limitée par la surface enveloppe obtenue par balayage d'une sphère théorique, dont le diamètre est égal à

l'intervalle de tolérance, et centrée sur la surface nominale. Autrement dit, la zone de tolérance est définie par un décalage de plus ou moins la moitié de l'intervalle de tolérance en chaque point de la surface nominale suivant une direction normale à la surface en ce point. D'après les propriétés des développantes de cercle sphérique, la zone de tolérance est donc le volume compris entre deux flancs en développante de cercle sphérique parallèles distants de l'intervalle de tolérance et centré sur le flanc nominal.

Cette proposition d'étudier la topographie du flanc plutôt que d'analyser le profil et la ligne de flanc est de plus en plus reprise par les constructeurs de machine de contrôle [BRO92, GOC03, MAH01]. T. Krenzer montre que l'analyse de la topographie permet de corriger les paramètres de la machine à tailler, ce qui constitue déjà une amélioration de la connaissance du processus de fabrication [KRE84]. Pour un flanc de dent, l'optimisation du maillage mesuré par rapport au maillage de référence (étalon ou modélisation numérique) suivant différents ordres a pu être reliée aux paramètres de réglages de la machine à tailler. L'équation d'optimisation est de la forme :

$$f(X,Y) = a_0 + a_1X + a_2Y + a_3X^2 + a_4Y^2 + a_5XY$$

- ✓ le terme a_0 correspond a un décalage de la surface mesurée par rapport à la surface de référence, il peut être nul si le point de référence du flanc mesuré est confondu avec le flanc théorique,
- ✓ le terme a_1 représente l'inclinaison longitudinale,
- ✓ le terme a_2 représente l'angle de pression,
- ✓ le terme a_3 représente l'erreur de courbure dans le sens de la ligne de flanc et a_4 dans le sens du profil de la dent,
- ✓ le coefficient a_5 représente la torsion ou le biais de surface.

La figure I-21 représente l'influence de chacun des paramètres évoqués ci-dessus.

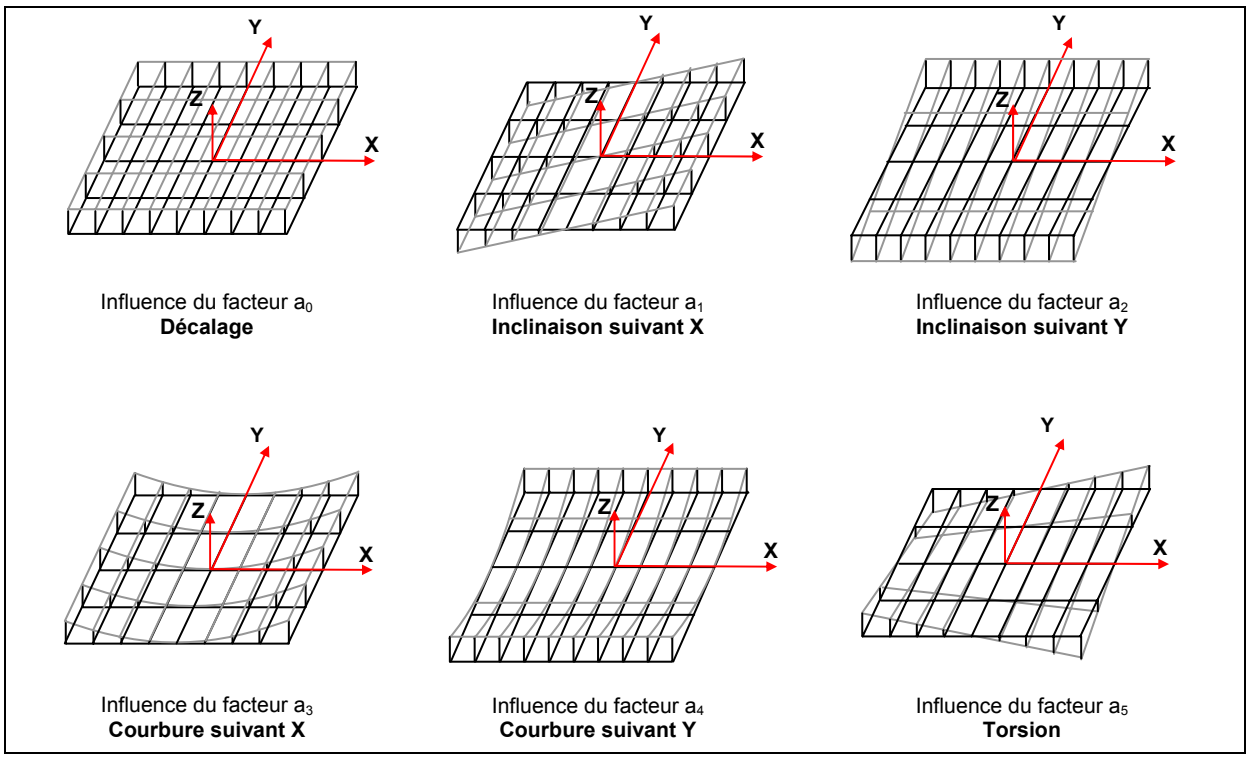


Figure I-21 : Influence des coefficients de régression entre la surface de référence et la surface mesurée [KRE84].

D'autres études ont été menées sur les topographies de flancs de dents pour décrire la géométrie réelle des pignons un peu plus finement que par quelques écarts de dimensions normalisés. T. Pfeifer et al., par exemple, proposent une décomposition de la topographie des flancs de dents en ordres successifs qui pourraient être rattachés à un écart normalisé [PFE01]. Le deuxième chapitre traite plus en détails ce point précis car il rejoint l'idée de pas « moyen » proposé précédemment [BAU01c].

1.4.2. Moyens de contrôle

1.4.2.1. Appareils de métrologie conventionnelle pour le contrôle dimensionnel et géométrique des engrenages

La métrologie conventionnelle des engrenages a plus de 150 ans [GOC03]. Les tableaux édités par le CETIM présentent un bilan relativement complet des appareils de métrologie classique ou dédiés à utiliser, aujourd'hui, pour contrôler les engrenages [CET98]. Malheureusement, cette métrologie ne s'applique qu'aux pignons cylindriques. Il est possible de classer ces appareils dans deux grandes catégories, selon qu'ils évaluent la denture intrinsèquement par rapport à elle-même ou selon qu'ils utilisent une référence externe à la denture comme le cylindre de tête ou l'alésage du pignon par exemple.

Grandeur géométrique	Erreurs associées	Symboles	Appareils utilisés
Pas	Erreur individuelle de pas	f_p	Appareil à contrôler
	Erreur individuelle de pas de base	f_{pb}	Appareil à contrôler
	Erreur consécutive de pas	f_u	Appareil à contrôler
	Erreur cumulée sur un secteur de k pas	F_{pk}	Pied à coulisse, palmer à plateaux
	Erreur totale de division	F_p	Appareil à contrôler
Profil	Erreur totale de profil	F_f	Appareil à contrôler Pied à module
	Erreur d'inclinaison de profil	$f_{H\alpha}$	
	Erreur de forme de profil	f_f	
Ligne de flanc	Erreur totale de distorsion	F_β	Appareil à contrôler
	Erreur d'inclinaison longitudinale	$f_{H\beta}$	
	Erreur de forme longitudinale	f_β	
Epaisseur circulaire	Erreur d'épaisseur	A_s	Pied à module, cotes sur piges
Ecartement	Erreur d'écartement	A_w	Cotes sur piges

Figure I-22 : Appareils de contrôle associés aux défauts à contrôler [CET98].

- **Appareils et méthodes de contrôle sans utiliser de références externes à la denture**

L'évaluation de la cote sur piges, par exemple, est certainement le contrôle de pignons le plus populaire puisqu'il est expliqué dans tous les ouvrages sur les engrenages, notamment ceux à caractère pédagogique [CET98, DUF97, HEN99]. Ce contrôle consiste à placer des piges calibrées (cylindres dans le cas de pignons cylindriques droits ou billes dans le cas de pignons cylindriques hélicoïdaux) dans les intervalles, en appui sur les flancs de deux dents consécutives (figure I-23). Le diamètre de la pige est choisi de telle sorte que le point de contact B se situe à proximité du cercle primitif. Compte tenu des diamètres rigoureusement calibrés des piges disponibles, le contact ne se fait jamais exactement sur le cercle primitif. Une fois les piges en contact, le contrôleur peut vérifier l'écartement au calibre à coulisse. Selon que le pignon possède un nombre de dents pair ou impair, la cote sur piges ne s'exprime pas de la même façon. Dans le cas d'un contrôle systématique, un support de contrôle est établi, avec des piges escamotables sur ressorts par exemple, de

manière à faciliter l'opération de mesurage. Malheureusement, cette méthode de contrôle n'est pas applicable aux pignons coniques. En effet, dans ce cas, les piges n'ont pas de position stable comme dans le cas des pignons cylindriques ; elles ont tendance à rouler le long des lignes de flancs rendant la mesure impossible.

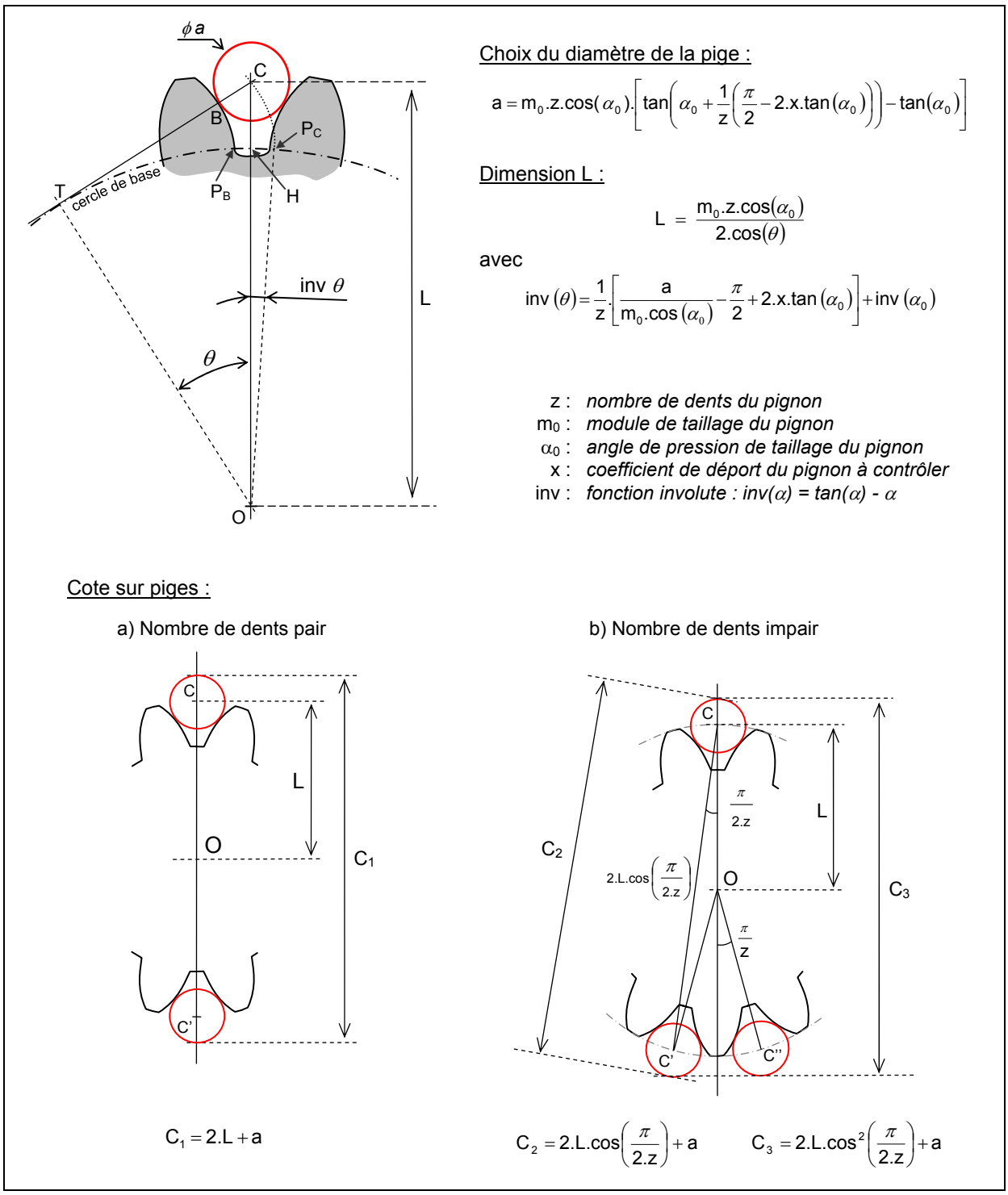
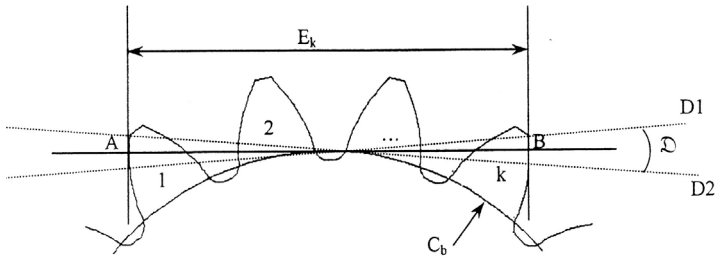


Figure I-23 : Cote sur piges.

La mesure de l'écartement sur k dents, non moins populaire, n'est pas non plus applicable aux pignons coniques puisqu'il est impossible de déterminer avec précision

l'altitude à laquelle serait évalué l'écartement (figure I-24). Dans le cas de pignons cylindriques, cette mesure consiste à déterminer la tangente au cercle de base (AB) qui intercepte à la fois le flanc gauche d'une dent et le flanc droit d'une $k^{ième}$ dent plus loin. Le nombre de dents k sur lequel s'effectue la mesure est calculé de telle sorte que les points A et B se situent sensiblement à mi hauteur d'une dent. Ce rayon, où il y a intersection de la tangente avec les développantes, tient compte d'une éventuelle correction de denture par ajout de déport. Lorsque le nombre k est déterminé, la longueur théorique AB à mesurer, égale à la longueur enroulée sur le cercle de base prise entre les pieds des deux développantes de cercle passant par A et B, se calcule à partir du pas de base et de l'épaisseur circulaire d'une dent sur le cercle de base. Cette longueur peut se mesurer à l'aide d'un palmeur à plateau (figure I-24) ou d'un calibre à coulisse. Sur un pignon conique, l'altitude fait varier la distance AB ce qui rend impossible ce type de contrôle aux instruments portatifs.



Choix de k :

$$k = \frac{z}{\pi}\left(-\frac{s_0}{2.r_0} - \mathrm{inv}(\alpha_0) + \tan(\alpha_m)\right) + 1 \quad \text{avec} \quad \alpha_m = \mathrm{Arccos}\left(\frac{z.\cos(\alpha_0)}{z + 2.x}\right)$$

Dimension Ek :

$$E_k = m_0.\cos(\alpha_0).\left[\left(k - \frac{1}{2}\right).\pi + 2.x.\tan(\alpha_0) + z.\mathrm{inv}(\alpha_0)\right]$$

z : *nombre de dents du pignon à contrôler*
m_0 : *module du pignon à contrôler*
α_0 : *angle de pression de taillage du pignon à contrôler*
x : *coefficient de déport du pignon à contrôler*
r_0 : *rayon primitif de taillage du pignon à contrôler*
s_0 : *épaisseur circulaire au primitif de taillage du pignon à contrôler*
inv : *fonction involute : inv(α) = tan(α) - α*

Figure I-24 : Contrôle de l'erreur de pas cumulée sur k dents [DUF97, CET98].

Il en est de même pour les appareils portatifs tels que les appareils à contrôler le pas de base (figure I-25). En fonction de l'altitude sur laquelle on effectue la mesure, la longueur du pas de base est différente.

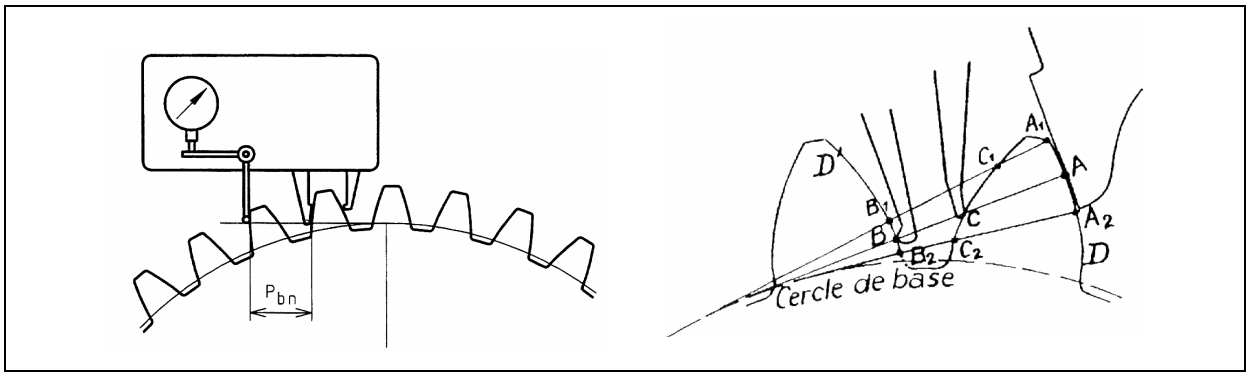
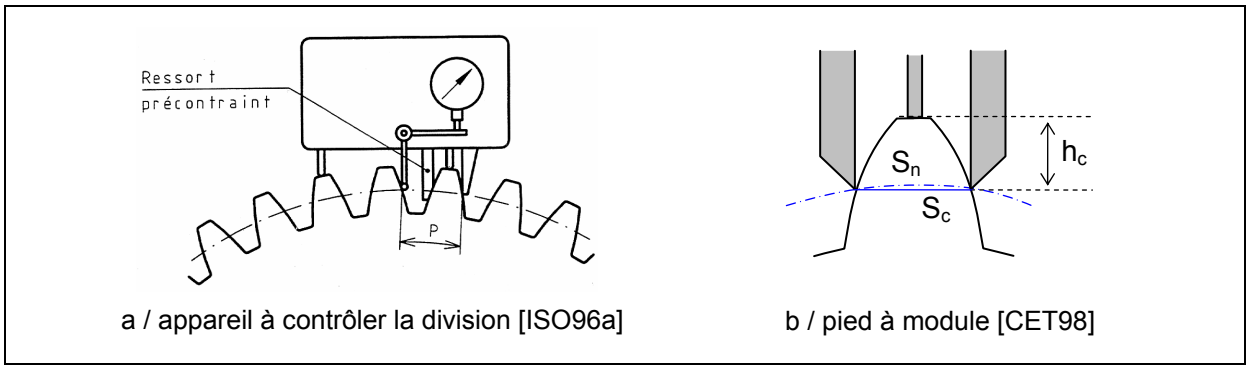


Figure I-25 : Appareil portatif à contrôler le pas de base [ISO96a].

- **Appareils et méthodes de contrôle utilisant des références externes à la denture**

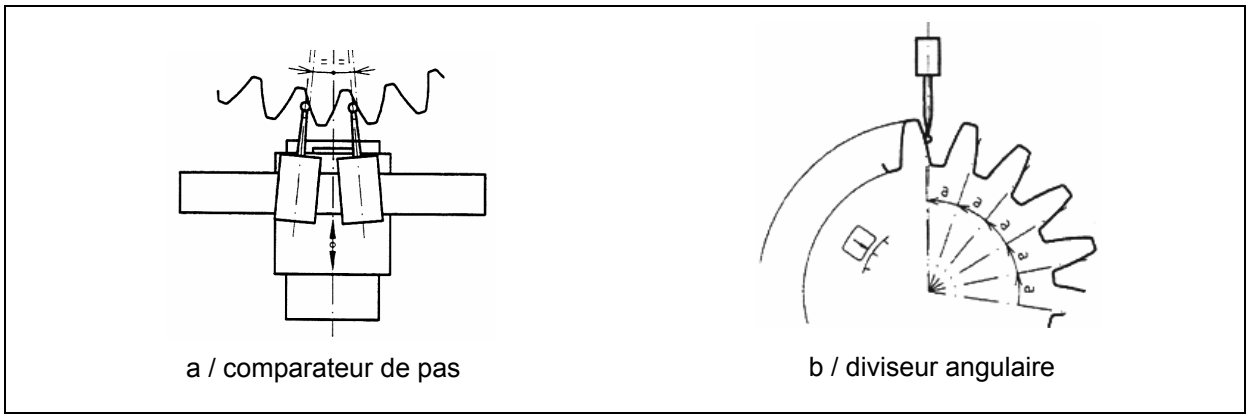
D'autres appareils portatifs utilisent le cylindre de tête comme référence externe afin d'évaluer le pas ou l'épaisseur circulaire (figure I-26). Comme évoqué précédemment, l'altitude de mesure choisie a trop d'influence sur le résultat attendu pour que ce type d'appareils puisse être envisagé pour le contrôle de pignon conique.



a / appareil à contrôler la division [ISO96a] b / pied à module [CET98]

Figure I-26 : Appareils portatifs pour le contrôle d'engrenages, s'appuyant sur des références externes (cylindre de tête).

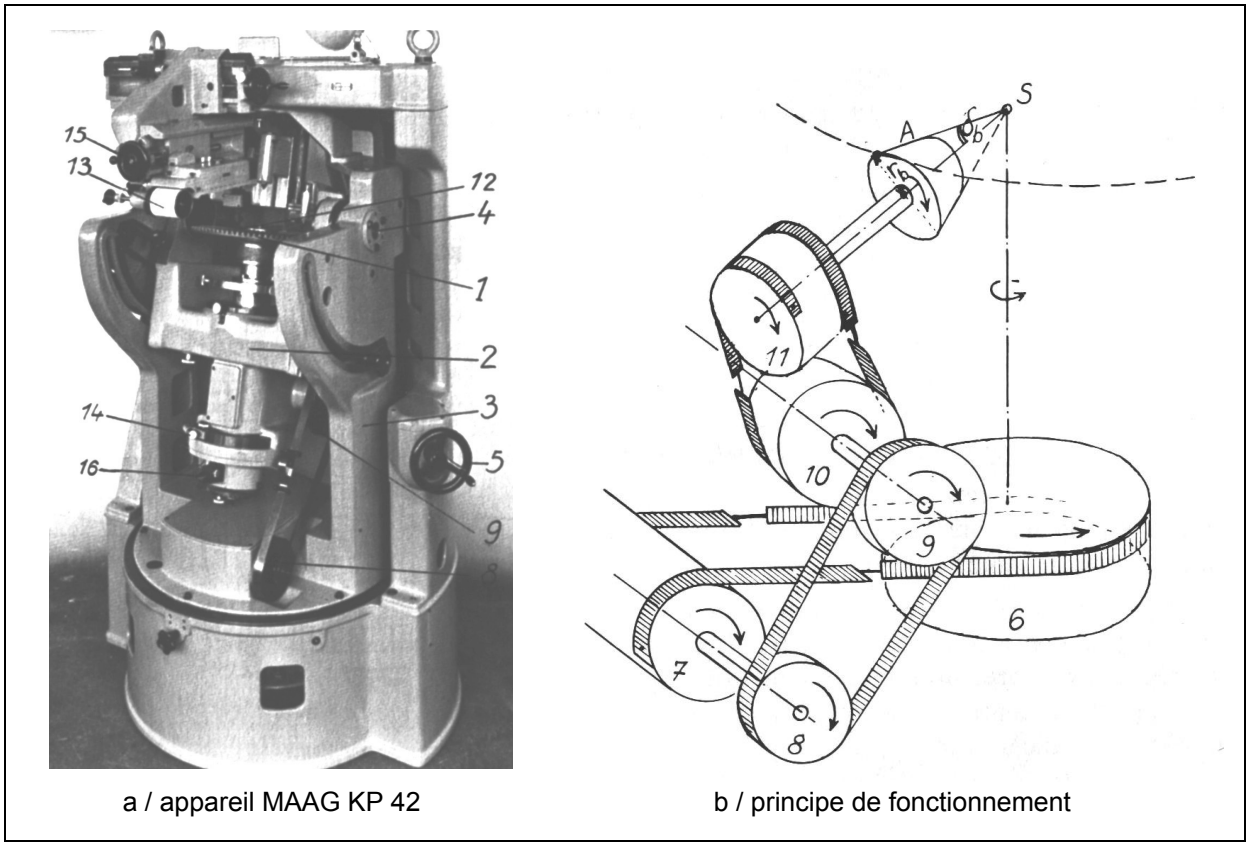
Pour la mesure de pignons coniques, il faut donc se tourner vers des appareils automatiques ou semi-automatiques (figure I-27). Dans cette catégorie, on trouve, par exemple, le comparateur de pas ou le diviseur angulaire où le pignon est mis en rotation suivant son axe, généralement matérialisé par un alésage, et où les déplacements des palpeurs peuvent être contrôlés grâce à des règles de lectures associées aux liaisons glissières. Pour ces appareils, la tête de mesure est déplacée radialement jusqu'au cercle de mesure puis le déplacement des touches ou de la roue s'effectue de façon à obtenir un palpage tangentiel au cercle de mesure. Comme la distance radiale des palpeurs est difficile à évaluer, le comparateur de pas est rarement utilisé. Le diviseur angulaire est plus commun. Pour ces appareils, une fois le pignon fixé sur son axe, l'altitude de contrôle reste identique, ce qui permet d'effectuer un contrôle sur des pignons coniques. Ce contrôle reste partiel car seul le pas est évalué, éventuellement l'épaisseur circulaire à l'aide du diviseur angulaire. De plus, on n'évalue pas la denture intrinsèquement par rapport à elle-même. Les erreurs de pas relevées sont entachées de l'erreur de position et d'orientation entre l'axe de la denture et l'axe de l'alésage du pignon.



a / comparateur de pas b / diviseur angulaire

Figure I-27 : Machine à contrôler les engrenages cylindriques automatiques ou semi automatiques [ISO96a].

Dans le cas des pignons coniques, il sera alors préférable d'utiliser des appareils dédiés tels que le KP42 conçu et réalisé par la société MAAG [HEN83]. L'appareil MAAG KP42 a été imaginé pour le contrôle du pas, d'épaisseur circulaire, du profil et de la distorsion de pignons coniques. La figure I-28 donne une vue photographique d'ensemble de l'appareil ainsi qu'une explication pratique de son fonctionnement. La roue contrôlée (1) est supportée par la tête (2) dont l'inclinaison est réglée égale à l'angle d'ouverture du cône de base δ_b, par pivotement sur le berceau (3) autour de l'axe (4). Cet axe coupe l'axe de la roue contrôlée au point S, sommet du cône de base de la roue (un système de jauges permet d'effectuer le réglage axial). Le berceau peut être pivoté autour d'un axe vertical, grâce à la manivelle (5). La figure I-28b schématise le dispositif à galets et rubans permettant d'obtenir le roulement sans glissement du cône de base de la roue sur le plan de contrôle.



a / appareil MAAG KP 42 b / principe de fonctionnement

Figure I-28 : Machine à contrôler les engrenages MAAG KP 42 [HEN83].

Les galets (6), (7), (10) et (11) sont de diamètres fixés, les galets (8) et (9) doivent être adaptés à l'angle d'ouverture du cône de base δ_b de la roue contrôlée pour qu'il y ait roulement sans glissement du cône de base sur le plan s'appuyant sur une de ses génératrices. Il n'est pas nécessaire de changer systématiquement les deux galets à chaque contrôle. Avec une telle disposition, l'appareil contrôle une développante sphérique parfaite. Le palpeur (12) a une extrémité sphérique dont le centre est situé dans le plan de contrôle. Le contrôle angulaire de la division s'effectue grâce à une échelle circulaire graduée de très grande précision visée avec le microscope (16) : il importe évidemment de régler avec précision la position, qui doit être invariable, du palpeur par rapport au centre S ; ce palpeur devant être escamoté pour le passage d'un flanc au flanc suivant. L'enregistrement s'effectue de façon graphique sur le tambour (13), avec une grande amplification.

Aujourd'hui, la synchronisation mécanique pour faire rouler, sans glisser, un cône sur un plan afin d'obtenir une développante de cercle sphérique parfaite est remplacée par un asservissement électronique.

Les entreprises de fabrication de machines à tailler (Gleason, Oerlikon, Klingelnberg, …) ou les sociétés développant des machines de contrôle (Zeiss, Mahr, …) se sont alors mis à réaliser des machines de contrôle dédiés aux engrenages (figure I-29). Ces machines, apparues dans les années 1970, fonctionnent sur le même principe que les machines de contrôle mécanique : le palpeur est commandé pour suivre un mouvement qui décrit la ligne de flanc ou le profil parfait et tous les écarts relevés par le palpeur sont enregistrés [FAR94, GOC03].

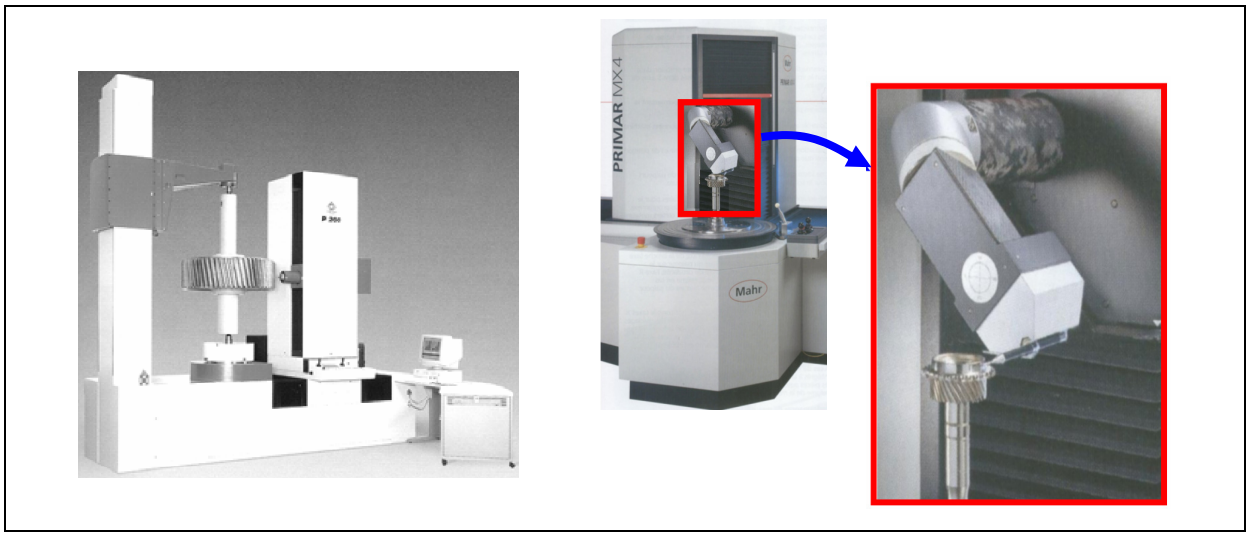


Figure I-29 : Machines de contrôle spécifiques pour les engrenages [MAH01].

Contrairement aux machines mécaniques du type MAAG KP42 présenté auparavant, le déplacement du palpeur n'est pas obtenu par combinaison cinématique mais par asservissement électronique de deux ou trois axes linéaires et un axe de rotation. Le déplacement ainsi numérisé n'est plus continu mais digitalisé. Le suivi réel d'une développante de cercle théorique se fera donc par « marches » successives (figure I-30c). L'écart entre la trajectoire théorique et la trajectoire réellement suivi du fait de cette digitalisation introduit un bruit de mesure : il est appelé « bruit de digitalisation ». L'expérience menée, avec le même type de commande (numérique), sur la mesure d'une cale étalon rectifiée, légèrement inclinée par rapport à la direction de mesure, prouve ce phénomène de digitalisation [DAV93]. Une inclinaison de 2 micromètres sur une longueur de 20 mm engendre un relevé composé de deux marches horizontales, et non pas une ligne inclinée (voir figure I-30b). D'ailleurs, lorsque cette même cale n'est plus inclinée de 2 mais de 200 micromètres par rapport à la direction de mesure, ce bruit de digitalisation apparaît

avec une fréquence plus rapide. Il se superpose à une ondulation périodique, d'une période qui correspond au pas de la règle de lecture (40 micromètres dans le cas étudié). Cette ondulation est due aux interpolateurs qui permettent une estimation des déplacements plus fine que le pas de la règle. Une autre ondulation d'une période plus grande, correspondant au bruit mécanique dû aux défauts d'engrènement du réducteur nécessaire au déplacement du coulisseau pour effectuer les déplacement le long du profil à mesurer, peut aussi s'ajouter aux écarts de mesure précédents [DAV93]. Ces écarts de mesure dus au moyen de contrôle doivent alors être pris en compte dans l'interprétation des résultats, une même pièce mesurée avec une discrétisation différente peut mettre en évidence, ou non, ces différents phénomènes. Les deux premiers qui proviennent de la numérisation de la commande et de la lecture des règles n'existaient pas sur les appareils purement mécaniques.

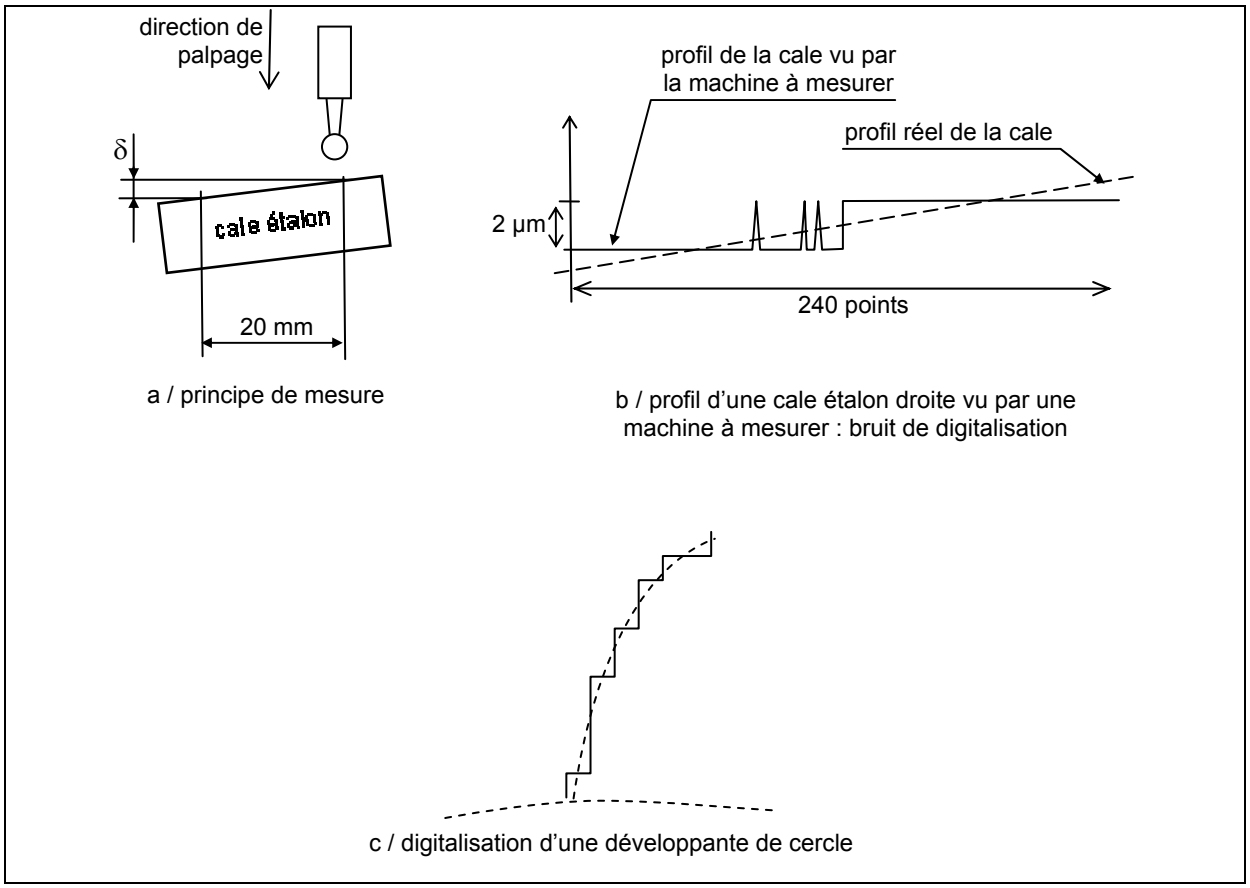


Figure I-30 : Bruit de digitalisation des appareils à commande numérique [DAV93].

Au début de la mise en œuvre de ces machines, un soin particulier devait être apporté à la mise en place du pignon sur le plateau rotatif de façon à confondre l'axe du pignon à l'axe de rotation du plateau. Ce dégaussichage réalisé jadis manuellement, peut se faire aujourd'hui de façon automatique grâce aux calculateurs qui déterminent la position de l'axe de la denture à partir de quelques points relevés sur celle-ci. L'axe de la denture étant recalculé par rapport à l'axe du plateau, il n'est pas nécessaire que l'axe du pignon soit rigoureusement aligné sur l'axe du plateau. La position du capteur est alors asservie pour décrire une développante de cercle autour de cet axe pièce et non plus autour de l'axe plateau.

Ce type d'appareil autorise le contrôle de pignons coniques. Malheureusement, dans le processus d'obtention de pignons coniques forgés « net shape », l'alésage est réalisé après la denture. A l'issue de l'opération de formage à froid, il existe bien un trou débouchant qui autorise la fixation du pignon sur le plateau. Mais ce trou débouchant, brut de forge, n'est

pas parfaitement cylindrique, et présente une dépouille assez importante. Dans ce cas, le montage du pignon sur le plateau n'assure pas un bon parallélisme entre l'axe du pignon et l'axe du plateau. Cette opération de mise en place du pignon présente une mauvaise répétabilité. Les corrections de repère ne sont plus garanties dans ce cas, car la plupart de ce type de machine corrige l'excentration entre le pignon et le plateau, mais pas l'inclinaison du pignon sur le plateau. Il faudrait alors utiliser un arbre conique, mais compte tenu des dispersions du trou débouchant obtenu, le pignon ne se trouverait pas toujours à la même altitude, ce qui rend un peu plus complexe les gammes de contrôle.

Il devient alors intéressant de s'orienter vers des appareils de mesure plus universels destinés à la mesure de surfaces gauches. Les machines à mesurer tridimensionnelles pourvues de capteurs à contact ou de capteurs sans contact répondent au problème. Aujourd'hui, la conception et de réalisation des machines à mesurer tridimensionnelles et des machines de contrôle dédiées aux engrenages sont similaires. La principale différence réside dans la partie logicielle d'analyse des résultats.

1.4.2.2. Utilisation des machines à mesurer tridimensionnelle pour le contrôle d'engrenages

La première machine à mesurer tridimensionnelle a été construite en 1962 par la société DEA en Italie. Elles n'ont cessé de se développer et depuis leur association aux logiciels d'acquisition, de corrections (température, défauts de rectitude des axes, …) et de calcul, elles permettent d'envisager le contrôle de surfaces complexes. Développées initialement pour l'industrie aéronautique, leur universalité et le potentiel qu'elles offrent leur ont permis de s'étendre progressivement dans l'industrie automobile, puis dans l'ensemble des industries mécaniques.

Pour le contrôle d'engrenages, elles permettent une très grande souplesse d'application. En effet, le changement de géométrie de denture n'exige pas de modifications particulières de la structure de la machine. Seule la programmation des déplacements du palpeur et l'addition d'un logiciel spécifique de traitement des données suffisent à appréhender de nouvelles géométries.

Dès 1975, le contrôle des pièces à denture par machine à coordonnées est envisagé [WEC75]. Un protocole expérimental de contrôle de topographies de dentures est alors mis en place :

- ✓ Alignement d'un repère sur la pièce à mesurer. Ce repère est déterminé à partir du palpage de l'alésage ou d'un arbre cylindrique et d'un plan pour déterminer les axes principaux, puis d'un flanc de dent pour bloquer le repère en rotation. Une itération du calage du repère sur la pièce à mesurer peut être envisagé pour réduire tout écart de mesure par la suite. La qualité du repère ainsi obtenu pouvait alors influencer le résultat de contrôle car ce repère servait non seulement à l'acquisition du nuage de points mais aussi au dépouillement des résultats.

- ✓ Mesurage des flancs de dents. En 1975, les équations de courbes et surfaces dans l'espace ne sont pas très répandues. Chaque flanc était alors facettisé par des petits plans jointifs. Etaient ainsi déterminés les coordonnées des points de mesure et leur normale associée mais aussi les coordonnées des points d'approche (déplacement en vitesse rapide de la machine à mesurer tridimensionnelle) par décalage des plans. Une autre technique consistait à palper un étalon par apprentissage (commande manuelle des déplacements de la machine à mesurer tridimensionnelle) et à stocker les coordonnées « théoriques » sur une bande

magnétique. Le mesurage de pièces réelles s'effectuait alors en reproduisant les trajectoires décrites soit par apprentissage, soit par définition théorique (déplacement par segments de droites).

- ✓ Analyse des écarts. L'écart de trajectoire relevé entre le point théorique et le point mesuré était converti en coordonnées planes. Une représentation graphique en perspective des écarts relevés permettait de mieux visualiser la topographie réelle du flanc.

Ces premières mesures, destinées aux seules représentations de topographies, ont vite évolué. Les plateaux rotatifs qui équipent aujourd'hui certaines machines à mesurer tridimensionnelle sont apparues avec le contrôle d'engrenages sur ce type de machines [GOC03]. En effet, l'utilisation du plateau rotatif était le seul moyen de présenter chaque dent du pignon devant le palpeur. Il n'existait pas de tête de mesure pivotante, il fallait donc, la plupart du temps, utiliser une configuration de stylet perpendiculaire à l'axe du coulisseau et faire tourner la pièce pour orienter correctement chaque flanc de dent par rapport à la direction de mesure.

Malgré les développements sur les plateaux rotatifs [LEL00], il reste intéressant de ne pas utiliser de plateaux rotatifs pour s'affranchir des dispersions relatives à leur positionnement. Il existe trois sources d'incertitudes de mesure dues à l'utilisation de plateaux rotatifs :

- ✓ La première source d'incertitudes est l'erreur de justesse du plateau. La commande du plateau est assurée par un dispositif à roue et vis sans fin. Si le codeur est positionné sur la vis, la mesure relevée tient compte des défauts de réalisation de la liaison roue et vis sans fin. Un plateau rotatif de métrologie sera de meilleure qualité si le codeur est lié au plateau. Dans ce cas, il reste souvent une erreur de justesse cyclique. En effet, la liaison pivot du plateau rotatif est généralement montée précontrainte pour éliminer tous les jeux. Au bout d'un tour du plateau, les bagues intérieure et extérieure se retrouvent en vis-à-vis, mais le train de billes n'est pas dans sa position initiale, d'où un écart de position du plateau par rapport à la situation initiale après un tour. Pour que le train de billes se retrouve dans la situation initiale, il faut effectuer 2 ou 3 tours selon les plateaux. Si le codeur lié au plateau ne possède qu'une seule tête de mesure, il reste une erreur de justesse cyclique liée à la conception du plateau. Pour éliminer cette erreur de justesse, il est possible de multiplier le nombre de tête de mesure.
- ✓ La seconde source d'incertitudes de mesure dues à l'utilisation de plateaux rotatifs réside dans la connaissance de l'axe de rotation réel du plateau. En effet, pour maîtriser les déplacements de la pièce liée au plateau, il est nécessaire d'étalonner l'axe de rotation. Généralement, la procédure consiste à mesurer une sphère étalon placée le plus loin du centre du plateau sur un support rigide en plusieurs positions. Chaque mesure permet de déterminer un centre pour la sphère étalon. Par l'ensemble de ces centres, on détermine un plan théorique et un cercle théorique après optimisation, selon un critère (moindres carrés généralement). Ce plan définit l'orientation de l'axe du plateau et le centre du cercle défini le centre instantané de rotation du plateau, c'est-à-dire un point de l'axe réel du plateau. Cette détermination ne corrige pas les éventuelles variations de perpendicularité du coulisseau par rapport au plan formé par les axes de déplacements longitudinal et transversal. En effet, sous l'influence du rayonnement de la lumière de la salle de métrologie, le coulisseau à tendance à fléchir (figure I-31) Cette flexion est variable au cours du temps. En conséquence, si la flèche du coulisseau, par rapport à la position de référence donnée par l'étalonnage, est de f_1 (resp. f_2) à l'altitude de la mesure de la sphère étalon quand le plateau est positionné à 0° (resp. 180°), alors l'axe calculé du plateau est déterminé avec un écart de $f = (f_1+f_2) / 2$ par rapport à

l'axe réel de celui-ci. Entre les deux positions diamétralement opposées, les distances entre l'axe plateau calculé et la position exacte de la sphère sont différentes de deux fois cet écart. Cela est très gênant quand on ne travaille pas dans la direction de l'excentration calculée, puisqu'une rotation d'un même angle autour de deux axes différents ne donne pas le même résultat, le pilotage d'un déplacement du plateau se faisant par rapport à l'axe calculé. La mesure de deux sphères étalon, diamétralement opposées et disposées à des altitudes différentes, permet de corriger partiellement ce défaut. Par cette méthode, deux points sont déterminés sur l'axe de rotation. Par redondance avec la direction de l'axe donné par la mesure du plan du plateau, il est possible de corriger partiellement l'influence de la flèche du coulisseau.

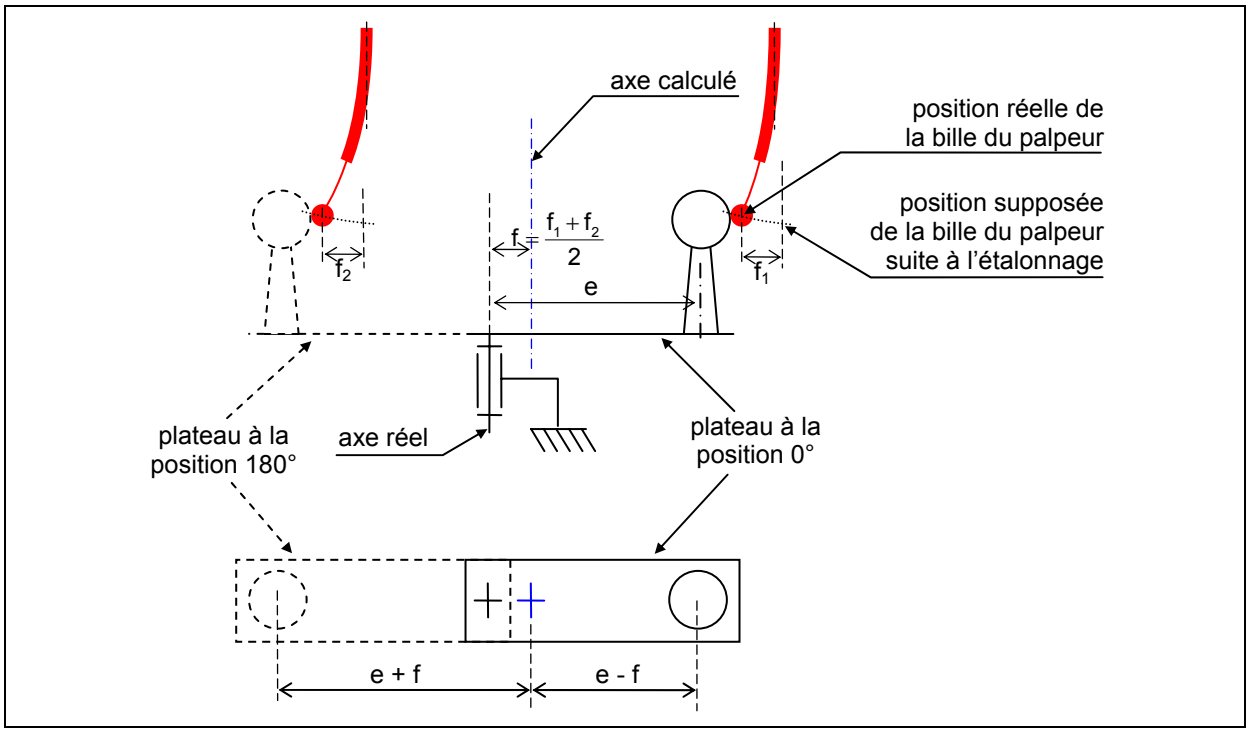


Figure I-31 : Détermination pratique de l'axe d'un plateau rotatif.

Comme le plateau est aussi soumis à un certain voile, l'axe réel du plateau n'est pas constant ; il décrit une surface réglée. La position de cet axe n'est pas très répétable à cause du jeu dans les liaisons et du défaut de réalisation des pièces, elle dépend notamment du cycle du plateau. La détermination de l'axe du plateau est donc meilleure lorsque la mesure de la sphère étalon s'effectue pour 2 ou 3 tours du plateau. Pour corriger ce problème de répétabilité, il faudrait reprendre des références sur la pièce à mesurer à chaque changement d'orientation. Le temps de mesure devient alors important, et d'autres phénomènes à dérive lente, comme les variations de température dues au cycle de la climatisation par exemple, peuvent alors perturber la mesure.

- ✓ Enfin, les plateaux rotatifs engendrent une augmentation de l'incertitude de mesure dans la zone de travail, dès lors qu'on les utilise. L'incertitude de mesure liée à un axe linéaire d'une machine à mesurer tridimensionnelle est caractérisée par une relation du type ± (a + L / b) où, a et b sont des paramètres propres à la machine, et L est la longueur de la zone de mesure. La machine utilisée au sein du laboratoire admet comme incertitude de mesure globale sur l'axe Y (le plus long), ± (3,5 + L/350) micromètres, où L est exprimée en millimètres. Pour des raisons

d'accessibilités, l'épaisseur d'une paroi mince peut être évaluée en utilisant un plateau rotatif pour présenter chacune des faces suivant l'orientation du palpeur. Dans cette situation, la rotation de 180° du plateau génère une incertitude sur le résultat de l'épaisseur de la paroi qui dépend de la longueur L parcourue par chacun des points liés à la pièce, qui est par conséquent beaucoup plus grande que si cette paroi avait été mesurée sans déplacement. L'incertitude de mesure, dans le cas où le plateau rotatif est utilisé, est davantage sensible à l'angle d'ouverture du cône d'incertitudes (L/350 µm) et à la distance des points de mesure par rapport à l'axe du plateau qu'à la base du cône d'incertitude (± 3,5 µm). En revanche, pour la mesure d'un pignon de différentiel dont le diamètre n'est pas très grand (100 mm pour les plus gros pignons), la qualité de la mesure est plus sensible à la base (± 3,5 µm) qu'à l'ouverture (L/350 µm) du cône d'incertitudes.

En conséquence, pour réduire au maximum les incertitudes de mesure, le coulisseau doit être sorti le moins possible, et la pièce doit être la plus proche possible du plateau. Si la machine à mesurer tridimensionnelle possède un grand coulisseau, il est possible de surélever le plateau par l'intermédiaire d'une cale. Aujourd'hui, il est plus intéressant d'utiliser une tête pivotante montée entre le coulisseau et le palpeur plutôt qu'un plateau rotatif. L'axe de la tête pivotante suit l'axe du coulisseau même si celui-ci fléchit sous l'effet du rayonnement de la lumière, par exemple, et le rayon d'une pièce à mesurer posée sur un plateau rotatif est généralement plus important que l'excentration de la bille de palpage par rapport à cet axe. Dans ce cas, il n'y a pas de changement du repère d'axes lié à la pièce par rapport au repère machine limitant toutes propagations d'incertitudes par recalcul du système d'axes. Ainsi, les incertitudes de mesure sont plus faibles lors d'un changement d'orientation d'une tête de mesure que lors d'un déplacement de la pièce par rotation du plateau. Pour réduire ces incertitudes, il est conseillé d'étalonner le capteur à chaque changement d'orientation. Dans le cas du pignon conique, le problème de l'accessibilité aux surfaces à contrôler ne se pose pas puisque la dépouille naturelle de la denture autorise son mesurage en une seule accessibilité suivant son axe.

Aujourd'hui, il est acquis que les machines à mesurer tridimensionnelle sont aptes à faire du contrôle de pignons sans plateaux rotatifs [GOC03, PFE01]. Les développements actuels dans le domaine de la métrologie de pignons résident principalement dans la force de calcul rendue possible grâce à l'essor considérable de l'électronique et de l'informatique de ces dernières années. Il devient alors intéressant d'établir les relations mathématiques nécessaires à la détermination des erreurs normalisées de l'engrenage à partir des coordonnées des quelques milliers de points acquis sur la denture. Contrairement aux années 1970, le repère local de mesure et le repère d'analyse peuvent aujourd'hui être dissociés. Le deuxième chapitre revient largement sur ce point.

Avant de traiter mathématiquement les coordonnées spatiales des points mesurés, il faut en faire l'acquisition. La machine à mesurer tridimensionnelle doit être dotée d'un capteur qui délivre l'information nécessaire à la lecture des règles de mesures. Il existe plusieurs technologies de capteurs, à contact ou optique, qu'il semble bon de décrire ici pour choisir le plus adapté à la mesure de denture.

1.4.2.3. Capteurs à contact

- **Têtes dynamiques**

Le palpeur dynamique à déclenchement est le plus couramment employé sur les machines à mesurer industrielle. Nous devons l'invention du premier palpeur à déclenchement ou palpeur dynamique en 1970 à un anglais, David Mac Murtry, ingénieur

chez Rolls-Royce. Trois ans plus tard, il fonde, avec M. John Deer, la société Renishaw, afin de produire ce palpeur de façon industrielle [CHA96].

La technologie du palpeur dynamique est basée sur le principe d'une mise en position isostatique. Pour éliminer les six degrés de libertés du palpeur par rapport au support de la tête de mesure, il existe deux principales liaisons isostatiques : la liaison de lord Kelvin et la liaison de Boys [COO91a]. Les palpeurs à déclenchement sont conçus suivant la liaison de Boys qui consiste à éliminer les six degrés de libertés par six points de contact suivant une disposition symétrique d'ordre trois (figure I-32). Le stylet portant la sphère terminale est en équilibre statique sur les six points de contact qui sont physiquement réalisés par l'appui de cylindres sur des sphères. Les six contacts sont maintenus par un ressort précontraint (figure I-32). Cette précontrainte est tarable pour que l'opérateur puisse la régler en fonction du stylet mis en place.

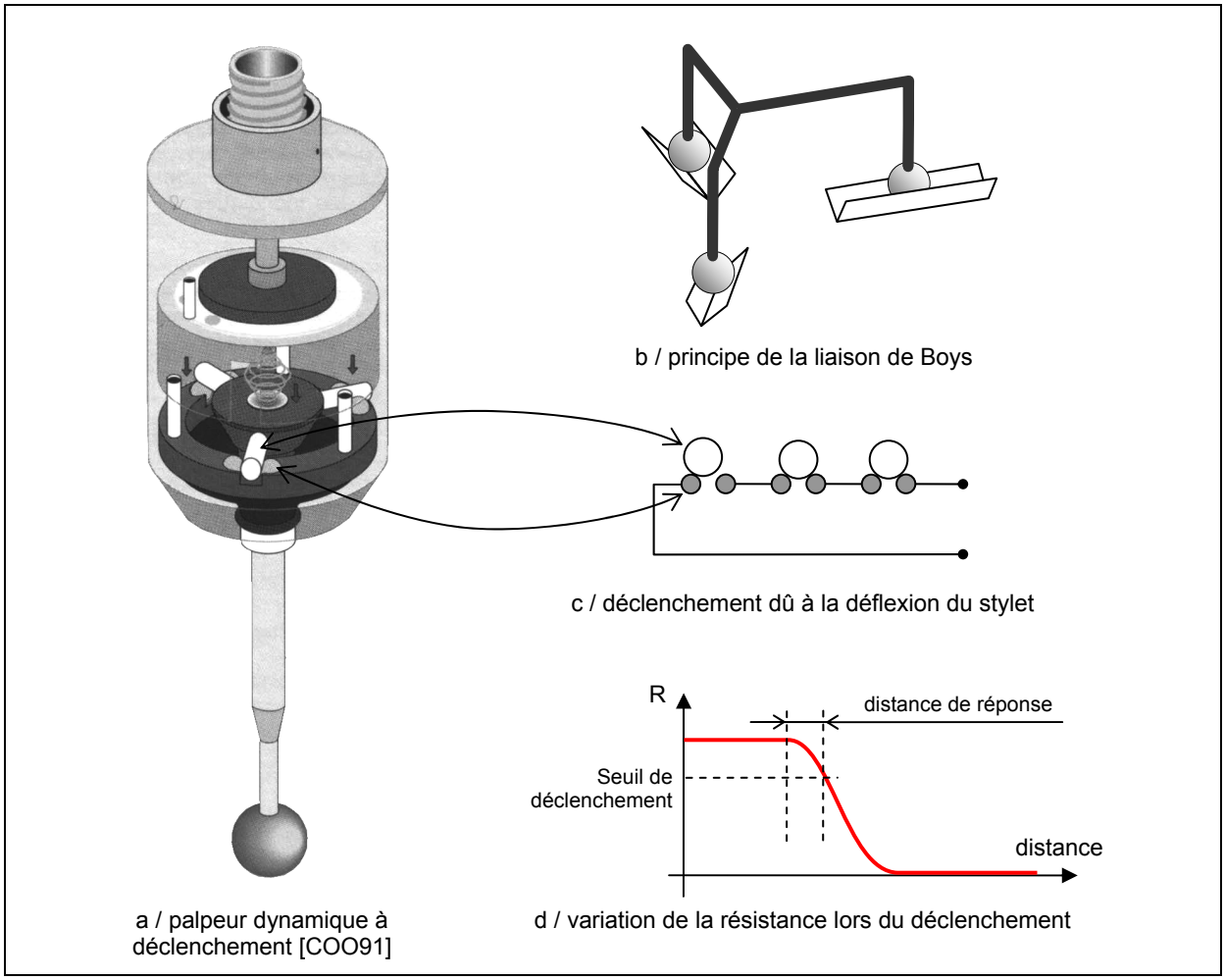


Figure I-32 : Technologie du palpeur dynamique à déclenchement.

Le palpage dynamique consiste à venir toucher la pièce à mesurer avec une bille calibrée en maintenant la vitesse de la machine constante (champ d'accélération nul) afin d'éviter que les forces d'inertie ne puissent introduire des déformations de la structure de la machine. Lorsque la bille du stylet touche la pièce, un septième point de contact apparaît dans l'équilibre du stylet amenant, si l'effort de contact est suffisant, au décollement de l'un des points de contact cylindre/sphère. Un circuit électronique détecte le passage à une valeur seuil de la résistance aux bornes du circuit passant par les six points d'appui montés en série permettant de donner l'information du contact pièce/stylet. En fait, le palpeur dynamique fonctionne comme un simple interrupteur qui donne le signal nécessaire à

l'échantillonnage simultané des trois règles de contrôle des déplacements (figures I-32 et I-32). Lorsque le stylet s'écarte de la pièce, le ressort assure la remise en position du palpeur sur ses six points d'appui. La remise en position du tripode sur les six billes est meilleure que le dixième du micromètre au niveau de la bille calibrée du palpeur placée au bout d'un stylet de 10 millimètres [COO91a]. Si au contraire, le palpeur ne se déclenche pas avant une certaine distance de recherche la machine retourne un message d'erreur.

Pour obtenir la rupture du contact électrique, il est nécessaire que le stylet subisse un effort d'un certain niveau (0,1 à 0,2 N). Cet effort provoque une flexion du stylet grossièrement proportionnelle au cube de sa longueur d'après la théorie des poutres. Il s'y ajoute un effet des déformations locales des points de contacts internes au palpeur, ainsi qu'au niveau du contact bille/pièce. Des technologies faisant appel à des mesures d'efforts permettent d'améliorer les performances de cette famille de palpeurs. Par exemple, certaines technologies de capteurs dynamiques n'utilisent pas de contacts électriques de type « tout ou rien » mais la liaison entre le palpeur et le stylet est assurée par des capteurs piézo-électriques qui offrent une sensibilité plus élevée [CHA96, COO91a].

Les coordonnées qui sont lues sur les règles de contrôle permettent seulement de déterminer la position du centre de la bille du stylet. Aucune information issue de la mesure ne permet de connaître le point de contact avec la pièce. La possibilité de déterminer le point de contact est fournie par le logiciel de mesure. Le calcul des points dits « mesurés » est possible à partir des coordonnées du centre bille, du rayon effectif de la bille et de la normale d'accostage programmée : il s'agit en fait de l'intersection de la surface sphérique effective de la bille et de la normale d'accostage passant par le centre bille (figure I-33).

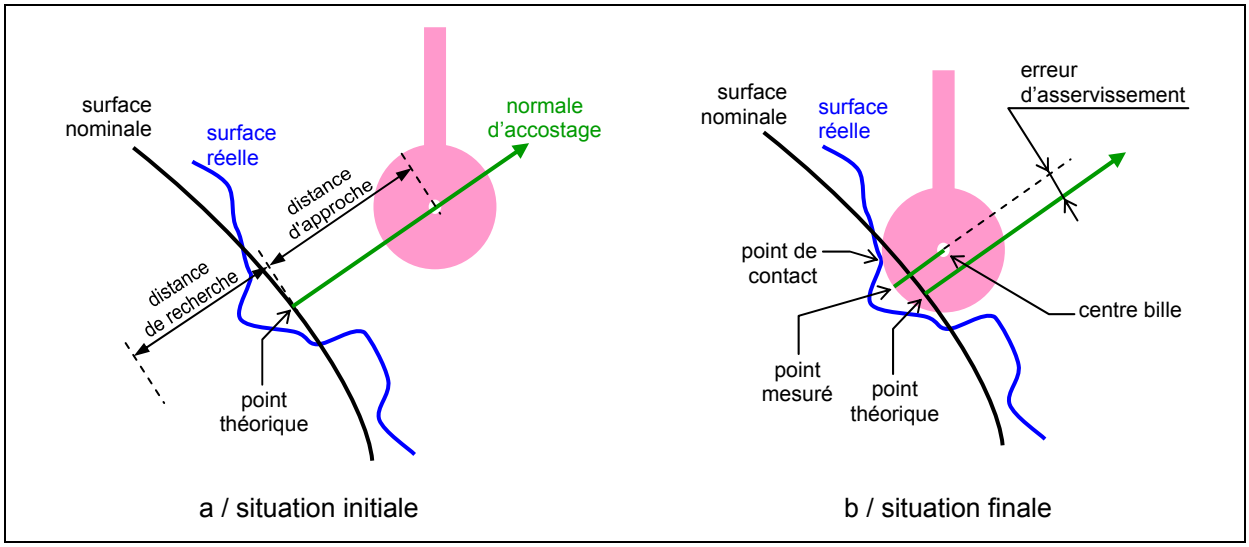


Figure I-33 : Principe de la mesure avec un palpeur dynamique.

Pour accoster la pièce en un point théorique donné, le centre de la bille calibrée du stylet se déplace, nominalement, suivant la normale de la surface à mesurer en ce point. Compte tenu des erreurs d'asservissement, le centre de cette bille n'est jamais rigoureusement confondu avec la normale théorique programmée. Ajouté à l'influence du rayon de courbure de la pièce au point accosté, à l'influence de l'écart entre le référentiel de mesure et celui de définition de la surface théorique, ainsi qu'à l'influence de l'écart entre la géométrie réelle et la géométrie nominale, le point mesuré est nominalement différent du point de contact bille/pièce (figure I-33). Le traitement de l'information délivrée par le capteur et la machine à mesurer tridimensionnelle doivent donc tenir compte de ces limites.

Le point dit « mesuré » présente donc un écart avec le point nominal. Cet écart est analysable en deux composantes, l'une normale et l'autre tangentielle (figure I-34). Autour du point nominal considéré, la surface gauche peut être localement assimilée à une facette plane. Cette méthode est universelle, et sera d'autant plus fiable que la courbure locale de la surface est faible au point considéré. De cette manière, la part de l'écart qui est suivant le plan tangent à la surface ne correspond pas à une « variation » de la pièce, elle provient plutôt du mesurage (erreur d'asservissement des déplacements des axes de la machine à mesurer tridimensionnelle, écart entre position réelle de la pièce et sa position estimée dans l'espace machine, …). En revanche, la composante suivant la normale de cet écart traduit la présence ou l'absence d'un supplément de matière autour du point visé. C'est cette composante que nous allons considérer comme résultat de mesure.

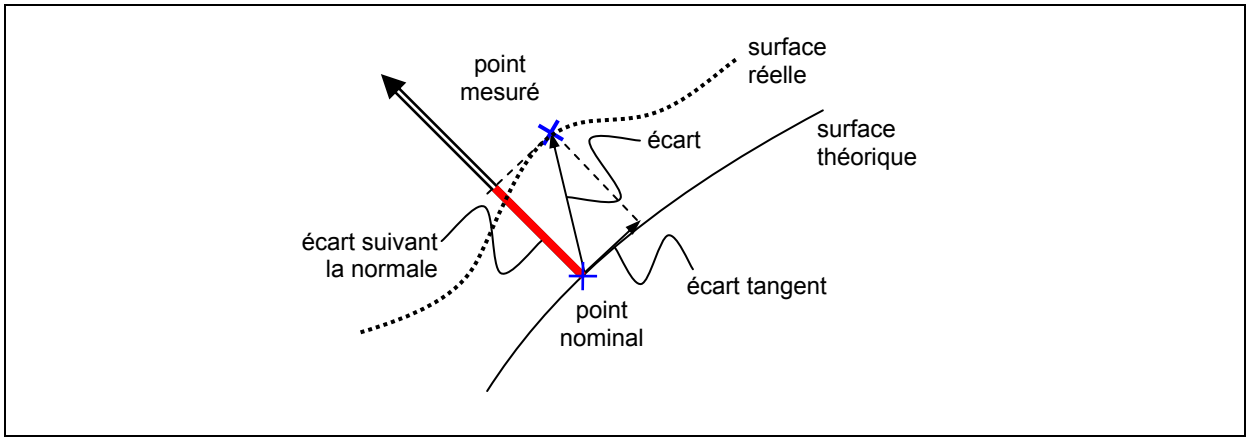


Figure I-34 : Ecart normal et écart tangentiel.

L'écart tangent peut cependant agir, au second ordre sur la valeur de l'écart normal. Aujourd'hui, les logiciels de CAO sont capables de définir n'importe quelle surface gauche à partir d'équations de courbes. Il est alors possible d'associer à chaque point une normale locale. Cette définition, plus favorable que la précédente, n'est cependant pas exempte d'approximations car il faut bien noter que le référentiel dans lequel on repère les points de mesure n'est pas forcément exactement confondu avec le référentiel de définition de la surface.

Dans le cas de la développante de cercle, la connaissance du cercle de base autorise le calcul de la normale d'accostage réel passant par les coordonnées du centre bille relevée par le capteur (figure I-35). Cette détermination de la normale d'accostage réel réduit l'erreur que l'on fait sur l'écart de mesure. Il est également possible d'utiliser les propriétés des développantes de cercle. Deux développantes $\mathscr{D}$ et $\mathscr{D}'$ issues d'un même cercle de base sont parallèles (figure I-35). Ainsi, aucun transfert du centre bille vers le point dit « mesuré » n'est à effectuer. L'analyse de la développante passant par les centres bille du stylet donnera la meilleure image métrologique de la surface réelle qu'on puisse obtenir. Les propriétés des développantes de cercle sphérique autorisent le même type de traitement sur les informations délivrées par le capteur et la machine à mesurer tridimensionnelle.

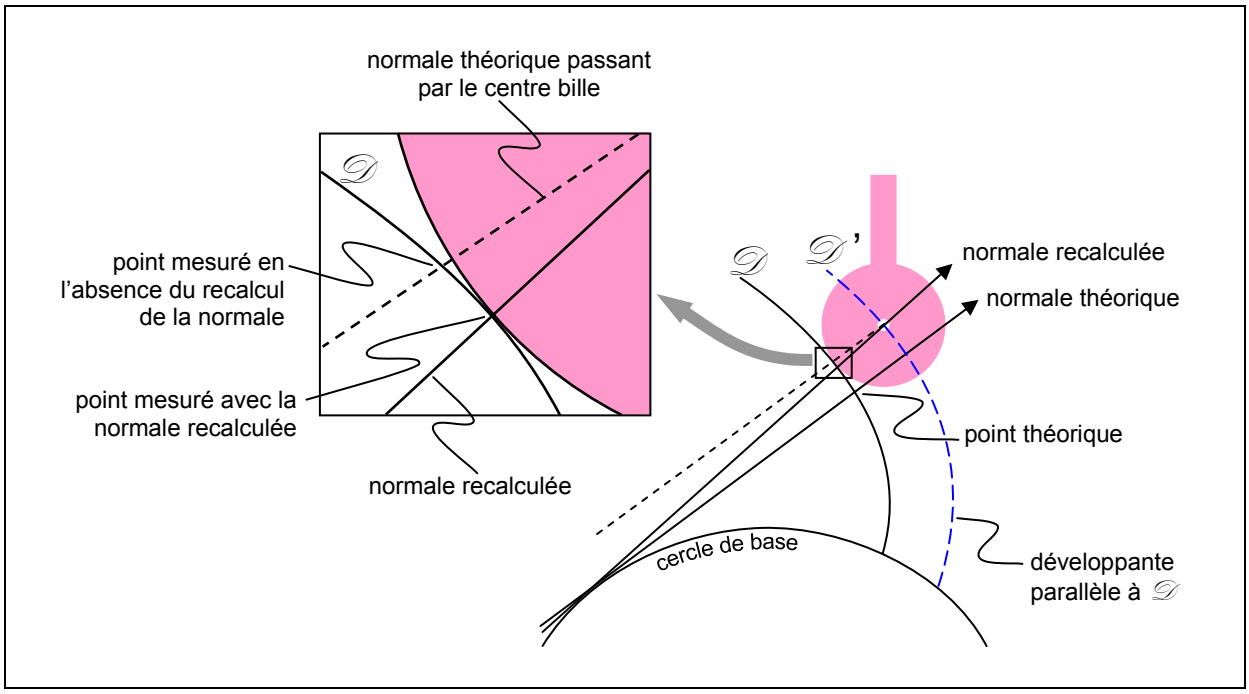


Figure I-35 : Point mesuré sur une développante de cercle.

Enfin, compte tenu de la distance de réponse qui dépend de la vitesse de la machine, et de la flexion du stylet au contact, la première étape du protocole de mesure est l'étalonnage du palpeur. L'étalonnage consiste à déterminer le rayon effectif de la bille du stylet et sa position dans l'espace machine. Pour cela, une sphère étalon qualifiée par ailleurs et rattachée à la chaîne d'étalons métrologique nationale est mesurée. La mesure de la sphère étalon par le palpeur permet de corriger partiellement les variations introduites par son fonctionnement. Ainsi, pour déterminer le point mesuré, c'est le rayon de la sphère effective du stylet qui est utilisé et non pas son rayon théorique comme le montre la figure I-36.

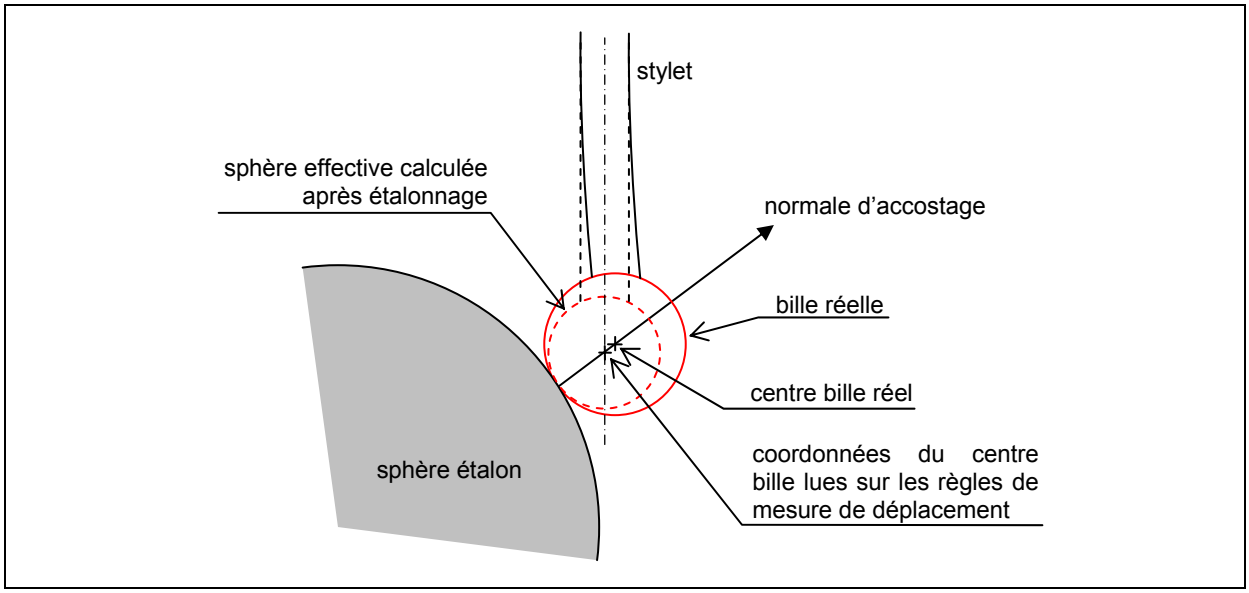
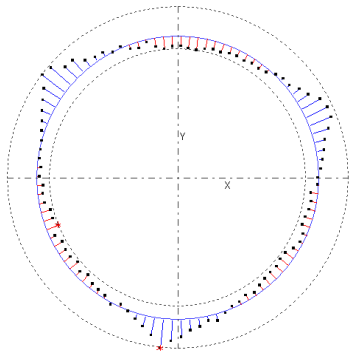
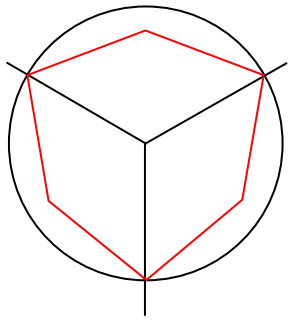


Figure I-36 : Principe de l'étalonnage d'un palpeur dynamique.

Malgré cet étalonnage, l'analyse du fonctionnement d'un palpeur dynamique utilisé à effort de mesure constant montre l'existence d'une anisotropie d'ordre trois dans le plan perpendiculaire au palpeur. Celle-ci résulte de la dissymétrie des efforts correspondant à l'ouverture du contact électrique. C'est pourquoi nous avons intérêt à utiliser les stylets les plus courts possibles. Une conséquence directe de ce phénomène est l'obtention d'un hexagone irrégulier, symétrique d'ordre trois, lorsqu'on mesure un cercle étalon (figure I-37).



a / mesure d'une bague étalon



b / diagramme polaire typique de la flexion du stylet [COO91]

Figure I-37 : Diagramme polaire typique de la flexion du stylet. Mesure dans le plan équatorial de la bille.

- **Têtes statiques**

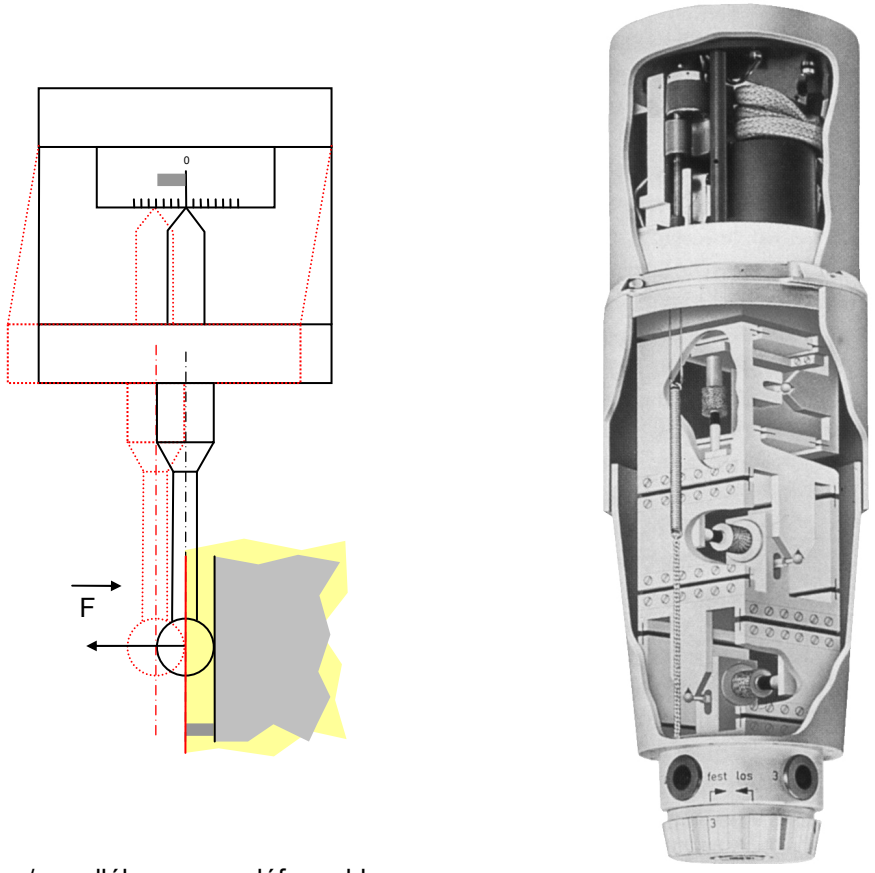
C'est en 1973 que sont apparues les premières têtes de palpage dites « statiques ». Contrairement aux palpeurs dynamiques, les têtes statiques permettent l'acquisition des coordonnées du point à mesurer pendant l'arrêt complet des axes de la machine d'où leur nom [CHA96].

Dans le cas du palpage statique, la bille du stylet est en contact avec la pièce et la machine à mesurer est arrêtée. Un parallélogramme flexible qui réalise, pour de faibles déflexions, un guidage linéaire sans jeu et sans frottement (figure I-38a) permet ce contact avec une maîtrise de l'effort. Un des points forts de cette technique réside dans la maîtrise de l'effort de mesure. Le palpeur comporte une fonction de génération d'effort. Différentes technologies permettent de gérer la flexion des stylets.

Un système de lecture mesure le déplacement du guidage. La tête de palpage peut être utilisée en méthode de « zéro » ou bien en utilisant sa fonction mesurante (figure I-39). L'ensemble ainsi décrit constitue un palpeur unidirectionnel. Il « suffit » de superposer trois palpeurs unidimensionnels orthogonaux deux à deux pour constituer un palpeur tridimensionnel (figure I-38b).

Cela rend les capteurs beaucoup plus volumineux, beaucoup plus lourds et plus coûteux que les palpeurs dynamiques. Comme l'acquisition se fait à l'arrêt complet de la machine, les déformations dues aux efforts d'inertie sur les ensembles mobiles de la machine à mesurer tridimensionnelle n'ont pas d'influence sur la mesure. En revanche, le

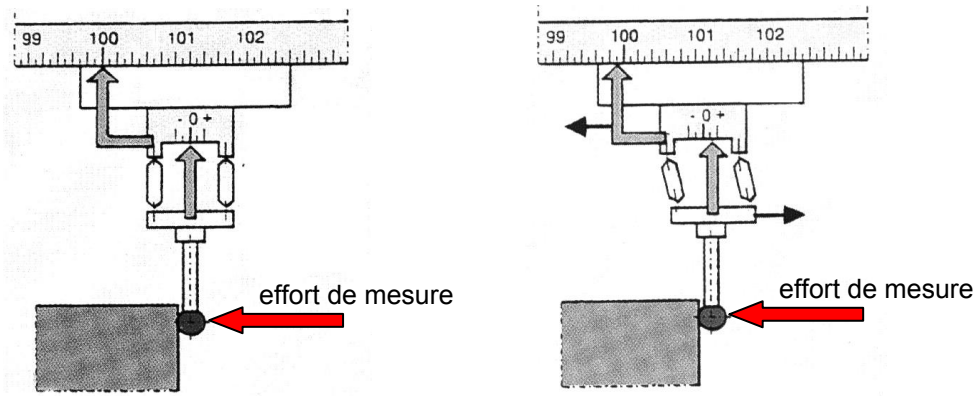
temps d'acquisition pour chaque point est plus long que pour une mesure avec le palpeur dynamique.



a / parallélogramme déformable, base du palpeur statique

b / tête de mesure statique

Figure I-38 : Technologie d'une tête de mesure statique [COO91, CHA96].



a / méthode du zéro

b / méthode de la caractéristique effort - déflexion

Figure I-39 : Méthodes de repérage des coordonnées avec un palpeur statique [CHA96].

Ce type de palpeur permet aussi de travailler en mode continu et de procéder à l'inspection des pièces par échantillonnage d'un grand nombre de points. La puissance de traitement des données a permis d'intégrer la gestion des forces de palpage en temps réel avec pour conséquence la possibilité d'effectuer des suivis de profils par balayage (*« Scanning »*) à grande vitesse avec génération d'une force de palpage vectorielle normale au contour. Dans ce cas, la précision d'acquisition est plus faible que lors d'une mesure statique.

1.4.2.4. Capteurs sans contact

Si les palpeurs à contact, qu'ils soient à déclenchement (palpeur dynamique) ou mesurant (palpeur statique), sont d'une bonne précision, ils nécessitent un temps d'acquisition relativement important. Cependant, la demande industrielle d'augmenter les cadences de contrôle tend à développer les moyens de mesures sans contact. La rapidité de ce type de mesures permettrait même d'envisager l'intégration du contrôle sur les lignes de production. L'objectif, ici, n'est pas de décrire l'ensemble des solutions technologiques de mesure sans contact [COH99] puisque certaines d'entre elles sont encore difficilement industrialisables, à cause, entre autres, de leur coût ou de la rigueur des conditions opératoires qu'elles imposent. La plupart des capteurs industriels ont une incertitude de l'ordre du centième, voire du dixième de millimètre [LAR02], ce qui est incompatible avec les intervalles de tolérance du pignon conique forgé net shape. Par exemple, le contrôle géométrique de pignons est possible par interférométrie [FUJ94], mais la surface contrôlée doit être réfléchissante et rester constamment perpendiculaire au faisceau de mesure. Ajouté au fait qu'une légère variation de température ou de pression modifie la longueur d'onde du faisceau laser, l'interférométrie est principalement utilisée en laboratoire [CAR99]. L'utilisation en milieu industriel est possible, mais les performances sont dégradées.

En revanche, trois grands types de « palpeurs » optiques actuellement disponibles sur le marché, et qui pourraient être utilisés pour ce type d'application, peuvent être cités :

- ✓ Le capteur à triangulation
- ✓ Le capteur confocal
- ✓ Le capteur de profilométrie par lumière structurée

- **Le capteur à triangulation**

Ces capteurs sont généralement embarqués sur une machine trois axes du type d'une machine à mesurer tridimensionnelle pour gérer les déplacements. Le principe de la mesure est fondé sur la triangulation (figure I-40a). Une diode laser S émet un faisceau droit à l'aide d'un collimateur (lentille convergente L_1). Après réflexion, le rayon incident MM', focalisé grâce à une lentille convergente L_2, est capté par une ligne de cellules photosensibles. Le capteur photosensible est placé à la même altitude que la diode laser, mais légèrement décalé latéralement, de telle sorte qu'un changement d'altitude d'un objet devant le collimateur se traduise par un changement de position du rayon incident au niveau du capteur photosensible.

Le principe décrit correspond à un palpeur « mono-point », il existe des palpeurs « nappes » correspondant à la juxtaposition d'un grand nombre (500 à 1000) de palpeurs « mono-point » du type précédent (figure I-40a et I-40b).

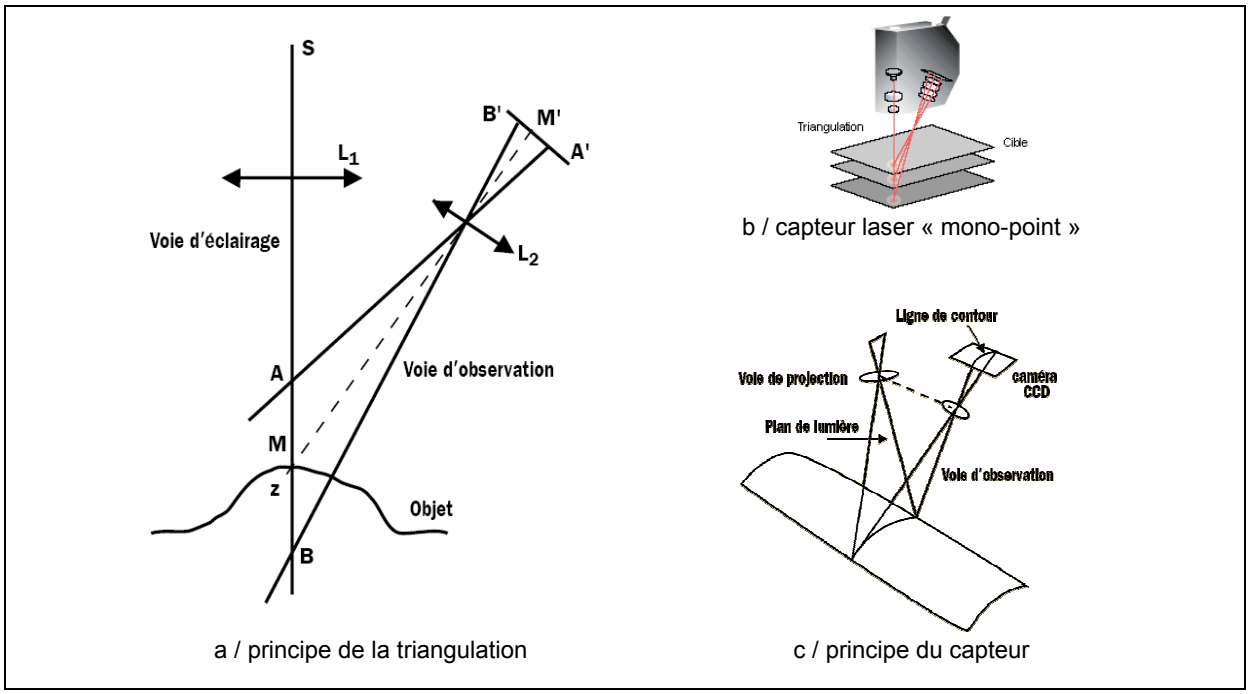


Figure I-40 : Principe du capteur à triangulation [COH99].

- **Le capteur confocal**

Ce capteur utilise l'aberration chromatique d'une lumière blanche. Par analogie avec la triangulation, l'éclairage du segment AB de l'espace de mesure revient à coder chaque profondeur avec un faisceau monochromatique d'une longueur d'onde bien définie. Le capteur photosensible est alors remplacé par un dispositif confocal et un spectromètre qui sélectionne la longueur d'onde et qui identifie celle qui possède la plus forte intensité réfléchie (figure I-41). La connaissance de la relation entre la longueur d'onde et la distance du point focal permet de mesurer les altitudes de la surface à contrôler [COH99]. Ce principe est notamment utilisé dans certains appareils de rugosité 3D.

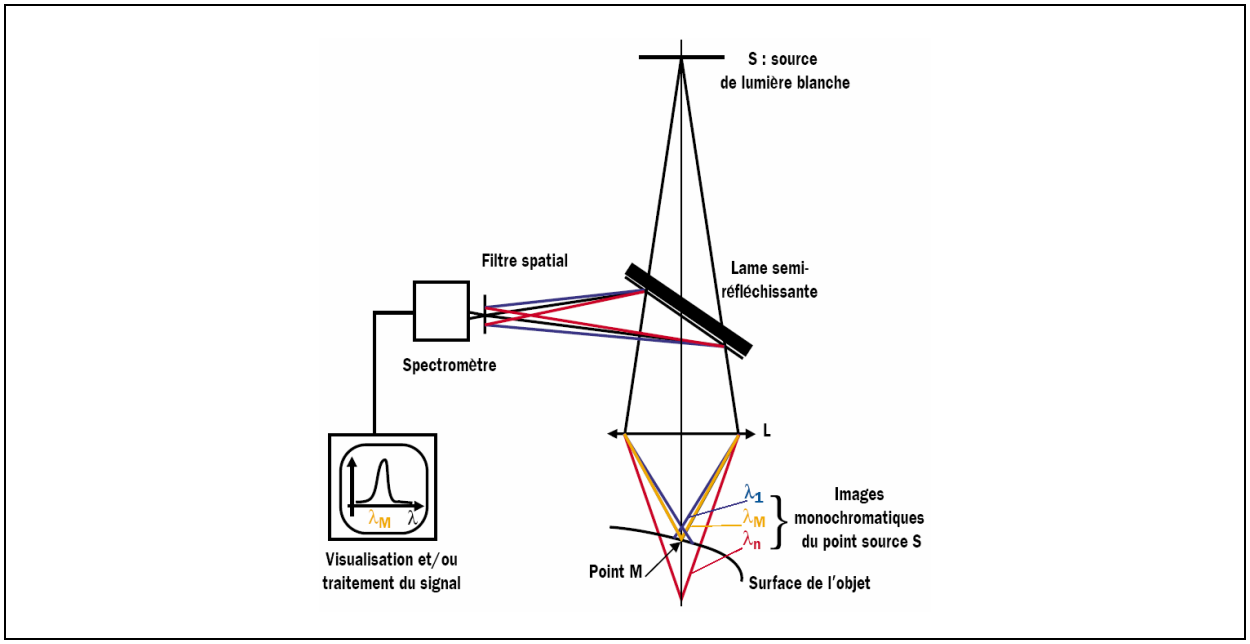


Figure I-41 : Principe du capteur confocal [COH99].

- **Le capteur de profilométrie par lumière structurée**

La profilométrie consiste à relever plusieurs images de courbes projetées sur la surface à contrôler. Pour obtenir plusieurs courbes simultanément, la surface à contrôler est éclairée par une lumière structurée ou un interféromètre (figure I-42a) [GAU05]. La projection de ces franges sur un plan de référence donne des lignes parfaitement parallèles (figure I-42b), alors qu'en présence d'un relief elles ne sont plus rectilignes (figure I-42c). L'analyse des déformations de ces lignes pour plusieurs images, distinguées par la phase spatiale des franges projetées, permet la reconstruction du profil en trois dimensions (figures I-42d à I42-f).

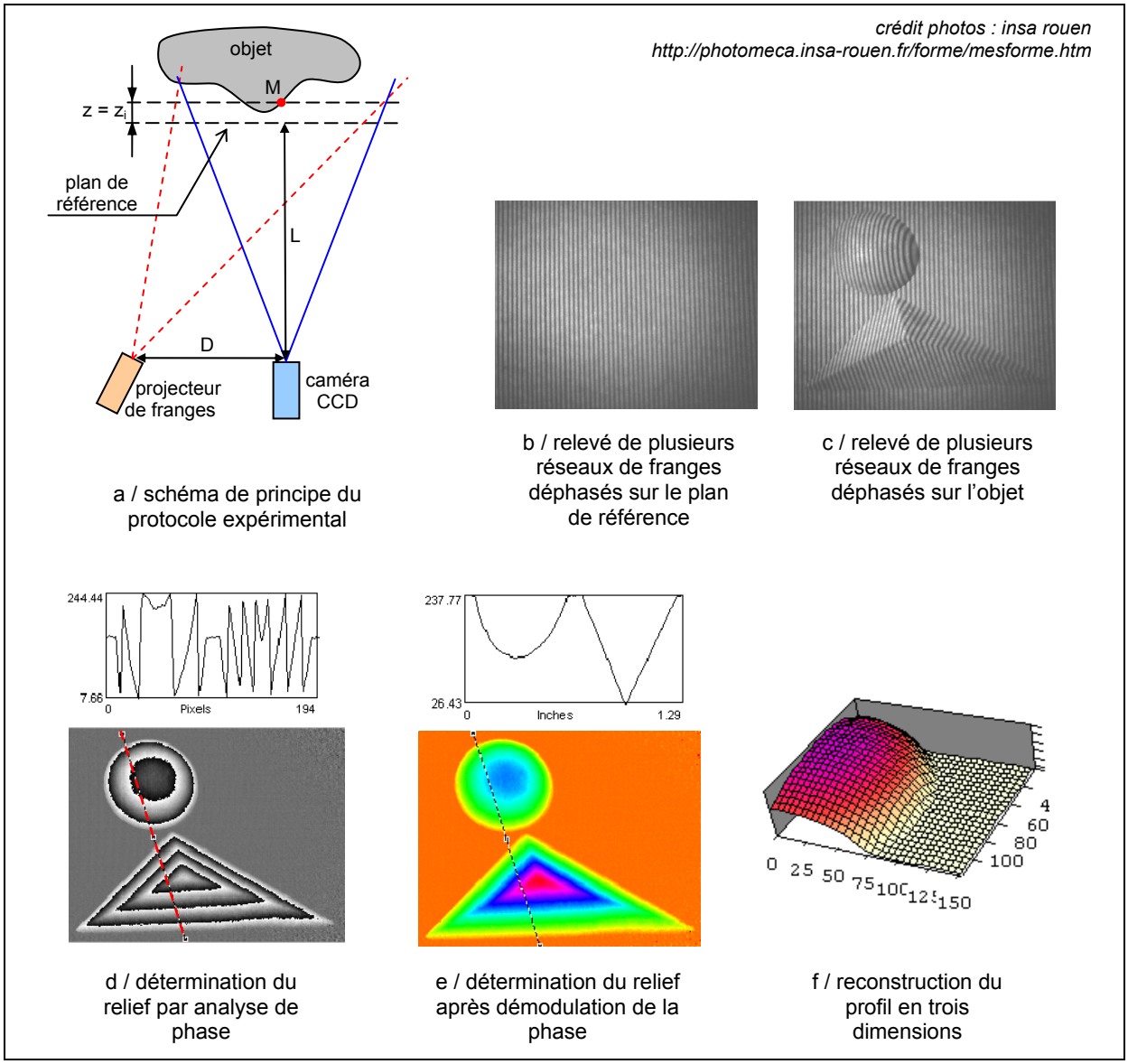


Figure I-42 : Reconstruction d'un profil 3D par profilométrie.

Pour toutes ces mesures optiques, le temps d'acquisition est très faible devant les capteurs à contacts. Cependant, la mesure de forme dépend assez de l'orientation de la pièce. Pour une mesure pertinente, le rayon lumineux doit frapper la surface de la pièce avec un angle d'incidence relativement faible. Par ailleurs, il subsiste généralement un bruit de

mesure non négligeable lorsqu'on s'approche des bords de la surface ou d'une zone d'ombre (éclairage difficile à cause d'une contre dépouille par exemple).

1.4.2.5. Choix du moyen de mesure

Nous venons de présenter deux grandes catégories de systèmes d'acquisition d'images discrètes de surfaces : les palpeurs de mesure à contact, qu'ils soient à déclenchement ou mesurant ; et les moyens de mesures optiques. Le tableau de la figure I-43 propose une synthèse des principaux avantages et limitations pour ces différents types de palpeurs. Cette synthèse est cohérente avec l'analyse des industriels de la mesure [GON04].

Type de palpeur	Principaux avantages	Principales limitations	Mesure roue dentée
Palpeurs à contact dynamiques	✓ Rapidité. ✓ Robustesse. ✓ Compacité. ✓ Flexibilité (possibilité de l'associer à une tête orien-table). ✓ Conviennent à la prise rapide de points discrets. ✓ Prix modéré.	✓ Peu adaptés aux matériaux déformables. ✓ Peu adaptés aux mesures dans les endroits difficiles d'accès.	✓ Imprécision locale modeste (± 1 à 2 µm). ✓ Convient cependant pour pignons obtenus par formage.
Palpeurs à contact statiques	✓ Précision (surtout à basse vitesse). ✓ Conviennent aux applications de contrôle de forme et de numérisation (scanning). ✓ Adaptés aux mesures dans les endroits difficiles d'accès.	✓ Coût. ✓ Encombrement. ✓ Fragilité.	✓ Bonne précision locale (± 0,2 à 0,5 µm). ✓ Possibilité d'analyse de surfaces par balayage relativement rapide. ✓ Nécessité d'utiliser un plateau pour présenter les pignons cylindriques au palpeur.
« Palpeurs » sans contact	✓ Rapidité. ✓ Mesures sur des matériaux déformables. ✓ Numérisation à grande vitesse de surfaces complexes.	✓ Précision souvent limitée. ✓ Sensibilité à l'état de surface des pièces (pour les palpeurs laser) et à l'orientation relative du palpeur par rapport à la surface.	✓ Solutions pas encore totalement industrialisées.

Figure I-43 : Avantages et limitations des différents palpeurs commercialisés.

Pour des emplois sur des pièces de mécanique générale, l'utilisation d'une machine à palpeur dynamique est la plus répandue. La mesure de surfaces de dentures avec précision tend à conduire vers l'usage d'une machine à palpeur mesurant. Dans le cas des pignons coniques de différentiel étudiés, la modestie des exigences de précision permet de se contenter d'une machine à palpeur dynamique, d'autant que la forme dépouillée de ces pignons autorise l'emploi d'un palpeur unique sans utiliser de plateau pivotant.

1.4.3. Engrènométrie

1.4.3.1. Principe de l'engrènométrie

Les informations sur les caractéristiques réelles d'un pignon issues du contrôle géométrique et dimensionnel permettent d'améliorer le processus de fabrication. Les caractéristiques mesurées ne permettent pas de conclure directement sur les qualités fonctionnelles d'un engrenage. L'engrènométrie, qui évalue l'homocinétisme de la

transmission obtenue, correspond à une évaluation plus fonctionnelle dont il est possible de prévoir, entre autres, le bruit engendré. Par contre, l'amélioration de la qualité du processus de production nécessite la mesure de géométrie. Le contrôle géométrique et dimensionnel, d'une part, et l'engrènométrie, d'autre part, sont donc complémentaires.

La meilleure façon de qualifier la cinématique d'un engrenage est donc de le mettre en situation de fonctionnement. Sur des appareils spécifiques de contrôle, comportant deux arbres équipés de codeurs, généralement incrémentaux, il est possible d'entraîner une roue par un pignon [DUD94, ISO96a]. D'autres appareils font rouler sans glisser la roue à contrôler avec une crémaillère [AST99]. Les relevés simultanés de la position des deux arbres à chaque instant amènent, après analyse, à l'erreur de transmission par rapport à un engrènement théorique (figure I-44). Un effort généralement modéré est exercé entre les deux roues pour assurer le contact entre les flancs de dentures. L'engrènement peut avoir lieu dans les deux sens ce qui implique la mise en œuvre de deux mesures indépendantes.

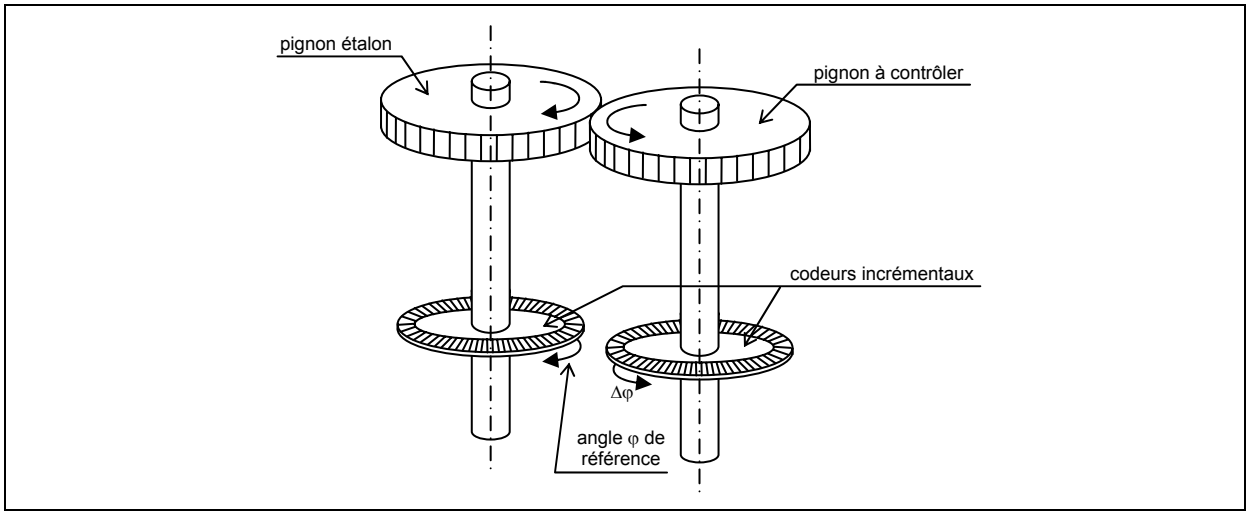


Figure I-44 : Principe général de l'engrènométrie [GOC03].

Ce type de contrôle, appelé engrènométrie, peut être réalisé sur une roue et un pignon qui sont destinés à fonctionner ensemble, ou sur une roue avec un pignon étalon si l'appairage entre roues et pignons issues de la production n'est pas connu à priori.

Dans le cas où une roue à contrôler est entraînée par un étalon, il suffit que la roue fasse un tour pour avoir l'image des défauts cinématiques de la roue. Toutes les définitions d'erreurs cinématiques normalisées sont définies dans ce cas de figure. Dans le cas où le contrôle s'effectue sur un couple pignon – roue de production destinés à être accouplés, le contrôle doit s'effectuer sur un nombre de tours correspondant à un « engrènement complet » si on souhaite une image exhaustive des erreurs d'engrènement du couple considéré. En effet, si la dent n°1 du pignon est en prise avec la dent n°1 de la roue en début d'engrènement, il existe une situation analogue au bout de N_p tours du pignon et de N_r tours de la roue ; le signal est périodique. La période se calcule à partir de plus grand commun diviseur (PGCD) du nombre de dents du pignon (z_p) et du nombre de dents de la roue (z_r). On a :

$$N_p = \frac{z_r}{PGCD(z_p, z_r)} \qquad N_r = \frac{z_p}{PGCD(z_p, z_r)}$$

Par exemple, pour un couple de pignons [z_p=18, z_r=24], le plus grand commun diviseur est 6, donc au bout de N_p = 24/6 = 4 tours de pignons et de N_r = 18/6 = 3 tours de la roue, la configuration obtenue est identique à la situation initiale.

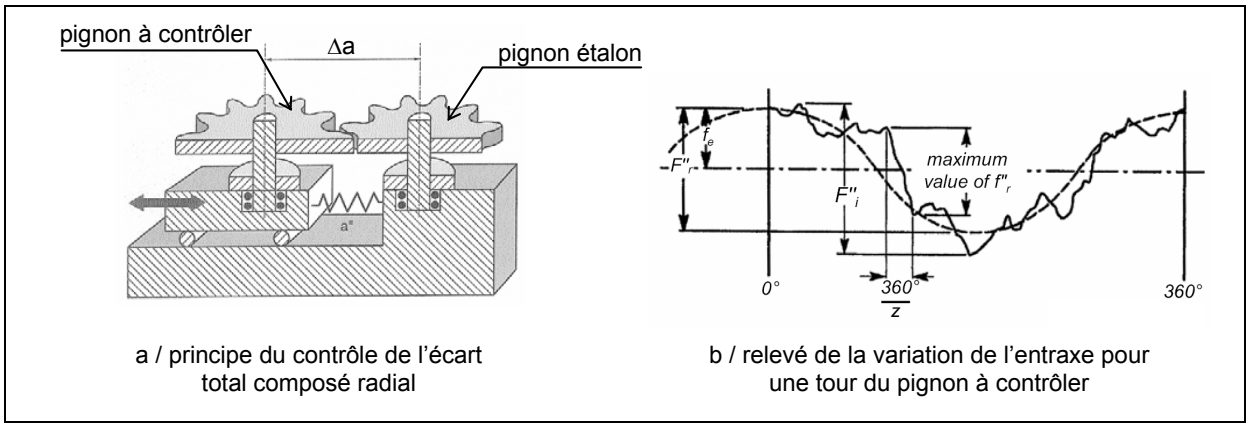
Si les nombres de dents du pignon et de la roue ne sont pas identiques, alors il est possible par traitement du signal, de séparer les erreurs inhérentes à chacune des deux roues. Plus la période sera longue, plus la séparation sera précise. En effet, dans le cas d'un couple [z_p=10, z_r=15], une même dent du pignon n'engrène qu'avec 3 dents différentes de la roue pendant qu'une même dent de la roue n'engrène qu'avec seulement deux dents différentes du pignon. Le nombre d'information concernant chaque dent du pignon et de la roue est donc relativement faible comparé à un couple de pignons où chacune des dents de l'un engrènerait avec chacune des dents de l'autre. Cela correspond à un couple où les nombres de dents sont premiers entre eux. Ce cas est intéressant, non seulement d'un point de vue de l'étude d'erreur cinématique mais aussi d'un point de vue de tenue des pièces en fatigue [BER05]. Le fait de répartir les défauts de fabrication de chaque dent sur l'ensemble de la denture associée allonge le cycle de sollicitations sur chacune des dents et augmente en conséquence la durée de vie de la dent. Choisir un couple avec des nombres de dents premiers entre eux est préconisé par tous les concepteurs d'engrenages [DUF97, HEN99].

Il existe deux grands types de contrôle d'engrènométrie :

- ✓ Le premier met en œuvre un engrènement à entraxe imposé, dans les conditions nominales de fonctionnement.
- ✓ Le second, qui correspond rarement à une condition de fonctionnement réelle met en œuvre un engrènement sans jeu, et cela pour chaque instant de l'engrènement. Ce type de test apporte un contrôle de la régularité de l'épaisseur des dents.

1.4.3.2. Machines à entraxer : Engrènement sans jeu, mesure de l'écart total composé radial

Dans le cas d'engrenages concourants, le second contrôle n'est pas facile à mettre en œuvre. En effet, pour un engrenage cylindrique, il est relativement aisé d'envisager de compenser le jeu par une variation d'entraxe. Dans ce cas, les propriétés des développantes de cercle garantissent un engrènement par profils conjugués, quel que soit l'entraxe de fonctionnement. Il suffit donc de réaliser un appareil où l'une des deux liaisons pivot, sur lesquelles sont montés les pignons, soit mobile en translation dans la direction de l'entraxe. Pour éliminer le jeu, il faut alors exercer un effort, assez faible pour ne pas déformer ni les pignons, ni le montage de contrôle, à l'aide d'un ressort par exemple, afin de maintenir à chaque instant un contact permanent sur un flanc droit et un flanc gauche d'une même denture (figure I-45).



a / principe du contrôle de l'écart total composé radial

b / relevé de la variation de l'entraxe pour une tour du pignon à contrôler

Figure I-45 : Mesure de l'écart total composé radial [GOC03].

Dans le cas du contrôle avec une roue étalon, le relevé de la variation de l'entraxe sur un tour quantifie ce qu'on appelle l'écart total composé radial. On peut alors distinguer :

- ✓ l'écart total composé radial (F''_i) : différence entre l'entraxe maximal et l'entraxe minimal pour une rotation complète du pignon à contrôler.
- ✓ l'écart de saut de dent radial (f''_i) : différence entre l'entraxe maximal et l'entraxe minimal pour une rotation d'un pas du pignon à contrôler.
- ✓ l'erreur d'excentration (f_e) : demi-amplitude de la sinusoïde caractéristique du premier ordre sur le signal relevé. Cette demi-amplitude correspond à l'effet de l'excentration entre l'axe de l'alésage et l'axe de la denture sur l'engrènement sans jeu. L'amplitude complète de cette sinusoïde est appelée faux rond et notée F_r.

Dans le cas des pignons coniques, ce contrôle d'engrènement sans jeu est relativement complexe puisqu'il faudrait faire varier l'angle des axes (somme des angles primitifs de la roue et du pignon) afin d'éliminer le jeu, tout en maintenant confondus les sommets des cônes primitifs du pignon et de la roue. Un tel montage n'est pas facile à réaliser. En revanche, l'engrènement à axes fixés dans la position nominale de fonctionnement est relativement plus simple à mettre en œuvre.

1.4.3.3. Engrenomètre : Engrènement à axes imposés, mesure de l'écart total composé tangentiel

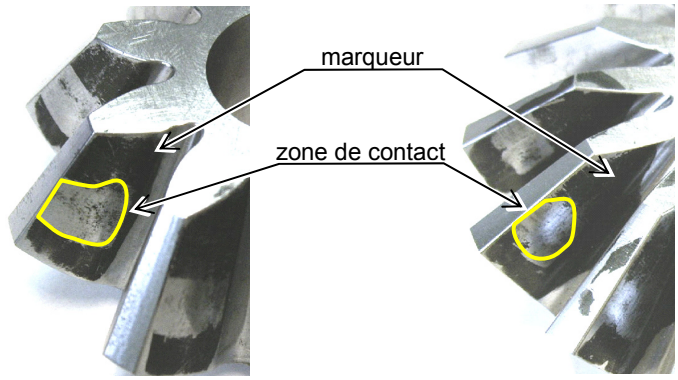
L'engrènement à axes fixés dans la position nominale de fonctionnement est relativement plus simple à mettre en œuvre pour des pignons coniques. D'ailleurs, ce contrôle cinématique est de plus en plus demandé par le client en complément du contrôle géométrique et dimensionnel. Dans cette configuration peuvent être étudiés :

- ✓ la portée des dentures qui qualifie la précision des conditions de montage attendues,
- ✓ l'écart total composé tangentiel qui quantifie la précision cinématique de l'engrenage réalisé.

- **Analyse des portées de dentures**

Cette analyse consiste à marquer les dents des deux pignons à contrôler d'une fine couche d'encre ou de peinture (5 à 15 micromètres d'épaisseur). Ce pignon engrène avec la roue (étalon ou roue destinée à s'accoupler avec le pignon), qui est soumise à un couple résistant de façon à assurer le contact entre les dentures. Le marqueur va s'effacer sous l'effet du contact (figure I-46). Ainsi, il est possible de repérer où se situe la zone de contact entre les dents du pignon et de la roue.

On distingue les essais dits « statiques » des essais dits « dynamiques » [GOC03]. Les essais « statiques » sont généralement réalisés manuellement, tant pour la gestion de la vitesse d'entraînement que pour l'application du couple résistant ; il n'y a aucune garantie que les vitesses et couples préconisés soient réellement appliqués. Les essais « dynamiques » sont, au contraire, contrôlés en vitesse et en effort résistant. Dans ce cas, on effectue généralement plusieurs essais à vitesses et efforts différents de façon à comparer les résultats obtenus. Bien que l'essai « dynamique » soit plus représentatif de la réalité, l'essai « statique » est plus souvent utilisé car il a l'avantage d'être relativement rapide à réaliser sans mettre en œuvre des moyens de mesure sophistiqués. Il est, par exemple, systématiquement mis en œuvre comme moyen de réglage en ligne des couples coniques automobiles. Les côtes de montage qui donnent un fonctionnement convenable (bruit, régularité) sont gravées sur les roues qui sont appairées.



a / portée sur le pignon b / portée sur la roue

Figure I-46 : Effacement du marqueur sous l'effet du contact lors de l'engrènement d'une roue et d'un pignon : détermination des zones de contact.

Bien que ce test permette d'évaluer la qualité de l'engrenage en situation sur l'ensemble de la denture, il reste néanmoins qualitatif. L'évaluation de la surface de portée ou sa localisation nécessite des moyens de mesure peu courants, en majeure partie optiques. Le contrôle visuel donne déjà une bonne idée de la qualité de la denture, ou des conditions de montage. Ce contrôle rapide permet de s'assurer du bon rôle du bombé de denture, que celui-ci soit d'amplitude suffisante et bien localisé par exemple. Rappelons ici que le bombé a pour rôle d'éviter que la portée ne se localise en extrémité de dents à cause de légers défauts de réalisation des pièces induisant, entre autres, un défaut d'alignement des axes. La surface de la portée donnera également une idée de l'acoustique de l'engrenage ; plus le rapport d'engrènement est grand, donc plus les surfaces de contact sont importantes, plus l'engrenage sera silencieux [FAR94, REM93].

Dans le cas des engrenages coniques, la difficulté principale réside dans la mise en position relative des cônes primitifs. S'il reste relativement aisé d'orienter les axes des pignons à l'aide de verniers associés aux règles graduées rectilignes ou en arc de cercle, il est plus difficile de confondre les sommets de cônes qui ne sont pas matérialisés. L'utilisation de surfaces de transfert comme l'alésage ou la face avant, et de cales étalons par exemple, est nécessaire pour confondre les sommets de cônes. La dimension de la cale étalon permettant le transfert de référence entre le sommet du cône et la face avant est appelée « distance de montage ». Cette procédure de montage, utilisant le transfert de référence, présente une bonne répétabilité sur les essais effectués sur une machine d'engrènement, conçue et fabriquée par la firme GLEASON (figure I-47). La répétabilité n'est ici que qualitative car la forme et la localisation de la portée sont évaluées sans instrument de mesure particulier.

Après l'essai effectué, il reste à interpréter la tâche de contact obtenue. Une même tâche peut conduire à l'acceptation ou au rebut du pignon puisque la validation se juge sur la position et la morphologie de la surface par rapport à une utilisation bien précise attendue du pignon. Pour certains pignons, ce seront les efforts encaissés qui seront primordiaux, pour d'autres ce sera la cinématique qui prévaudra.

L'analyse des portées sur les dentures coniques est plus délicate que sur les dentures cylindriques. Généralement, les études menées cherchent à qualifier l'influence d'un défaut de montage sur une géométrie taillée avec un moyen de production bien spécifique. Par exemple, Lelkes a réalisé une étude théorique sur les erreurs cinématiques et la localisation

de la tâche de contact en fonction des défauts d'alignement du pignon pour des engrenages spiro-coniques taillés sur machine Klingelberg [LEL02]. Néanmoins, les normes établissent les tâches de contact types observables sur un pignon conique en tentant d'y attribuer le défaut de montage ou de réalisation associé quand cela est possible (figure I-48).

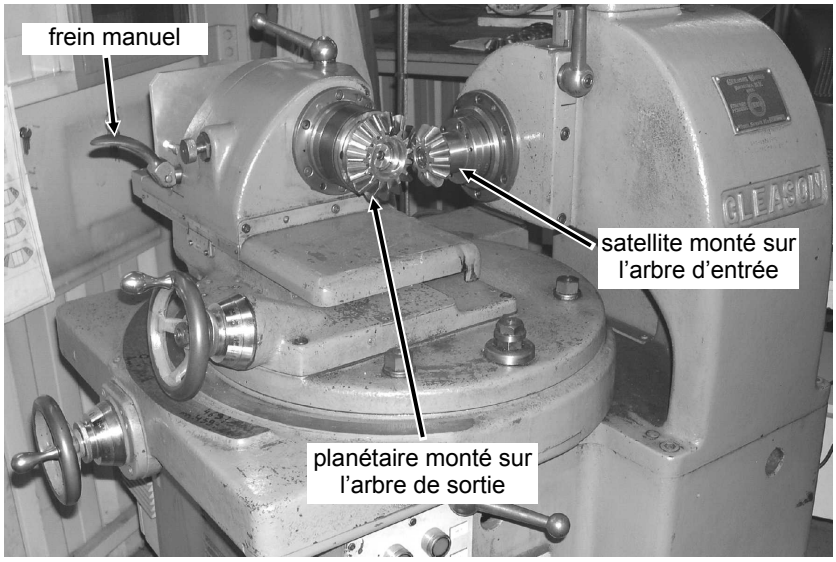


Figure I-47 : Banc d'essais d'engrènométrie GLEASON.

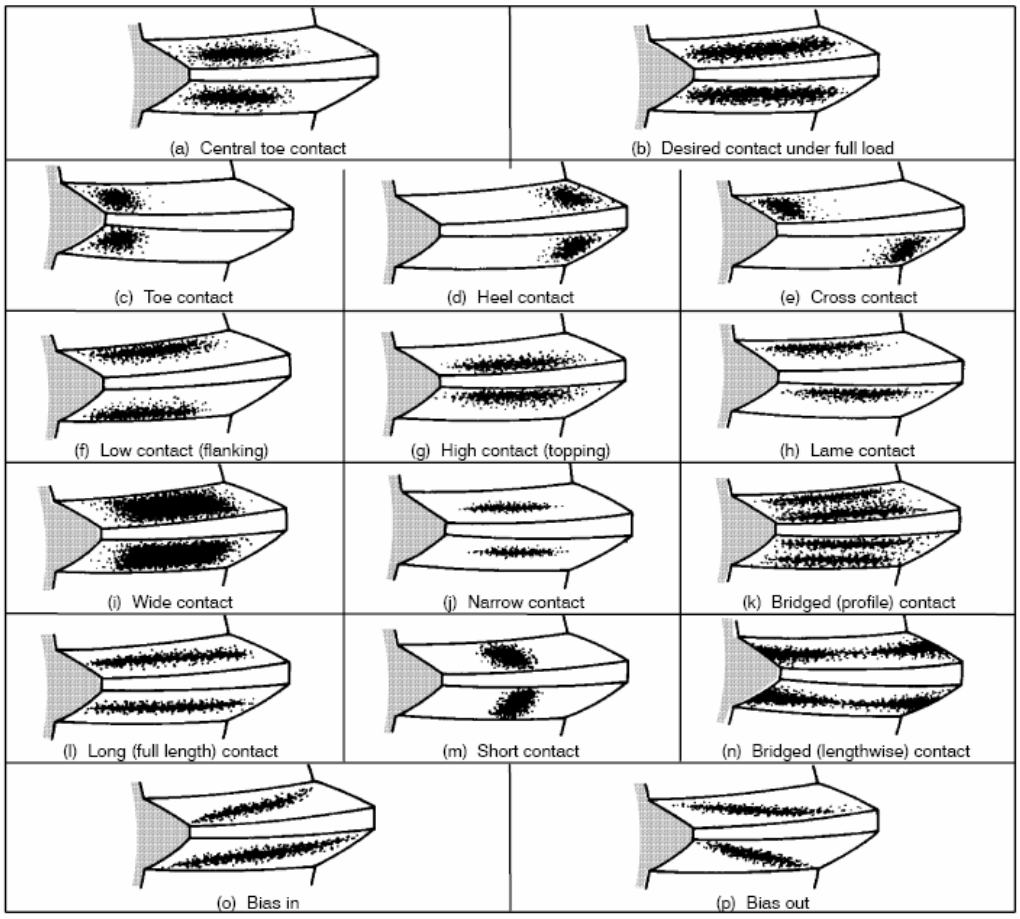


Figure I-48 : Tâches de contact types pour un pignon coniques [AGM01].

- **Ecart total composé tangentiel**

La machine d'essais GLEASON utilisée, conçue initialement pour faire l'étude de portée, a été dotée de codeurs incrémentaux afin de relever l'erreur cinématique au cours de l'engrènement. Dans le cas d'un contrôle industriel, l'engrènement, qu'il se fasse avec un étalon ou un couple de pignons associés, se fait dans les conditions nominales de fonctionnement ; c'est-à-dire à axes imposés. Lors de l'engrènement d'un pignon de production avec un étalon, le signal transmis par les codeurs incrémentaux (figure I-44) est directement traduit en erreur cinématique : l'écart total composé tangentiel.

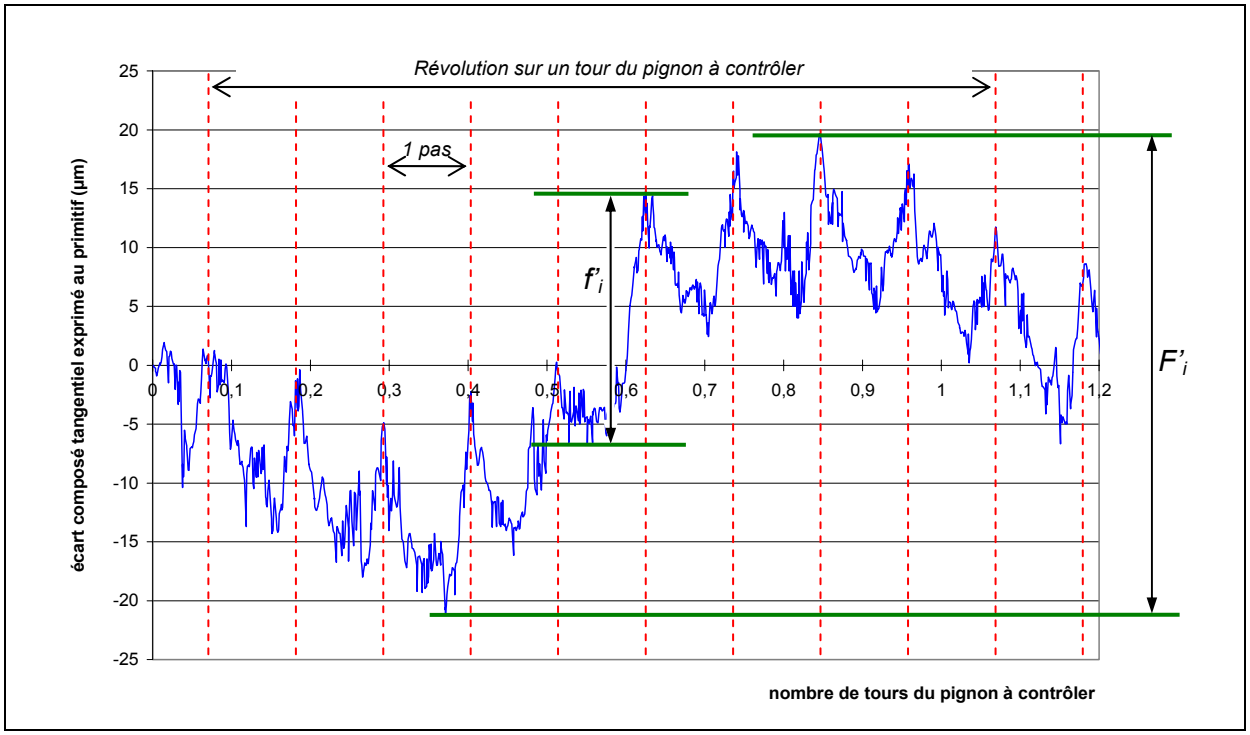


Figure I-49 : Ecart total composé tangentiel d'un satellite forgé « net shape » de 9 dents avec un planétaire étalon de 13 dents (source : Ascoforge SAFE).

On peut distinguer sur la courbe d'écart total composé tangentiel (figure I-49) :

- ✓ l'écart total composé tangentiel (F'_i) : différence maximale entre les déplacements circonférentiels effectif et théorique ramené au cercle primitif de la roue contrôlée, lorsque celle-ci engrène (avec un étalon) sur un tour complet.
- ✓ l'écart de saut tangentiel (f'_i) : différence entre les écarts composés tangentiels maximal et minimal pour une rotation d'un pas de la roue à contrôler.

En effectuant deux rotations consécutives dans des sens opposés, on peut déterminer le jeu de fonctionnement de l'engrenage à chaque instant [GOC03]. On retrouve aussi, sur cette courbe, l'écart lié à l'erreur individuelle de pas, mais aussi l'écart influencé par des variations de profil. Cette courbe, qui est riche en informations sur l'engrènement, est donc logiquement de plus en plus demandée par le client. Pour garantir des résultats fiables et répétables, l'opération de contrôle doit se faire à vitesse réduite et en l'absence de charge afin d'éviter tous phénomènes dynamiques et vibratoires. Un couple résistant minimum sera néanmoins exercé de façon à assurer le contact entre le pignon à contrôler et l'étalon.

L'analyse de la courbe demande quelques précautions. Tout d'abord l'absence de charge pendant le contrôle évite la déformation de la denture. En conséquence, le test d'engrènement réalisé exclut pratiquement la possibilité d'avoir deux dents en prise simultanément ; il y en aura toujours une qui sera prédominante devant l'autre. L'angle parcouru par la roue à contrôler sera donc variable en fonction de la dent en prise. En extrapolant l'engrènement, considérant que chaque dent est utilisée sur la totalité du profil utile, l'erreur cinématique est la superposition, au sens du maximum de matière, du signal d'engrènement de deux dents lorsque celles-ci sont théoriquement en prise simultanée (figure I-50).

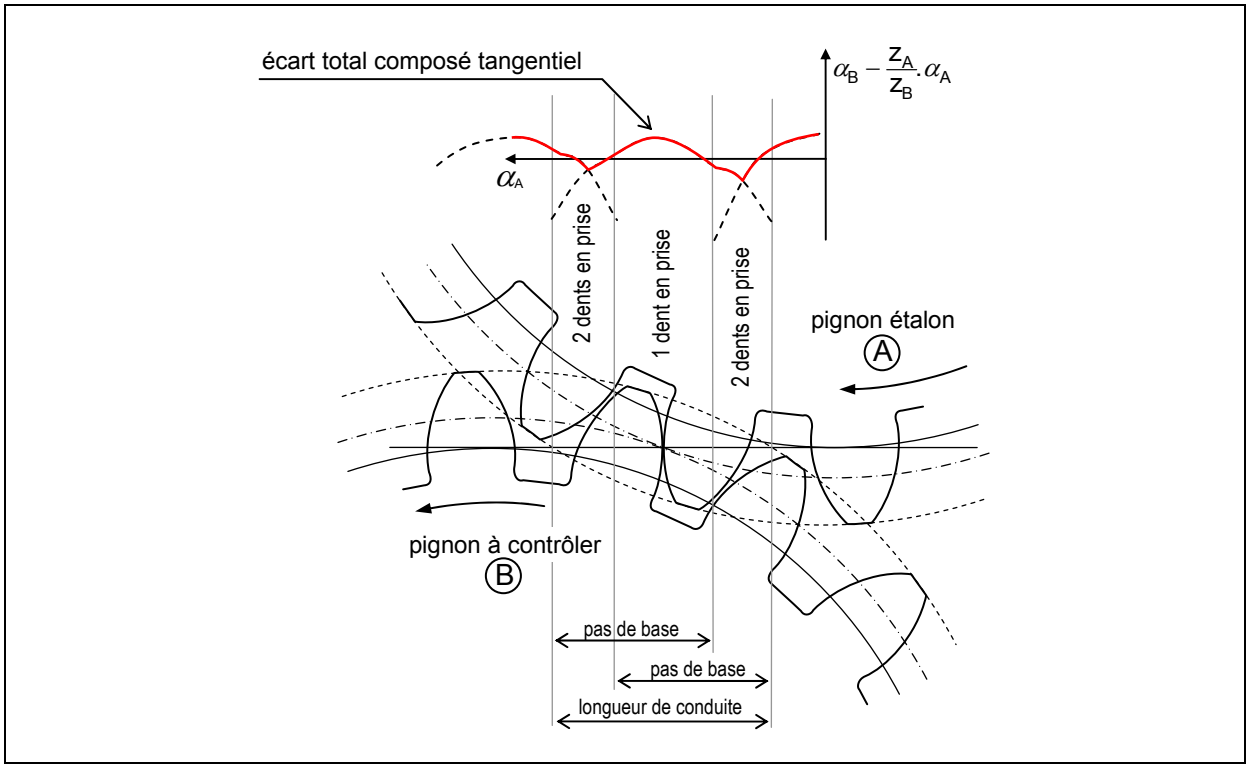


Figure I-50 : Engrènement et écart total composé tangentiel [ISO96a].

Dans le cas d'un engrènement théorique parfait, l'écart total composé tangentiel est nul ; on ne distingue pas le changement de dent en prise (figure I-51a). En revanche, si on note un écart individuel de pas entre deux dents, on comprend aisément qu'à l'engagement de la dent comportant le défaut une seule dent sera en prise sous réserve d'un jeu de fonctionnement suffisant (figure I-51b). Ce défaut de pas va se traduire par une avance puis un retard (ou inversement) de façon à ce que sur deux pas consécutifs, l'erreur cinématique s'annule. De même, si le profil comporte une dépouille en pied ou en tête de dent, ou un bombé, il existe une variation du pas de pas au cours de l'engrènement générant une erreur cinématique de forme « parabolique » (figure I-51c). Une telle dépouille est destinée à adoucir le transfert de charge lors du changement de dent.

Une inclinaison de profil quant à elle va générer une erreur cinématique de forme triangulaire avec accélération rapide et décélération lente, ou inversement en fonction de l'orientation de l'inclinaison de profil (figure I-51d). Si, par exemple, deux pignons qui engrènent sont géométriquement parfaits, mais avec une petite différence d'angle de pression conséquence de la géométrie réelle des outils de taillage utilisés. Il en découle deux conséquences : les pas de base de la roue et du pignon sont différents, le profil réel de l'un des deux pignons est légèrement incliné par rapport au profil théorique. En supposant que le jeu de fonctionnement soit suffisant pour que l'engrènement soit possible, ces deux conséquences ont pour effet une erreur cinématique d'engrènement de forme triangulaire qui

se répète d'un pas à l'autre [SAE90]. En moyenne sur un tour, l'erreur cinématique est nulle. L'analyse des conséquences des défauts de réalisation sur la cinématique de l'engrènement fait actuellement l'objet de travaux complémentaires au sein du laboratoire [BRU05b, BRU06a, BRU06b]. Cette étude a pour but de compléter les diagrammes d'erreurs qu'il est possible de trouver dans le VDI, les normes ISO ou dans l'ouvrage de G. Henriot qui ne s'intéressent principalement qu'aux dentures cylindriques [HEN99, ISO96a, VDI99]. Dans un cas plus général, connaitre l'effet d'un défaut de réalisation d'une pièce sur la qualité de son fonctionnement est nécessaire au tolérancement des produits [VIL05, VIG05]

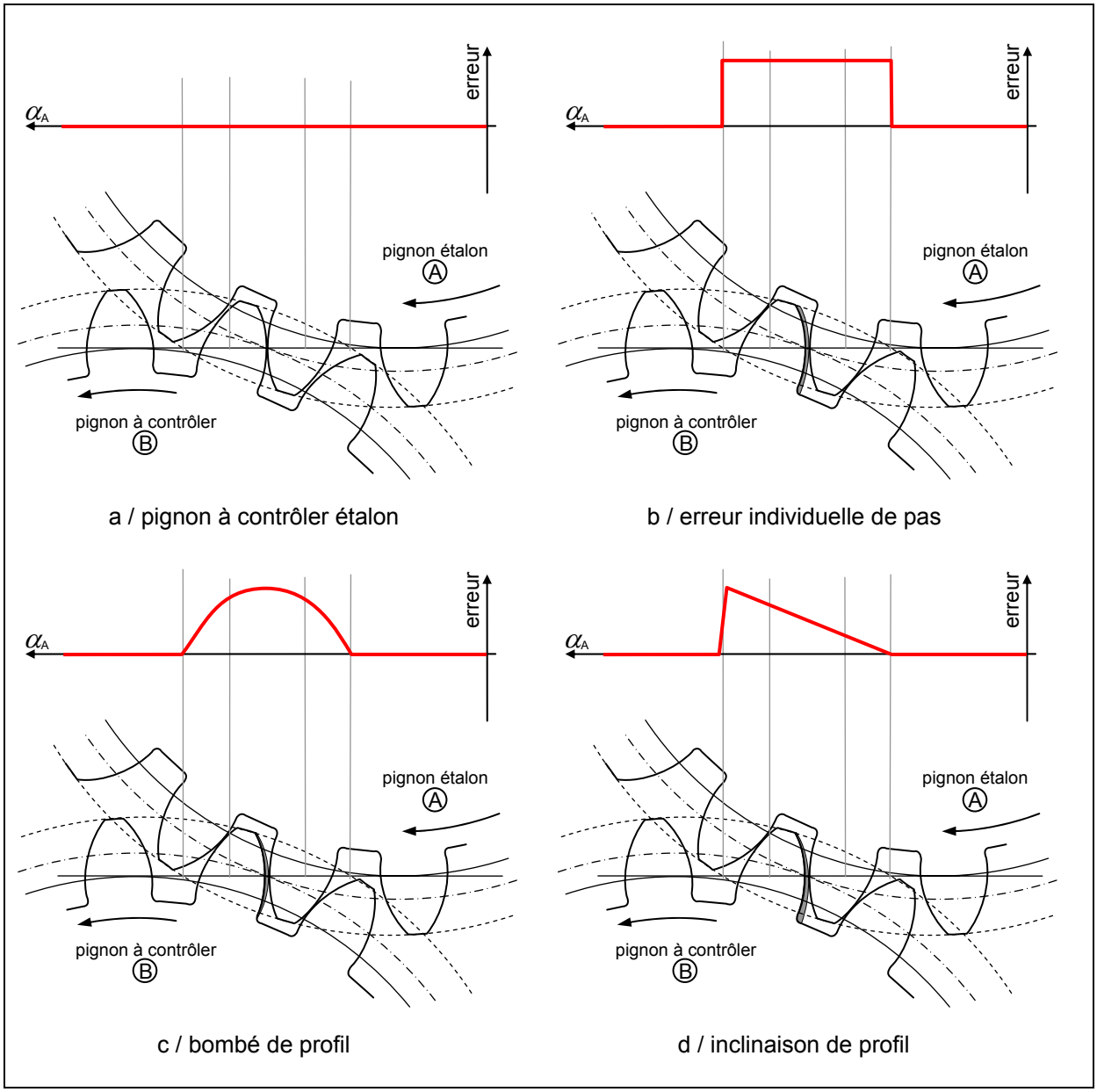


Figure I-51 : Quelques écarts totaux composés tangentiels caractéristiques.

1.5. Conclusion partielle

Pour contrôler un pignon, il existe deux stratégies normalisées : le contrôle géométrique ou l'engrènométrie.

L'engrènométrie, qui consiste à évaluer l'erreur cinématique résultant de l'entraînement d'un pignon avec une roue étalon, rend compte de la fonctionnalité de ce pignon. Celle-ci sera d'autant mieux estimée que l'essai sera réalisé sous une charge proche des conditions de fonctionnement du pignon. Généralement, l'essai se fait à faible charge car dans ce cas, l'entraînement du pignon comme l'application de l'effort résistant pour assurer le contact peuvent s'effectuer manuellement. Cela réduit la complexité et le coût des machines d'essais. Un premier contrôle qualitatif consiste à analyser les portées de dentures pour valider la localisation de la transmission de puissance entre le pignon et la roue. Sous réserve de posséder un banc d'essais instrumenté de codeurs incrémentaux, un second contrôle quantitatif évalue l'erreur cinématique pour chaque position angulaire du pignon et de la roue. Ce contrôle étant effectué sans charge, la déformation de la denture, mais aussi du bâti n'est pas prise en compte. Ce contrôle est cependant beaucoup plus fonctionnel que le contrôle géométrique et dimensionnel.

Le contrôle géométrique permet d'évaluer la forme réelle du pignon. L'acquisition de celle-ci se fait de façon discrète, généralement à l'aide de machines spécifiques ou de moyens plus universel. Parmi ces moyens existent la machine à mesurer tridimensionnelle équipé de palpeur à contact ou les systèmes de numérisation optique. Dans un cadre industriel diversifié, les machines de contrôle spécifiques ne sont pas justifiées. Les « palpeurs » optiques ne sont pas, pour l'instant, totalement industrialisés à cause de leur précision inférieure à celle des palpeurs à contact. La mesure de surfaces de dentures avec précision tend à conduire vers l'usage de palpeurs mesurants mais, dans le cas des pignons coniques de différentiel étudiés, la modestie des exigences de précision permet de se contenter d'une machine à palpeur dynamique. La connaissance de la géométrie réelle aide à la compréhension du processus de fabrication, étape nécessaire à son amélioration. Le contrôle géométrique et dimensionnel est donc complémentaire au contrôle fonctionnel d'engrènométrie.

Les normes associées au contrôle géométrique et dimensionnel d'engrenages s'appuient sur des paramètres fonctionnels, comme le pas ou le profil par exemple. Cependant, l'évaluation de l'erreur de pas sur le seul cercle primitif dans le cas des pignons cylindriques, ou sur un cercle moyen de contrôle dans le cas des pignons coniques ne traduit pas le fait que le point de contact entre la roue et le pignon évolue le long du profil. Afin d'effectuer un contrôle géométrique qui s'approche d'un contrôle fonctionnel, il faut considérer l'ensemble des entités fonctionnelles. Cette évolution conduit à de nouvelles stratégies de mesure mais surtout de dépouillement qui font l'objet du développement du second chapitre.

Par ailleurs, l'utilisation de pignon étalon est nécessaire à l'engrènométrie par exemple mais aussi pour calibrer l'ensemble machine à mesurer tridimensionnelle et capteur dynamique à déclenchement. La notion de pignon étalon ne nécessite pas obligatoirement la réalisation d'un pignon d'une géométrie rigoureuse. Si la géométrie d'un pignon issue de la production est définie avec une grande qualité, il peut être utilisé comme « étalon » dans la mesure où ses erreurs peuvent être corrigées en engrènométrie mais aussi dans le processus de calibrage d'une machine à mesurer tridimensionnelle qui mesure des pignons. Cette notion de pignon « étalon » sera aussi discutée dans le second chapitre.

Chapitre 2

Stratégie de dépouillement et qualification du moyen de mesure

Pour chaque mesure, le choix du mesurande, c'est-à-dire la grandeur soumise au mesurage, est un critère déterminant sur la pertinence des résultats [GUM95]. Une même caractéristique peut être mesurée de différentes façons, avec une densité de points de mesure plus ou moins importante, répartis de manière plus ou moins homogène, etc… Ces choix doivent être effectués pour qu'ils soient représentatifs du résultat attendu : la qualité de fonctionnement, seul véritable objectif du fournisseur, doit ici être déduite de l'image géométrique évaluée de façon discrète sur la pièce étudiée. En plus de la pertinence qualitative, ces choix peuvent aussi avoir un impact quantitatif, comme sur l'incertitude des résultats obtenus par exemple.

Le deuxième chapitre est, ici, consacré au choix du mesurande et à ses conséquences sur l'interprétation des résultats. Il ne s'agit pas de remettre en cause la définition des caractéristiques fonctionnelles du pignon, mais de les évaluer convenablement. D'une part, le mesurande choisi doit traduire au mieux la fonctionnalité attendue du pignon, et d'autre part il doit conduire à l'augmentation des connaissances du processus de fabrication. L'objectif est d'utiliser un mesurande unique capable de qualifier et quantifier la pièce par rapport à son cycle de vie amont (fabrication) et aval (utilisation). Ce choix est discuté avec comme contrainte l'utilisation, en environnement industriel, d'une machine à mesurer tridimensionnelle équipée d'un capteur à contact dynamique pour mesurer la pièce. La cadence de mesure, l'influence du changement d'opérateur ou de conditions environnementales lors des mesures sont alors à prendre en compte dans ce choix du mesurande. D'un point de vue industriel, les outils mis en place dans le cadre de la recherche et du développement n'ont d'intérêt que si le transfert vers la production est possible.

Les outils mathématiques nécessaires pour interpréter le résultat de mesure, sur le mesurande choisi, en caractéristiques fonctionnelles du pignon ont été mis en place. Ces outils permettent de déterminer la correction pratique à appliquer sur un phénomène physique du processus de fabrication ou de quantifier un écart de fonctionnalité, comme le pas par exemple.

Aussi, s'inscrivant dans une démarche « Qualité », la création d'un pignon dont les caractéristiques sont parfaitement connues est nécessaire afin de l'utiliser comme un « étalon » de référence. Ainsi, il est non seulement possible de caractériser d'un point de vue pratique les incertitudes de mesures d'un pignon lors d'une opération de mesurage mais également d'utiliser cet « étalon » comme moyen de caractérisation rapide du processus de mesure sous forme de suivi périodique. Dans ce but, un protocole d'étalonnage par « multi-retournement » a été mis en œuvre sur un pignon issu de la production, en utilisant ses propriétés de symétrie de révolution liée au nombre de dents. Cette procédure devrait permettre de vérifier la machine à mesurer tridimensionnelle régulièrement et dans les conditions d'utilisation normales. Elle devrait même permettre de corriger localement les erreurs systématiques de la machine afin de diminuer l'incertitude de mesure pratique sur les caractéristiques du pignon.

2.1. Interprétation des normes, stratégie de dépouillement associée

2.1.1. Les limites des normes

Le contrôle dimensionnel et géométrique a pour premier objectif de vérifier que la pièce produite est conforme aux spécifications du dessin de définition. L'information suffisante pour statuer sur la conformité est alors de type binaire : la pièce est acceptée ou rebutée. Cette information est plutôt restrictive, car elle ne permet pas, en général, de comprendre l'ensemble du processus de fabrication. Ce type d'information exclut, entre autres, l'observation d'une dérive lente. Le contrôle dimensionnel et géométrique doit aussi aider à mieux connaître le processus de fabrication afin de l'améliorer. Cette amélioration doit s'évaluer sur la qualité fonctionnelle du produit obtenu puisqu'il s'agit de sa finalité. La difficulté, à ce niveau, est de pouvoir évaluer la qualité fonctionnelle indirectement, par le contrôle géométrique et dimensionnel. Dans le cadre des engrenages, l'application des stratégies de contrôle et d'interprétation des résultats imposées par les normes actuelles ne permet pas d'apprécier complètement ni le processus de fabrication, ni la fonctionnalité du pignon.

Dans le cas de l'obtention de pignons par taillage, par exemple, la surface de denture du pignon est obtenue par l'enveloppe d'une arête de l'outil grâce à une combinaison de mouvements relatifs entre le pignon et l'outil [CET98, DUF97, HEN99]. Les profils des dents successives sont donc tributaires de l'état de l'arête de coupe et de la précision cinématique de la machine à tailler. La mesure en un seul point par flanc peut alors suffire à déceler un mauvais réglage de la cinématique de la machine à tailler, ou une dérive de ce réglage. La dégradation de l'arête de coupe génère généralement un état de surface suffisamment mauvais pour qu'il soit visible à l'œil. Cependant, le taillage se caractérise par une discontinuité dans la génération du profil en développante de cercle [HEN83]. Pour le taillage par fraise mère, il existe aussi une discontinuité dans le sens longitudinal de la denture. Les irrégularités d'avance, et les irrégularités de profils, donnent une ondulation régulière sur la ligne de flanc et sur le profil (figure II-1). Il apparaît sur le flanc des « vagues » plus ou moins prononcées qui dépendent des conditions de coupe, mais aussi de la machine à tailler. Ces pignons subissent, dans la plupart des cas, une finition, par rectification ou rasage par exemple, afin de respecter la qualité géométrique requise.

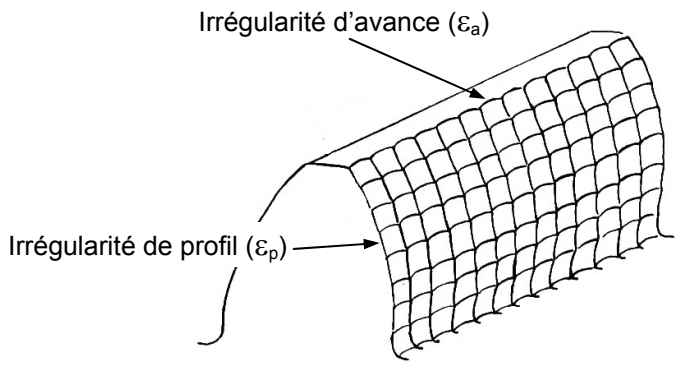


Figure II-1 : Ondulation de profil et ondulation d'avance [HEN83].

Par exemple, une machine à tailler comportant une table porte-pièce, mise en position par un engrenage roue tangente et vis sans fin, génère des pignons avec une ondulation de profil. En effet, comme il est très difficile d'éviter une excentration de la vis sans fin par rapport à son axe de rotation, il se produit une irrégularité dans la rotation de la roue tangente. Celle-ci se trouve tantôt en avance, tandis qu'un demi-tour de la vis plus tôt ou plus tard, elle se trouvera en retard par rapport à sa position théorique. Cette erreur provenant de la vis sans fin est cyclique et la table porte-pièce liée à la roue tangente subit une divagation angulaire à la fréquence de rotation de la vis soit $1/z_0$ tour de la roue tangente (z_0 est le nombre de dents de la roue tangente). La figure II-2 représente, par exemple, une roue taillée et son outil de taillage au moment d'avance maximum de la table. Au niveau des points A et B, pris sur une même ligne de taillage, l'outil génère le creux maximum de l'ondulation de profil. Après un demi tour de la vis sans fin, l'outil génère en A' et B', pris sur une même ligne de taillage, le sommet maximum de l'ondulation de profil. D'où la représentation de l'ondulation de profil, avec amplification des défauts sur cette figure II-2. Les pas de l'ondulation de profil et de l'ondulation sur la ligne de flanc sont respectivement :

$$\lambda_\alpha = \frac{\pi.d_b}{z_0} \quad \text{et} \quad \lambda_\beta = \frac{\pi.d}{z.\sin(\beta)}$$

où

z_0 est le nombre de dents de la roue tangente liée au porte-pièce
z est le nombre de dents de la roue taillée
d est le diamètre primitif de la roue taillée
d_b est le diamètre de base de la roue taillée
β est l'angle d'hélice de la roue taillée

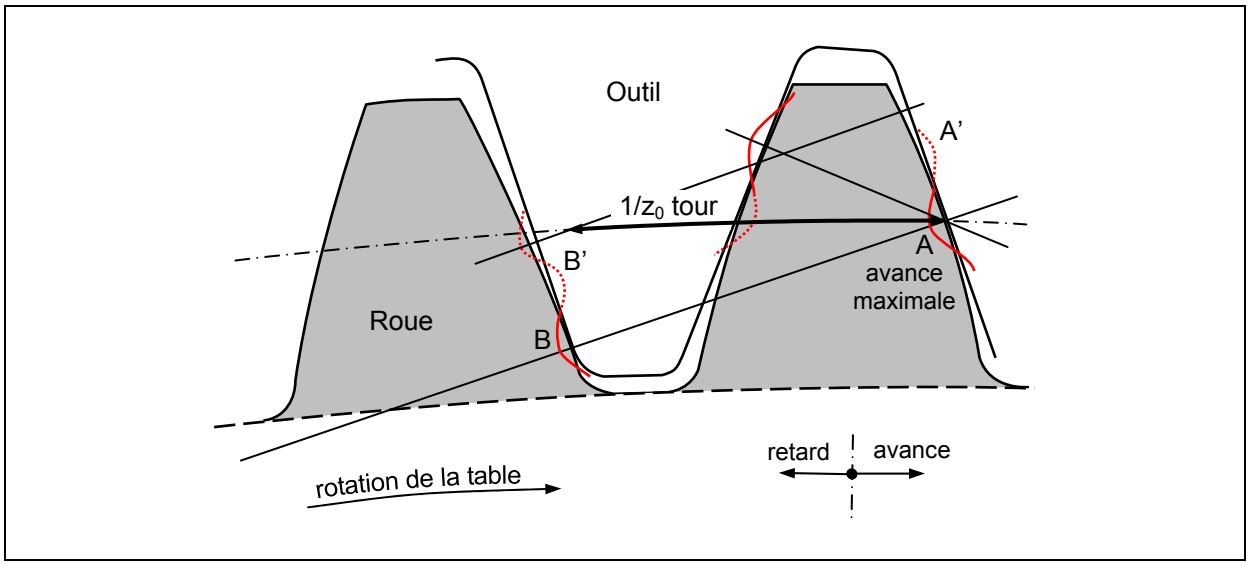


Figure II-2 : Génération de l'ondulation de profil [HEN83].

Dans le cas d'engrenages hélicoïdaux, l'ondulation est dirigée suivant le sens des génératrices rectilignes de l'hélicoïde développable et non pas sur la ligne de flanc [HEN83].

Il alors possible de montrer que pour certaines combinaisons du nombre de dents [z, z_0], l'ondulation de profil est périodique d'une dent à l'autre et peut atteindre une amplitude de 20 micromètres [HEN83]. Au niveau du cercle de contrôle, le palpeur se trouve tantôt au sommet maximum de l'ondulation, et tantôt au creux maximum. Selon la position des touches T_1 et T_2 d'un comparateur de pas par rapport au centre du pignon à contrôler, l'écart individuel de pas peut rendre compte de cette ondulation (figure II-3a) ; peut être insensible à l'ondulation (figure II-3b) ; ou peut doubler l'amplitude de l'ondulation effective (figure II-3c).

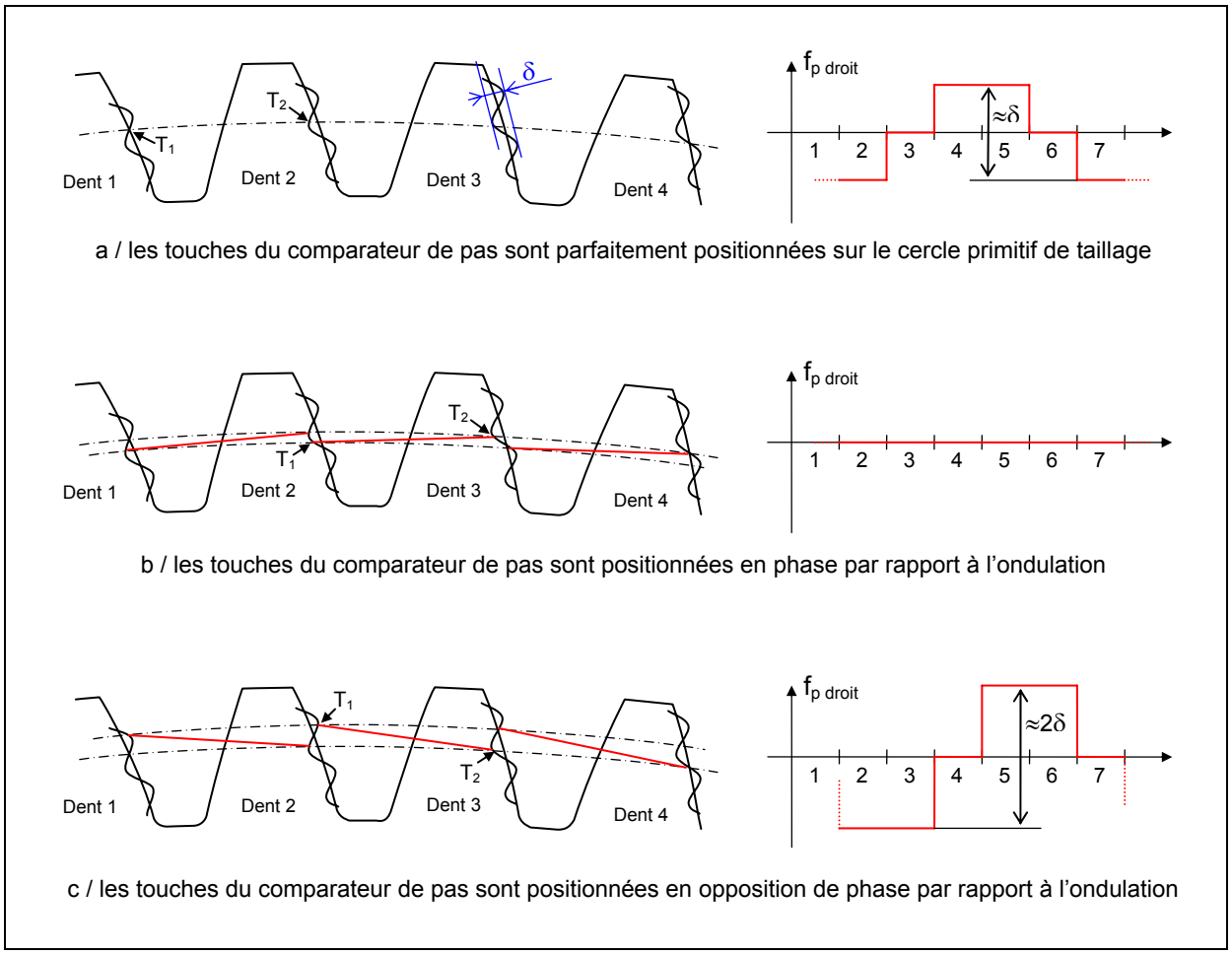


Figure II-3 : Erreur individuelle de pas et ondulation de profil [HEN83].

Dans ce cas précis, le contrôle conforme à la norme, c'est-à-dire qui ne considère la mesure qu'en un seul point par flanc de dent, ne peut pas rendre compte des défauts engendrés par le processus de fabrication. Non seulement l'écart mesuré dépend du défaut de forme, mais un même défaut de forme peut être interprété différemment si l'appareil de mesure connaît un léger défaut de positionnement par rapport à sa position nominale. Aussi, l'ondulation sur un même profil n'est pas décelée, alors qu'elle a une influence sur la cinématique.

En déformation plastique, la denture n'est pas obtenue par enveloppe, mais par reproduction de forme à partir de son négatif, à savoir la matrice. La cinématique de la presse a donc moins d'influence que la qualité de la matrice sur la géométrie de la pièce obtenue. En effet, dans ce cas, c'est l'obtention de la matrice qui doit être vérifiée en premier lieu pour obtenir de bonnes pièces. Aujourd'hui, la plupart des matrices sont obtenues par usinage à grande vitesse ; quelques unes sont encore fabriquées en électroérosion par enfonçage. Dans ce cas, il faut réaliser au préalable une électrode en graphite, ce qui nécessite le recours à un centre d'usinage. Le contrôle des outillages de mise en forme se résume donc, principalement, au contrôle de pièces usinées. Il a déjà été démontré que les machines outils, du type centre d'usinage, ont des défauts de liaison (perpendicularités, rectitude, justesse, …), des défauts de cinématique, et des défauts thermiques qu'il est possible d'identifier [KNA83]. En revanche, la vérification de la conformité des surfaces gauches de la denture en ne mesurant qu'un seul point par flanc de dent est impossible. Même en utilisant les outils de la CFAO, les surfaces de chaque flanc de dent réalisées ne peuvent être nominales. Vérifier une telle surface passe donc nécessairement par

l'acquisition d'un nuage de points suffisamment représentatif de la surface et d'une analyse de celui-ci par rapport à la géométrie nominale.

Au cours du forgeage, chaque dent de la matrice travaille de manière différente en fonction des conditions locales et se comporte donc de façon « indépendante ». Les usures de chacune des dents ne sont pas parfaitement corrélées. Un défaut local sur un des flancs de la matrice, apparu lors de son utilisation (ou même lors de sa fabrication), peut également ne pas être repéré avec le contrôle du pas en un seul point par flanc si ce défaut n'est pas situé au niveau du point de mesure. Enfin, sur la pièce obtenue par forgeage, il est possible qu'un manque de remplissage ou qu'un autre défaut de formage (marque de la bavure de cisaillage, lubrification, …), synonyme d'un écart cinématique, survienne sans qu'il puisse être détecté par le contrôle du pas en un seul point par flanc.

Le contrôle du pas en un point par flanc préconisé par la norme est insuffisant pour bien connaître le processus de fabrication ainsi que ses conséquences sur la fonctionnalité du pignon. Les résultats obtenus sont, en fonction des défauts de forme des surfaces de dentures, très sensibles au choix du cercle de contrôle si la mesure n'est réalisée qu'en un seul point par flanc (figure II-4). La transposition de l'écart de mesure sur le cercle primitif, où est définie la tolérance sur le pas, pour vérifier la conformité du pignon est empreinte du défaut forme. Dans ce cas, le contrôle du pas en un seul point ne permet pas de dissocier écart de forme et écart de position, le principe d'indépendance n'est pas respecté [ISO85].

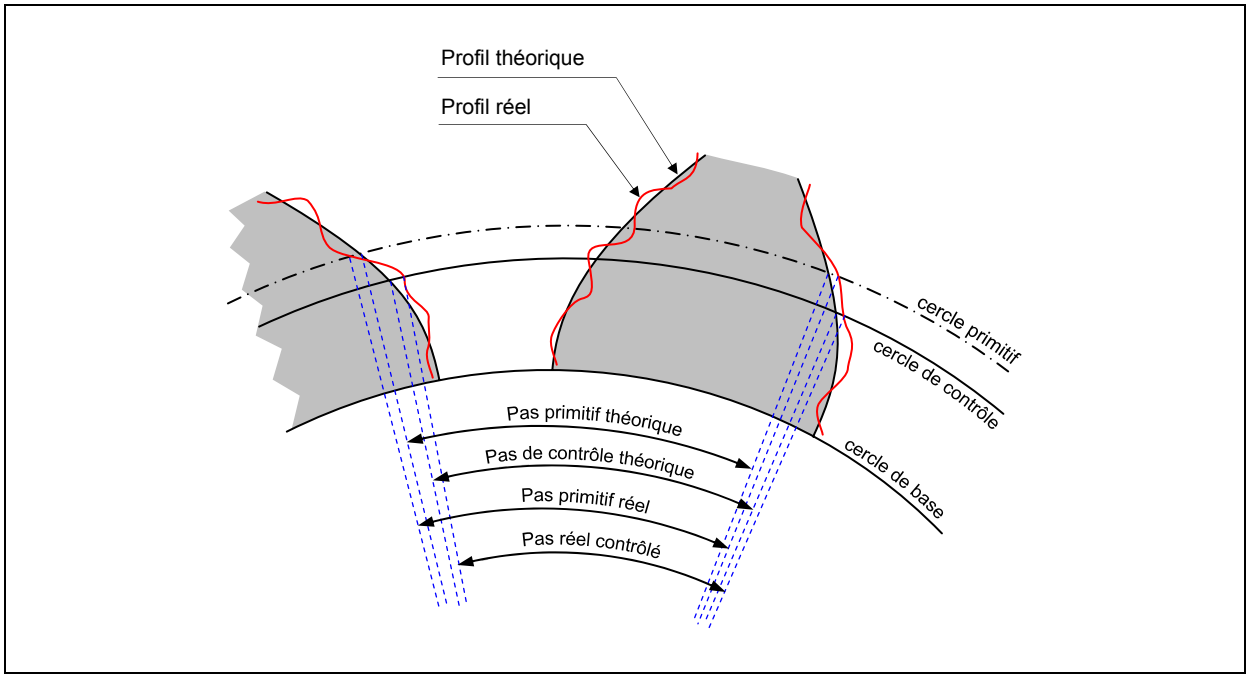


Figure II-4 : Influence du défaut de forme sur le contrôle du pas.

En conclusion, que ce soit en service, pour l'obtention d'un outillage ou pour la réalisation d'un pignon par usinage, le contrôle du pas en un seul point par flanc est beaucoup trop restrictif. Cette analyse est également valable pour le contrôle du profil ou de l'hélice. Etudier un profil ou une hélice sur une ligne seulement, alors que la surface active est beaucoup plus large, est trop restrictif. Dans le cas du forgeage, l'indépendance de réalisation entre les dents exclue un contrôle statistique sur quelques dents seulement. Tout en conservant les définitions normalisées des écarts sur l'engrenage, une redéfinition du mesurande s'impose pour mieux rendre compte de la fonctionnalité de l'engrenage, et en extraire suffisamment d'informations pour améliorer la connaissance du processus de fabrication.

2.1.2. Redéfinition du mesurande

La notion de mesurande peut s'expliquer sur l'évaluation de la distance entre deux plans A et B d'un volume nominalement parallélépipédique. Une première approche consiste à évaluer le plan A par la mesure de quelques points puis de palper un point sur le plan B et de calculer la distance de ce point au plan. Dans ce cas, il est possible d'inverser les rôles des plans. Une seconde approche consiste à évaluer les plans A et B par la mesure de quelques points puis de calculer la distance entre deux plans théoriques, contraints parallèles, et associés à chacun des deux nuages de points mesurés selon un critère. Le critère d'association peut être le critère des moindres carrés, celui du défaut de forme minimal ou encore celui de l'enveloppe tangente extérieure matière. Quant aux plans A et B, ils peuvent être estimés sur une zone relativement petite ou sur une zone qui couvre l'ensemble de la surface physique. Selon la « méthode » utilisée, le résultat sera différent, mais conduira néanmoins à la détermination de la même caractéristique : la distance entre deux plans. Le mesurande est la grandeur particulière soumise au mesurage pour évaluer une caractéristique. Une même caractéristique peut posséder plusieurs mesurandes. Le choix du mesurande doit être représentatif de la fonctionnalité de la caractéristique évaluée. Cette notion de mesurande s'applique à toutes les grandeurs mesurables [DES05, PRI05].

Pour un pignon, le pas est la longueur curviligne entre deux flancs consécutifs (figure II-5). Comme dans l'exemple précédent, la valeur de cette caractéristique dépend du mesurande choisi. La norme impose un mesurande en un point par flanc, mais cela n'est pas suffisamment représentatif de la fonctionnalité du pas [ISO96a].

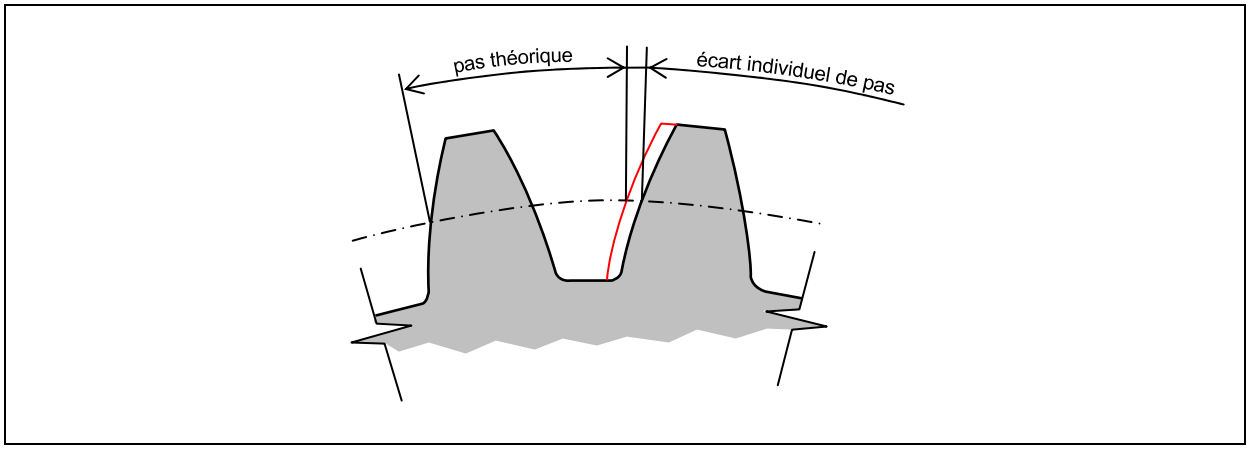


Figure II-5 : Illustration graphique de la définition de l'écart individuel de pas [ISO96].

Les effets des défauts de réalisation des dentures sur l'engrènement sont en général des erreurs cinématiques d'avance ou de retard mais peuvent aussi avoir comme conséquence des augmentations des efforts inter-dents si plusieurs dents sont en prise. La caractérisation des écarts de pas d'une denture (cylindrique ou conique) sur le seul cercle de contrôle s'avère insuffisante puisque la zone utile de la surface de denture est plus large. En effet, d'un point de vue fonctionnel, les effets sont à caractériser pour chaque position angulaire de l'engrenage. Pour une position angulaire donnée, il faudrait caractériser le pas de base (P_b), et cela par rapport aux dents précédentes et aux dents suivantes et sur toute la largeur de la denture (figure II-6). D'ailleurs, sur les schémas qui illustrent la définition normalisée de l'écart individuel de pas, le flanc réel est représenté dans son ensemble,

décalé d'un offset par rapport au flanc théorique (figure II-5). Même si cela n'est pas explicite dans la définition, le schéma suggère que l'écart entre flancs réel et théorique soit évalué sur l'ensemble du flanc et non pas en un seul point pris sensiblement au milieu du flanc. Cependant, évaluer plusieurs pas de base ou plusieurs pas circulaires entre deux mêmes flancs de dents conduit rapidement à un grand nombre d'informations qui devient délicat à interpréter pour le fabriquant. Il est intéressant d'élaborer un nombre restreint de paramètres qui traduit une synthèse globale des écarts relevés. Ces paramètres peuvent traduire un mode de déformation de la surface nominale qui correspond soit à des variations des paramètres de fabrication, soit à des paramètres influençant le fonctionnement de l'engrenage.

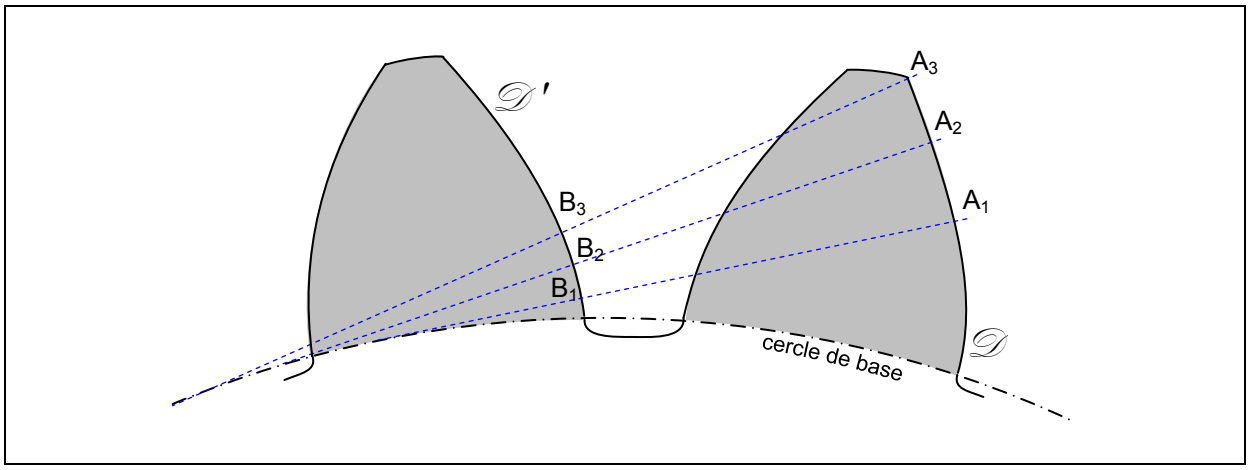


Figure II-6 : Variation du point actif de la dent, importance du pas de base.

L'activité de tolérancement contribue à faire le lien, parfois difficile, entre la fonctionnalité et les critères d'acceptation géométrique pour surveiller le processus de production. Le métrologue doit alors choisir le mesurande approprié pour évaluer les surfaces fonctionnelles sur l'ensemble des zones tolérancées et résumer le résultat en quelques caractéristiques géométriques, telles que le pas par exemple. Un compromis entre la finesse d'acquisition pour être représentatif de la fonctionnalité, la durée d'acquisition, et le nombre de paramètres d'acceptation limité doit être trouvé. Plutôt que d'évaluer le pas de base pour plusieurs positions angulaires du pignon lors de l'engrènement, il est possible d'introduire la notion de « moyenne » sur le pas. En effet, le pas peut être évalué par la distance curviligne entre deux surfaces de flanc théorique associées aux flancs réels mesurés sur un critère défini. Pour une meilleure qualité de la détermination du pas, **les flancs doivent être mesurés sur l'ensemble de leur surface fonctionnelle**. C'est cette définition du mesurande qui sera retenue par la suite. La difficulté à ce niveau est de connaître quelle est la zone fonctionnelle réelle de chaque flanc de dent. En effet, les défauts de réalisation peuvent entraîner une portée sur une zone bien localisée (voir paragraphe §1.4.3.3). Dans le cas des pignons coniques de différentiels automobiles, les géométries étudiées sont pourvues d'un bombé qui permet de localiser, dans une très grande majorité des cas, la portée sur le « milieu » de la dent, et ce malgré les défauts de réalisation. La surface fonctionnelle retenue comme mesurande sera donc l'ensemble du flanc dans sa partie nominalement active, sans prendre en compte les rayons de raccordement en tête et en pied de dent, car la présence du bombé évite globalement le fonctionnement sur les extrémités de la dent.

Cette évolution du mesurande par rapport à celui qui est proposé dans la norme est devenue possible, d'une part, par le progrès de l'électronique et de l'informatique qui permet de traiter un grand nombre d'informations en peu de temps, et d'autre part, par l'amélioration des machines à mesurer tridimensionnelle. En effet, les progrès réalisés sur l'environnement de mesure, comme la climatisation par exemple, et sur la construction des machines leur apportent une meilleure stabilité thermique. Le critère du temps d'acquisition, qui a certainement conduit à la normalisation, à cause des dérives thermiques n'est plus vraiment le plus important aujourd'hui. Il devient donc possible de mesurer davantage de points pour évaluer autant de caractéristiques. Cette hypothèse de stabilité thermique peut se vérifier sur la mesure d'un pignon en mesurant deux fois la première dent, une fois en début de cycle et une autre fois en fin de cycle. Ce contrôle mené systématiquement sur l'ensemble des campagnes de mesure réalisées en laboratoire n'a pas révélé un écart de position des flancs de la première dent, mesurés en une quarantaine de points, supérieure à deux micromètres au niveau du cercle primitif d'environ 70 millimètres quelle que soit la géométrie de pignon mesuré, et quel que soit le temps de la gamme de contrôle.

2.1.3. Stratégie d'analyse des points de mesure

La réduction du nombre d'informations à une caractéristique donnée oblige à associer une surface nominale, de même type, optimale au nuage de points mesurés. Cette optimisation peut se pratiquer suivant plusieurs critères : moindres carrés, enveloppe extérieure ou intérieure matière, défaut de forme minimal, etc… Le critère retenu ici, sera celui des moindres carrés parce qu'il présente un grand nombre d'avantages :

- ✓ le calcul est linéaire, donne une solution unique et un résultat fiable lorsque l'initialisation du calcul se fait par une situation proche du résultat final, ce qui est généralement le cas en métrologie, où les écarts sont faibles. On ne craint pratiquement pas les minimums locaux. Une analyse de l'écart résiduel après optimisation aide à confirmer la fiabilité du résultat.
- ✓ le résultat porte sur un grand nombre de points, ce qui conduit à des résultats très fins sur la mesure d'une seule pièce. L'existence d'un point aberrant, existant ou relevant d'un incident de mesure a peu d'influence sur le résultat global de mesure.
- ✓ la stabilité du résultat est meilleure que ce qui est souvent fait par mesure « statistique » sur un grand nombre de pièces en un nombre limité de points.

Comme pour le pas, il est possible d'associer différentes surfaces nominales à une image discrétisée relativement fine d'une surface réelle afin d'évaluer d'autres caractéristiques fonctionnelles (figure II-7a). Les surfaces étudiées correspondent aux entités fonctionnelles définies précédemment. La rotation du flanc nominal autour de l'axe du pignon pour optimiser le nuage de points mesurés sur ce flanc correspond cinématiquement à une avance ou un retard moyen lors de l'engrènement. L'angle de cette rotation, paramètre de l'optimisation, ainsi déterminé sert donc à évaluer le pas. La rotation d'un flanc théorique autour des axes principaux de la surface nominale qui corrige l'erreur de pas permet d'évaluer l'erreur d'inclinaison de profil ou l'erreur d'inclinaison longitudinale. Les paramètres d'optimisation ne sont pas que des variables de position, il est possible de faire varier l'amplitude du bombé, par exemple, pour déformer le flanc nominal afin d'obtenir la surface qui optimise, au sens des moindres carrés, le flanc mesuré. Tous les modes de déformations qui correspondent soit à des variations des paramètres de fabrication, soit à des paramètres influençant le fonctionnement de l'engrenage et qui ont une conséquence sur la géométrie de la pièce peuvent être étudiés.

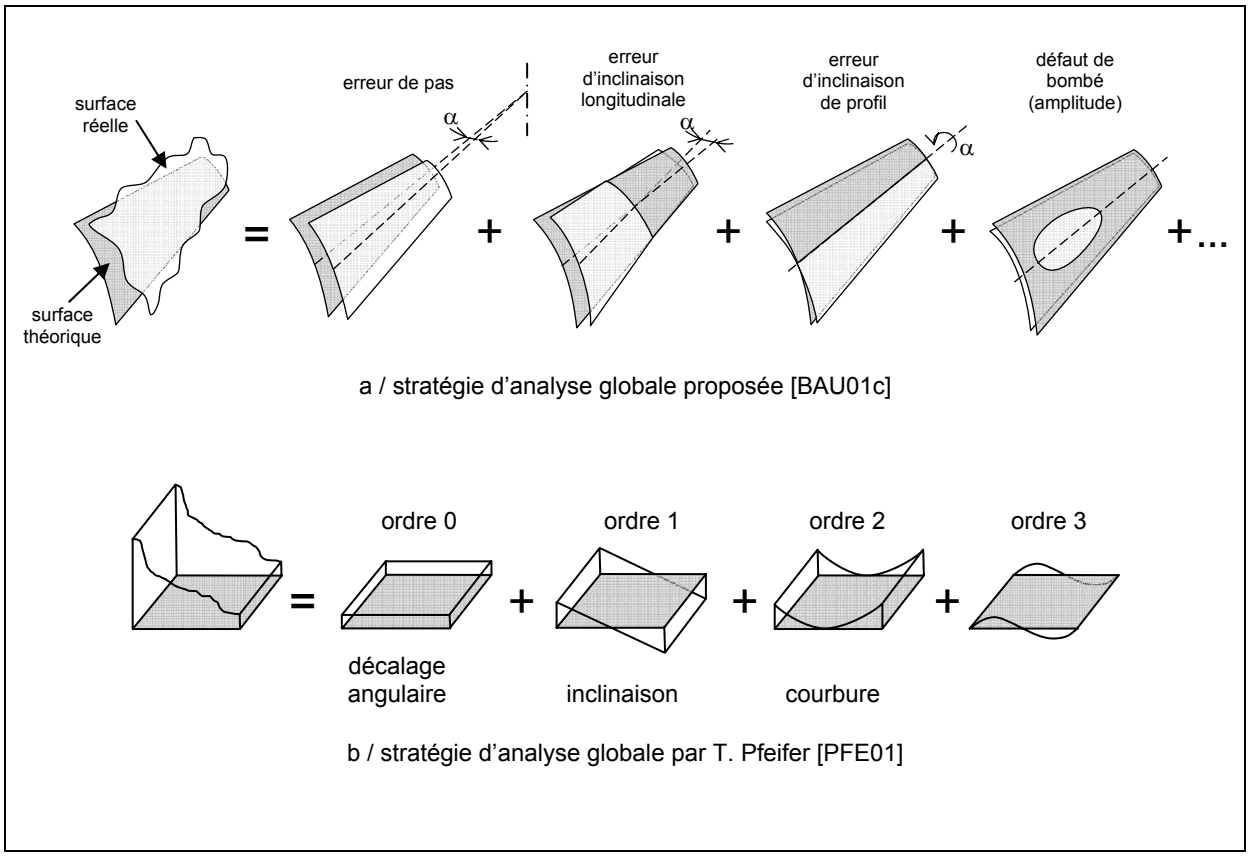


Figure II-7 : Stratégies d'identification globale des défauts d'une roue dentée.

En parallèle de nos travaux, présentés pour la première fois au dixième congrès international de métrologie en 2001 [BAU01c], T. Pfeifer a proposé, dans le même temps, d'étudier les écarts de topographie sur les flancs de pignons sur ce même principe (figure II-7b) [PFE01]. Sa proposition revient à analyser chaque flanc en le décomposant par ordres successifs de la même manière qu'on étudie un signal électronique en le décomposant en pulsations successives ; l'ordre zéro correspond à un décalage, le premier ordre correspond à une inclinaison, le deuxième à une courbure, le troisième à une ondulation de profil, etc… Dans cette proposition, le lien entre les ordres d'analyse successifs et la fonctionnalité du pignon n'est pas clairement identifié.

L'estimation de l'écart individuel de pas à partir d'une image globale des flancs est donc proposée. D'après les propriétés des développantes de cercle, deux flancs parallèles se déduisent l'un de l'autre par une rotation autour de l'axe de la denture. Rechercher l'écart angulaire entre ces deux flancs et par conséquent l'erreur d'avance ou de retard qu'il engendrera revient à rechercher le décalage du flanc réel par rapport au flanc théorique. Le calcul de cet écart s'appuie sur les entités définies au paragraphe §1.2.2.2, ou plus exactement sur les éléments géométriques des entités sur lesquelles sont appliquées les opérations du modèle Géospelling. Ce modèle, introduit par L. Mathieu et A. Ballu, distingue les éléments géométriques idéaux des éléments géométriques non-idéaux [BAL93, ISO96b]. Six opérations sont possibles :

- ✓ La partition
- ✓ L'extraction
- ✓ Le filtrage
- ✓ L'association
- ✓ La collection
- ✓ La construction

La figure II-8 illustre ces différentes opérations effectuées sur un pignon réel (élément non-idéal). L'opération de ***partition*** permet de décomposer le pignon réel entier en éléments géométriques élémentaires : alésage, flanc, surface de pied, etc.… Pour l'étude de l'écart de pas, ce sont les flancs qui sont regardés avec attention.

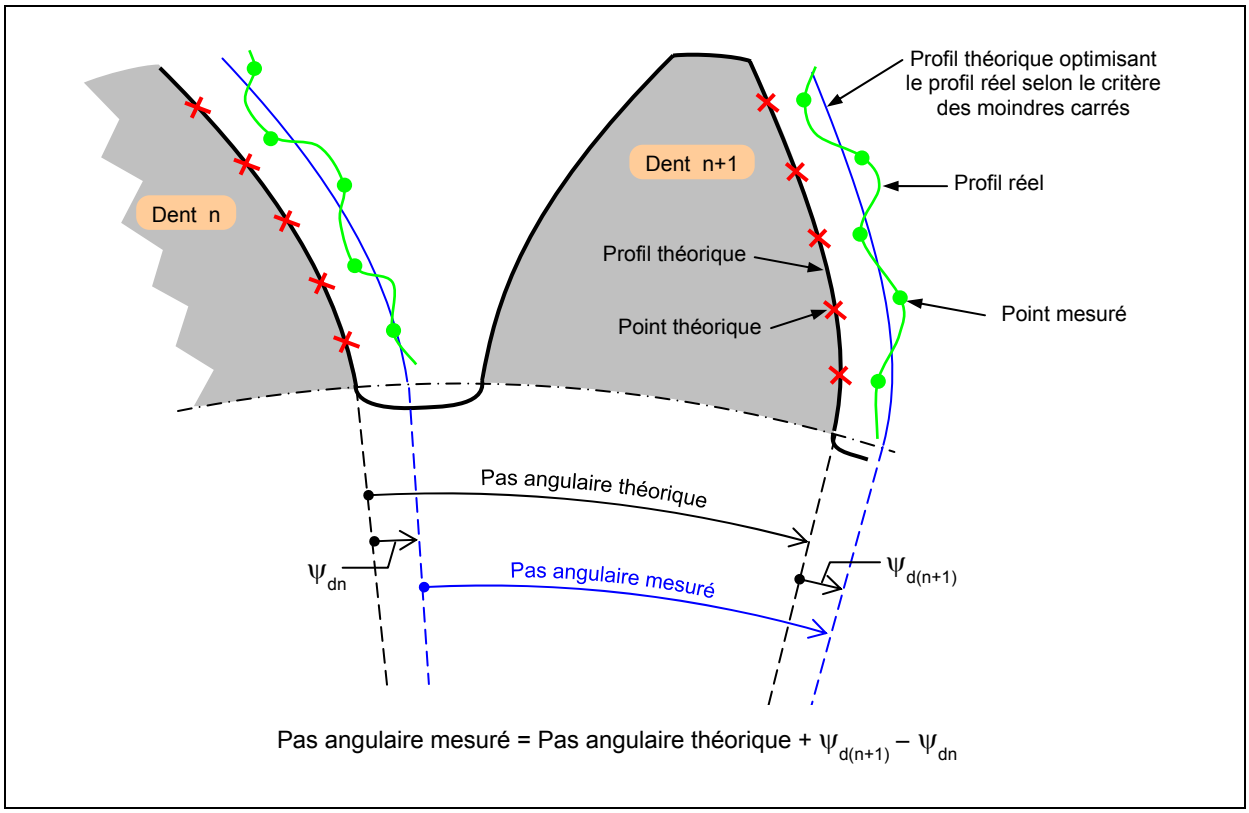


Figure II-8 : Calcul de l'erreur individuelle de pas à partir du nouveau mesurande.

Sur chaque flanc, l'opération d'***extraction*** donne une image discrétisée de la surface c'est-à-dire que la surface de l'élément considéré n'est plus définie par un ensemble infini, mais fini, de points. Cette image discrète de chaque élément réel est obtenue, pour cette application, par une machine à mesurer tridimensionnelle équipée d'un palpeur de mesure dynamique. Il faut alors interpréter l'ensemble des écarts de mesure d'une même entité, afin de déterminer le décalage angulaire entre le flanc réel et le flanc théorique.

Compte tenu des défauts de forme, les écarts sont variables d'un point de mesure à l'autre même s'ils appartiennent à un même flanc. Le calcul de l'écart entre flanc théorique et flanc réel passe par l'***association*** d'une surface effective aux points de mesure. Cette ***association*** s'effectue sur le critère des moindres carrés, pour les raisons expliquées précédemment. L'existence d'un point aberrant, existant ou relevant d'un incident de mesure, a peu d'influence sur le résultat global de mesure. Aussi, le choix de ce critère d'association nous évite l'opération de ***filtrage*** qui n'est pas toujours simple à automatiser. Il est arrivé parfois que le défaut de ***filtrage*** conduise au rebut excessif de certaines pièces. Dans ce cas, il vaut mieux, préférer une analyse humaine plutôt que de risquer d'éliminer des points à priori aberrants qui peuvent avoir une explication physique néfaste au bon engrènement. Par exemple, les quelques points affectés résultent d'une bavure, alors le pignon a de fortes chances de générer du bruit en fonctionnement, surtout pendant la phase de rodage, alors que s'ils résultent d'une poussière, la conséquence en fonctionnement ne sera pratiquement pas perceptible. La surface effective associée est une surface géométrique idéale de même type que la surface nominale (figure II-8). Ici, l'optimisation au sens des moindres carrés s'effectue sur une rotation de la surface effective autour de l'axe

de la denture ce qui permet de définir le décalage angulaire « moyen » entre le flanc réel et le flanc théorique synonyme d'un défaut cinématique au cours de l'engrènement. Les angles ainsi obtenus (ψ_{dn} ou $\psi_{d(n+1)}$) peuvent être converti en longueur d'arc sur le cercle primitif pour avoir une erreur de pas homogène à une longueur conformément à la norme. La conversion doit s'effectuer sur le cercle primitif et non sur le cercle de contrôle, car l'intervalle de tolérance fourni dans les tables de la norme est bien exprimé sur ce cercle primitif.

Cette stratégie d'analyse des points de mesure s'est concrétisée par la mise en place d'un outil mathématique pour « automatiser » toutes ses opérations.

2.2. Outil mathématique pour l'analyse des données

2.2.1. Analyse de l'écart de mesure par la méthode dite de "la base orthonormale"

L'outil mathématique présenté ici permet d'étudier variation de position, de forme et de dimension en une seule étape. La méthode dite de la « base orthonormale », appliquée dans les années 1980 pour l'analyse de la mesure d'arbres à cames, permet de quantifier l'influence de chaque mode de déformation dès lors qu'il est identifié [DAV85]. Cette méthode sera utilisée pour déterminer chaque déviation du pignon mesuré.

Un résultat de mesure apparaît sous la forme d'une suite de N valeurs, N étant le nombre de points de mesure. Chaque valeur est la part de l'écart normal à la surface accostée, entre le point mesuré et le point nominal visé. Cette suite peut être considérée comme le résultat de la superposition de N anomalies touchant chacune un point mesuré. Dans ces conditions, il est possible d'affirmer que le résultat de mesure est un vecteur de l'espace à N dimensions, défini à partir d'une base canonique contenant N vecteurs de type (0,0,0,1,0,…,0), seul le $i^{ème}$ terme vaut 1, les autres termes valant 0. Cette base est de plus orthonormale.

L'approche définie au paragraphe précédant (§ 2.1) consiste à associer une surface idéale aux entités géométriques réelles. Les paramètres variables de l'optimisation correspondent à des déplacements ou des déformations qui caractérisent, soit des paramètres influençant le fonctionnement de l'engrenage, soit des variations des paramètres de fabrication comme le retrait ou l'usure d'outillages. Ces modes de déformations peuvent être calculés : par exemple, un retrait peut résulter d'une homothétie, ou de la réduction d'une épaisseur constante à la surface de la pièce. Ils peuvent aussi être expérimentaux tels que, par exemple, l'usure d'une matrice de forge qui résulte de la connaissance expérimentale du forgeron ou encore l'effet d'une correction de came sur une machine à copier. Tout mode de variation jugé intéressant ou utile par l'applicateur de la méthode peut être introduit dans l'analyse.

Chaque mode de déformation « marque » la pièce de sa « signature ». La « signature » est ici la conséquence géométrique du mode de déformation sur la pièce physique. Le retrait, par exemple, peut être caractérisé par une déformation de la surface nominale en une surface « parallèle » à celle-ci (figure II-9). Chaque « signature » possède une description mathématique qui correspond à l'influence unitaire du paramètre de ce mode de déformation sur chaque point de mesure. Une « signature » est donc une suite de N valeurs, N étant le nombre de points de mesure. Il s'agit d'un vecteur de l'espace à N dimensions. La « signature » du retrait décrit ici, par exemple, est alors caractérisée par un vecteur à N dimensions où toutes les composantes sont identiques et égale à une variation d'un écart unitaire sur la normale en chaque point de mesure.

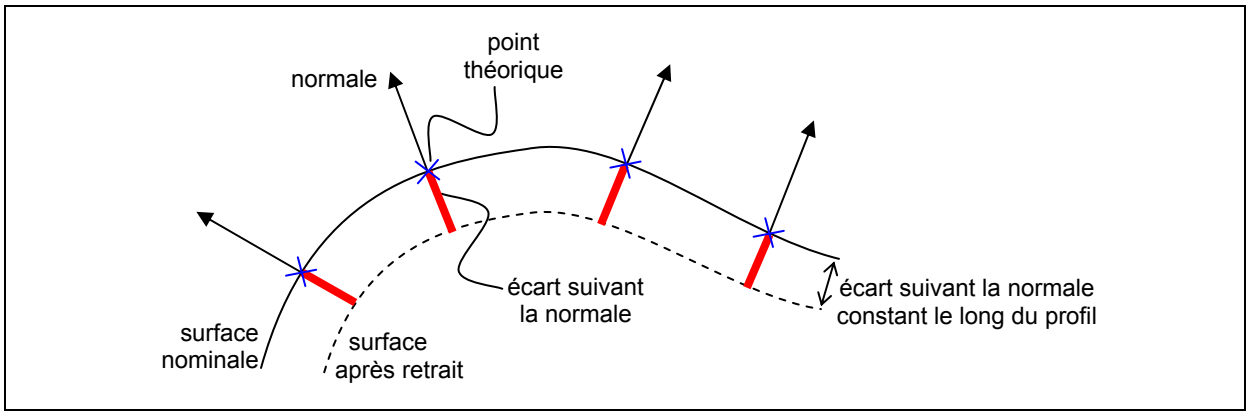


Figure II-9 : Caractérisation du retrait.

Les « signatures » étant décrites par un vecteur, elles supposent une variation linéaire. En d'autres termes, si le paramètre qui caractérise un mode de déformation est doublé, alors l'influence de ce mode sur chacun des points de mesure suppose être doublée. Ce n'est pas le cas, par exemple, pour la « signature » d'une rotation nécessaire pour l'évaluation de l'erreur de pas. Si l'angle d'une rotation qui déplace la surface nominale est doublé, les écarts entre la surface déplacée et la surface nominale en chaque point ne sont pas doublés. Les fonctions trigonométriques qui traduisent le déplacement par rotation induisent une variation non linéaire de l'influence du mode de déformation sur sa « signature ». En métrologie, où les écarts sont faibles, l'hypothèse de petits déplacements peut être formulée [BOU87]. Cette hypothèse permettra de linéariser l'influence de la rotation au voisinage de la rotation nulle. Dans le cas où cette hypothèse n'est pas respectée, il convient d'itérer la méthode. Ce principe d'itérations peut, bien sûr, s'appliquer dès lors qu'un vecteur « signature » traduisant un phénomène doit être linéarisé.

Les phénomènes physiques qui déforment la pièce sont d'origines diverses mais généralement ils « s'additionnent ». La pièce réelle obtenue est une superposition de tous ces modes de déformation. Le cumul de modes de déformation peut se traduire mathématiquement par une combinaison linéaire des vecteurs « signatures » de ces modes. En supposant que les P modes de déformation identifiés n'aient pas même « signature », l'ensemble des vecteurs « signatures » proposés permettent de construire un sous espace vectoriel de l'espace à N dimensions. Si ces P vecteurs « signatures » sont linéairement indépendants, ils constituent une « base » du sous-espace des variations interprétables. P vecteurs « signatures » indépendants conduisent à un sous espace de dimension P inclus dans l'espace de dimension N. Cette notion d'indépendance mérite une attention particulière pendant l'application de la méthode. La dépendance franche et exacte entre deux « signatures » conduit à une division par zéro dans l'orthogonalisation de la base. Elle ne pose que peu de problèmes conduisant alors à l'élimination d'un mode de variation qui est linéairement dépendant des autres et donc est de ce fait inutile. Beaucoup plus délicate est l'indépendance faible entre deux phénomènes de variation. Elle conduit alors à des analyses dont les résultats risquent une forte incertitude ou des biais stables mais de peu de réalité physique. Un exemple de dépendance faible entre deux types de variations peut être trouvé avec le retrait homothétique et le retrait d'une épaisseur constante. Sur un cylindre, la confusion est totale. Sur une ellipse on peut distinguer les deux types de variations : par homothétie, la figure transformée reste une ellipse, ce qui n'est pas le cas si on ajoute une épaisseur constante. Si l'ellipse présente deux axes de longueur différente mais proche, les « signatures » seront mathématiquement indépendantes mais dans la pratique, elles conduiront à des difficultés qui sont d'ailleurs sensibles au choix de la répartition des points de mesure.

Le vecteur « écart de mesure », de dimension N peut être écrit sous forme d'une combinaison linéaire des P vecteurs « signatures » et d'un résidu. Le résidu est le vecteur nécessaire à la fermeture de chaîne vectorielle, puisque la base formée par les P vecteurs « signatures » est généralement de dimension inférieure à la dimension de « l'écart de mesure ». Le critère des moindres carrés consiste à minimiser la somme des écarts de mesure en chaque point après les avoir élevés au carré en faisant varier les paramètres qui décrivent les modes de déformation. En considérant la norme euclidienne dans l'espace vectoriel utilisé, le critère des moindres carrés revient donc à minimiser la norme du vecteur résidu. La norme minimale du vecteur résidu est obtenue quand la distance entre l'extrémité du vecteur « écart de mesure » et l'hyperplan formé par les P vecteurs « signatures » est la plus courte. En résumé, le problème de l'identification des paramètres d'optimisation se résume à la projection orthogonale de « l'écart de mesure » (vecteur de dimension N) sur le sous espace des « signatures » proposées. La figure II-10 illustre ces propos pour la projection d'un vecteur « écart de mesure » dans R^3 sur un plan défini par deux vecteurs « signatures ».

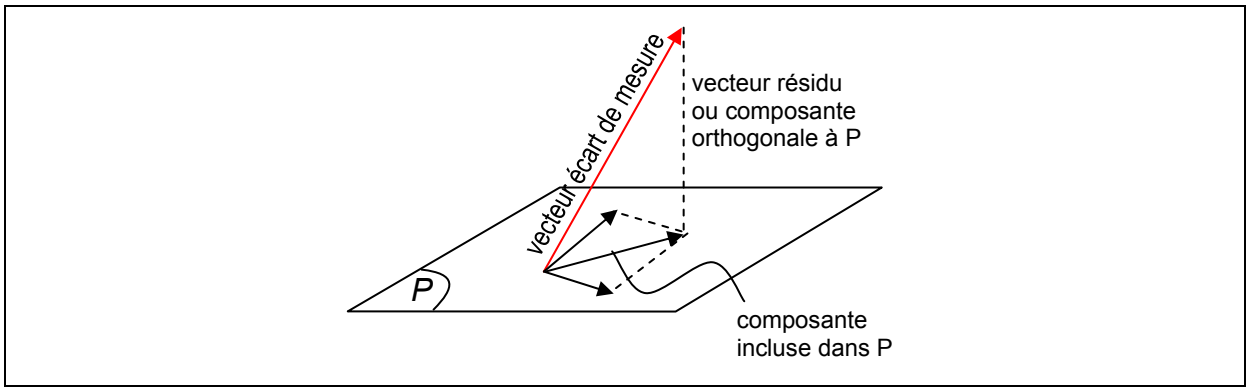


Figure II-10 : Projection orthogonale d'un vecteur R^3 sur un plan défini par deux vecteurs.

L'opération de projection orthogonale se résume à un produit scalaire si la base des projections est une base orthonormale. Il faut donc construire une base orthonormale à partir de la base des P vecteurs « signatures » proposée par l'utilisateur de la méthode. La méthode de Gram Schmidt convient bien [CAI91]. D'autres méthodes existent.

L'opération de projection orthogonale sur la base orthonormale du sous-espace vectoriel à P dimensions permet d'identifier la part de chaque mode de déformation proposé par l'utilisateur de la méthode sur « l'écart de mesure ». Le résidu est la part de l'écart de mesure qui n'a pu être identifié. L'analyse de ce résidu peut faire apparaître d'autres modes de déformation de la pièce qui n'ont pas été mis en évidence initialement. Par exemple, l'élimination du retrait d'une pièce de fonderie fait apparaître des « sur-retraits » locaux ou des déformations. Les « signatures » de ces nouveaux modes de déformations, après identification, peuvent être ajoutées au sous espace vectoriel de dimension P afin d'obtenir une analyse de « l'écart de mesure » plus détaillée et un résidu plus petit. En contre partie, plus le nombre de vecteurs sera important, plus le risque d'avoir des vecteurs « signatures » linéairement dépendants sera grand. Tout phénomène physique et/ou technologique identifié possède une « signature ». Ces « signatures » sont celles qui vont nous permettre d'agir directement sur le processus de réalisation.

La projection orthogonale donne la part de chaque mode de déformation proposé par l'utilisateur, mais dans une base artificielle du sous-espace vectoriel de dimension P construite par orthogonalisation. Pour revenir à une interprétation physique de la part de chaque phénomène, il convient de construire la matrice de passage entre la base initiale du sous-espace vectoriel de dimension P vers la base orthonormale du même sous-espace.

Enfin, il faut remarquer que toute analyse doit comporter, en plus des « signatures » des modes de déformations recherchés, les « signatures » des paramètres de position de la pièce. Ceci évite de conclure sur un mode de déformation de la pièce alors qu'il s'agit en réalité d'un écart de position entre le référentiel de mesure et le référentiel de définition des surfaces.

2.2.2. Etude des écarts de position : définition du repère d'étude

Le mesurage d'une pièce par une machine à mesurer tridimensionnelle nécessite le repérage préalable de sa position dans l'espace de travail. Cette opération appelée dégauchissage peut se définir à partir d'une dizaine de points seulement. Il suffit, en théorie, de six points seulement pour déterminer la position d'un objet dans l'espace selon les six degrés de libertés possibles. Ces quelques points permettent de définir un repère de mesure dans lequel va s'effectuer l'acquisition. En revanche, il serait dommage de ne pas utiliser toutes les informations disponibles après le mesurage pour définir un référentiel d'étude, différent du référentiel de mesure, mais mieux positionné.

Cette notion peut s'illustrer sur la mesure d'un cylindre de faible épaisseur par exemple (figure II-11). La mesure effective se fait sur un cercle. Pour le repérer dans l'espace machine afin d'effectuer la mesure, l'acquisition de trois points suffit. Si le choix de ses points est malheureux, à cause d'un défaut de fabrication local par exemple, une analyse sommaire de l'écart entre les points mesurés et le cercle nominal conduit à la conclusion d'un excès de matière d'un coté et un manque de matière de l'autre alors qu'il n'en est rien. Une meilleure position du cercle nominal par rapport aux points mesurés aurait donné un tout autre résultat. Le choix de prendre plus de points pour dégauchir la pièce et déterminer un référentiel de mesure plus finement est une solution, mais coûteuse en temps. Il faut donc trouver un compromis entre la précision attendue sur le référentiel de mesure et le temps de mesure. A l'issue de la mesure, le nombre d'informations disponibles sur la position du cercle est maximal. Il suffit alors de déterminer la position du cercle nominal qui optimise le nuage de points mesurés à postériori. L'optimisation se fera suivant le critère des moindres carrés, pour les mêmes raisons qu'évoquées pour l'optimisation des modes de déformations. Cela revient à dissocier référentiel de mesure (obtenu par dégauchissage sur quelques points) et référentiel d'étude.

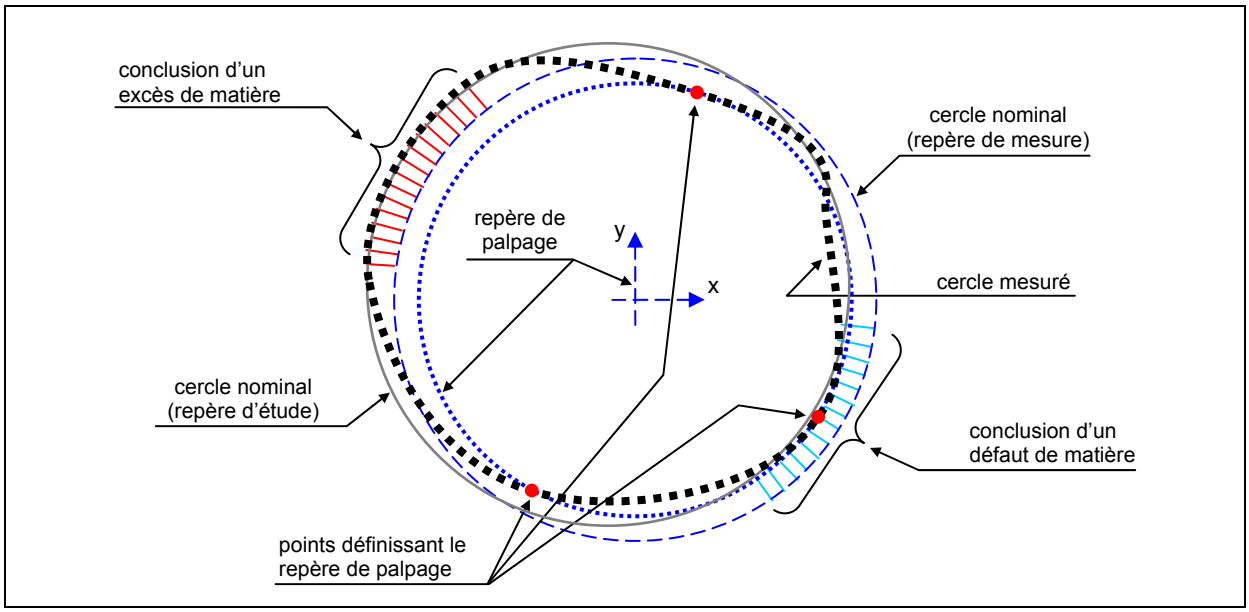


Figure II-11 : Référentiel de mesure et référentiel d'étude.

Pour le cas d'un pignon, il ne faut pas non plus conclure sur les modes de déformations du modèle nominal sans prendre en compte les écarts de position du modèle entre le référentiel de mesure et le référentiel d'étude [SU02]. Le dégauchissage du référentiel de mesure se fera en douze points pris sur la denture, puisqu'il s'agit de la seule surface fonctionnelle à l'état fini à l'issue de l'opération de formage [BAU01b]. L'analyse de l'écart de mesure ne se fera pas dans ce référentiel.

Le référentiel de mesure sert à positionner globalement la pièce à mesurer dans l'espace de la machine à mesurer tridimensionnelle. Même s'il existe un écart entre la position estimée de la pièce dans l'espace de travail de la machine à mesurer tridimensionnelle et sa position réelle, il est relativement faible. En métrologie, le dégauchissage du référentiel de mesure donne déjà une position approchante du référentiel d'étude. L'écart de position entre les référentiels de mesure et d'étude est généralement faible, mais il est nécessaire de le vérifier. La position du référentiel d'étude peut donc se déduire du référentiel de mesure par l'application d'un torseur de petits déplacements [BOU87]. La méthode consiste à appliquer, au nuage de points théoriques, un champ de déplacements résultant de trois translations et de trois rotations suivant la relation vectorielle $\vec{U}(P) = \vec{U}(O) + \overrightarrow{PO} \wedge \vec{R}$, $\vec{U}$ représentant le vecteur déplacement d'un point théorique P, ou du centre du repère O et $\vec{R}$ le vecteur rotations. Une autre façon d'écrire cette relation vectorielle est l'écriture matricielle qui donne les nouvelles coordonnées du point P déplacé en fonction des trois translations et de trois rotations et des coordonnées initiales du point P :

$$\begin{pmatrix} X'_P \\ Y'_P \\ Z'_P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_x \\ T_y \\ T_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} Z_P.R_y - Y_P.R_z \\ X_P.R_z - Z_P.R_x \\ Y_P.R_x - X_P.R_y \end{pmatrix}$$

L'hypothèse de petits déplacements autorise à linéariser les fonctions trigonométriques qui régissent les rotations. Cette linéarisation offre l'avantage de pouvoir effectuer les rotations dans n'importe quel ordre sans qu'il n'y ait de différence sur le résultat final. La linéarisation autorise tout simplement la transformation vectorielle décrite précédemment. La détermination des différents déplacements (T_x, T_y, T_z, R_x, R_y, R_z) peut se faire selon le critère des moindres carrés par dérivation partielle des équations obtenues par rapport à chacune des variables de déplacement. La méthode dite de la « base orthonormale » revient à optimiser selon le critère des moindres carrés. Il suffira donc d'exprimer les vecteurs « signatures » de six déplacements de l'espace et de les ajouter à la base du sous-espace vectoriel des modes de déformation analysés. Ces six vecteurs sont indispensables à chaque étude car ils quantifient le défaut de positionnement du référentiel d'étude et évite toute conclusion trop hâtive sur les modes de déformation.

Le repositionnement du modèle nominal afin d'étudier l'écart de mesure nécessite quelques précautions. Si l'hypothèse de petits déplacements n'est pas vérifiée, la rotation d'un segment de droite autour de l'une de ses extrémités, à l'aide du torseur de petits déplacements, allonge ce segment (figure II-12). L'écart résultant de la déformation sera d'autant plus important que les déplacements seront grands. Par exemple, une rotation de 1 millimètre par mètre d'un segment long de 100 millimètres effectuée par le torseur de petits déplacements génère un allongement de ce segment de 5×10^{-5} millimètres.

Si l'hypothèse de petits déplacements n'est pas vérifiée, le résultat donné par l'optimisation tend toutefois à rapprocher le modèle théorique du nuage de points mesurés. Il est possible, dans ce cas, de procéder par itérations pour déterminer le repositionnement du modèle nominal par rapport à l'image métrologique de la pièce réelle sans déformer le modèle. Très rapidement, le résultat converge, et l'hypothèse de petits déplacements est

alors vérifiée. Procéder par itérations pour éviter ce problème de déformation du nuage de points revient à opérer en deux temps (figure II-13) :

- ✓ Linéariser le problème pour déterminer les valeurs des six déplacements à appliquer au nuage de points théoriques pour équilibrer au mieux les écarts entre points mesurés et points théoriques déplacés. Dans ce cas, l'utilisation du torseur de petits déplacements est possible.
- ✓ Effectuer le déplacement en vraies rotations. Le déplacement du nuage de points théoriques doit s'effectuer avec les fonctions trigonométriques qui garantissent un déplacement sans déformation. Les calculs sont simples car l'application est directe, il n'y a pas à utiliser de fonctions inverses comme dans le cas où on recherche la valeur des déplacements à effectuer.

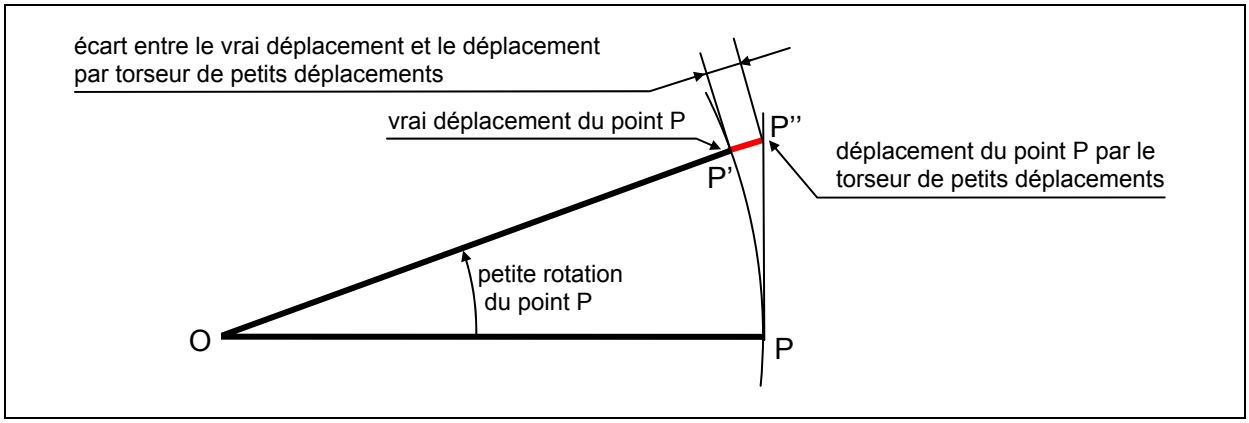


Figure II-12 : Déformation d'un segment sous l'action d'un torseur de petits déplacements.

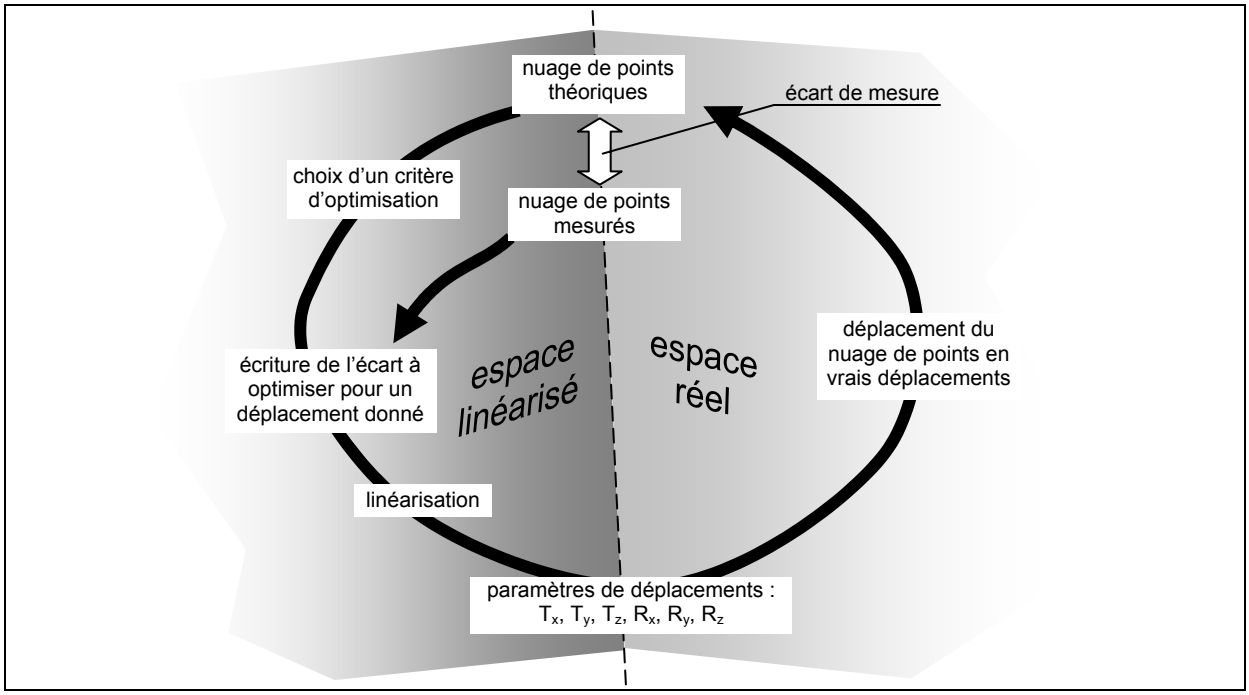


Figure II-13 : Procédure de déplacement d'un nuage de points théoriques sans le déformer.

Une fois le vrai déplacement effectué, il est possible de calculer et d'analyser l'écart de mesure entre points mesurés et points théoriques, sans que les variations de positions qui ne sont pas inhérentes à la pièce soient prises en compte. Si l'hypothèse de petits déplacements est fausse, il est possible d'itérer la méthode jusqu'à ce que le déplacement du nuage de points théoriques ne soit plus significatif pour l'analyse de l'écart de mesure.

Tant que le nuage de points n'est pas déformé, il est possible de le déplacer autant de fois qu'on le souhaite. Il faut cependant vérifier que les déplacements effectués ne remettent pas en cause le mesurage. Si les points de mesure sont trop éloignés des points nominaux, l'élément réellement mesuré peut être différent de l'entité visée. Par exemple, un mauvais dégauchissage peut engendrer le mesurage de points sur la surface de raccordement en pied de dent alors qu'ils étaient supposés appartenir au flanc de dent, ce qui génère ensuite un dépouillement des mesures aberrant car dépourvu de sens technologique : la surface de raccordement n'a pas pour rôle d'assurer l'engrènement.

2.2.3. Choix du repère d'étude

Avant d'étudier les défauts d'un pignon, le choix du repère d'étude, c'est-à-dire la façon de repositionner les points théoriques pour placer les points mesurés dans un référentiel optimisé, ne doit pas être déconnecté de la fonctionnalité recherchée.

En situation, un pignon tourne autour d'un axe matérialisé par un arbre ou un alésage. D'un point de vue fonctionnel, il est donc intéressant d'étudier, par exemple, les erreurs individuelles de pas par rapport à cet axe de fonctionnement. L'évaluation de cette erreur à partir du mesurande et de la stratégie de dépouillement proposés, passe par la détermination de l'angle des rotations à effectuer autour de l'axe pour que la surface de flanc nominale corresponde au flanc réel. Si chaque angle est déterminé autour de l'axe de l'arbre ou de l'alésage, il traduit les effets cinématiques d'avance ou de retard lors du mouvement du pignon autour de cet axe. Le repositionnement des points théoriques par rapport aux points mesurés doit alors se faire en privilégiant les points de l'alésage ou de l'arbre situé sur une surface nominalement cylindrique. Un cylindre reste invariant par une rotation ou une translation suivant son axe. Il faut donc quantifier les deux rotations et les deux translations nécessaires au repositionnement des points en ne considérant que l'ensemble des points mesurés sur le cylindre. D'un point de vue mathématique, quantifier un paramètre sur une partie des points mesurés revient à annuler, pour tous les points non considérés, la composante du vecteur « signature » associé à ce paramètre. Annuler une composante d'un vecteur « signature » revient à ignorer l'influence du phénomène physique sur le point de mesure considéré. Le repositionnement sur les deux degrés de libertés restant s'effectue en considérant la denture, sans modifier les quatre premiers paramètres de repositionnement déterminés sur l'alésage. La figure II-14 montre l'analyse des erreurs individuelles de pas et les épaisseurs circulaires après dépouillement dans un repère d'étude aligné sur l'axe de l'alésage. Le pignon étudié ici est un pignon cylindrique hélicoïdal de 42 dents obtenu par taillage. Le grand nombre de dents permet de mieux mettre en évidence une variation sinusoïdale de premier ordre (la période du signal correspond au nombre total de dents du pignon) sur les erreurs individuelles de pas à droite et à gauche ainsi que sur les épaisseurs circulaires. Cette variation sinusoïdale est la « signature » de l'excentration entre la denture et l'alésage.

Dans le cas de pignons forgés « net shape », la denture est obtenue à l'issue de l'opération de formage à froid et l'alésage est réalisé après. Pour étudier la denture intrinsèquement et vérifier le processus de formage afin de ne pas poursuivre la fabrication en cas d'anomalie décelée, le repositionnement des points théoriques par rapport aux points mesurés à posteriori ne peut se faire sur l'alésage puisqu'il n'existe pas. Dans ce cas, l'optimisation du repositionnement peut se faire sur l'ensemble des points mesurés sur la denture, seule surface fonctionnelle finie à cette étape de la fabrication. Ce type de calcul respecte mieux le principe d'indépendance que lors du repositionnement autour de l'axe de l'alésage puisque le défaut d'excentration entre la denture et l'alésage est dissocié des erreurs de pas.

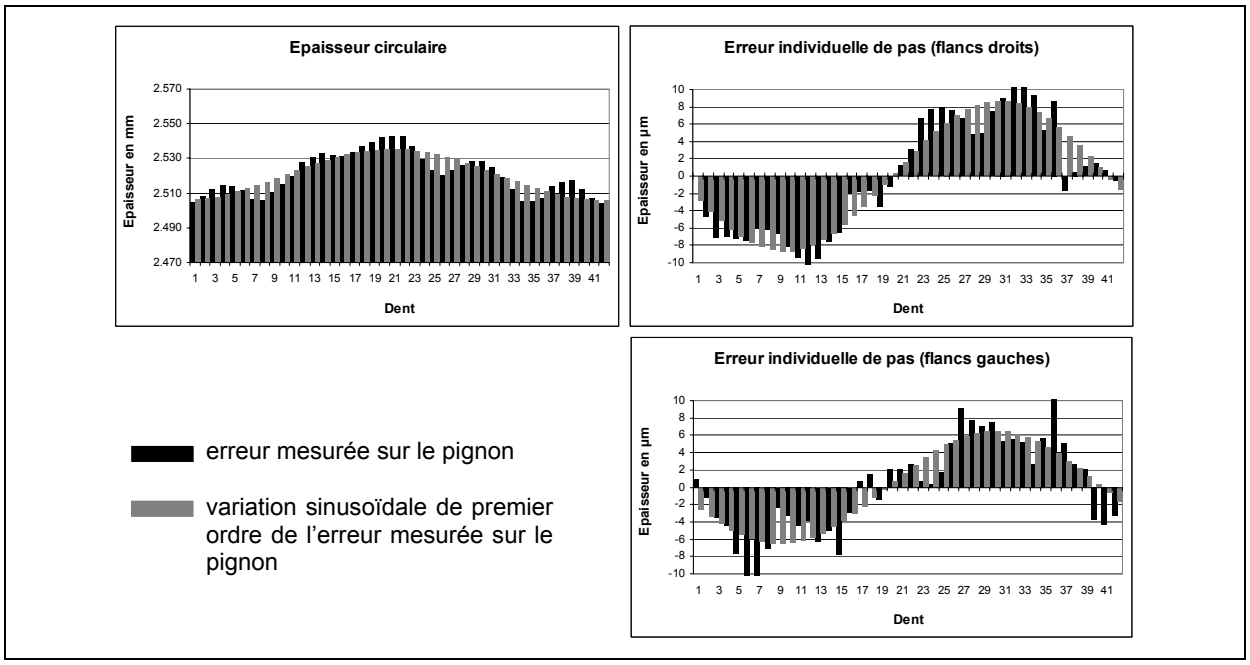


Figure II-14 : Analyse des erreurs individuelles de pas et des épaisseurs circulaires après recalage du repère d'étude sur l'alésage.

Ce résultat peut aussi être repris pour définir la position optimale à laquelle l'alésage devra être réalisé. Cela nécessite un montage d'usinage réglable pour aligner l'axe du tour sur cette position optimale. Ce dispositif est très difficile à envisager pour une production en grande série, mais il peut être intéressant pour la fabrication d'étalons. En reprenant le même pignon qu'étudié à la figure II-14 il est possible d'étudier les épaisseurs circulaires et les erreurs individuelles de pas dans un repère d'étude lié à l'axe de la denture et non plus par rapport à l'axe de l'alésage (figure II-15).

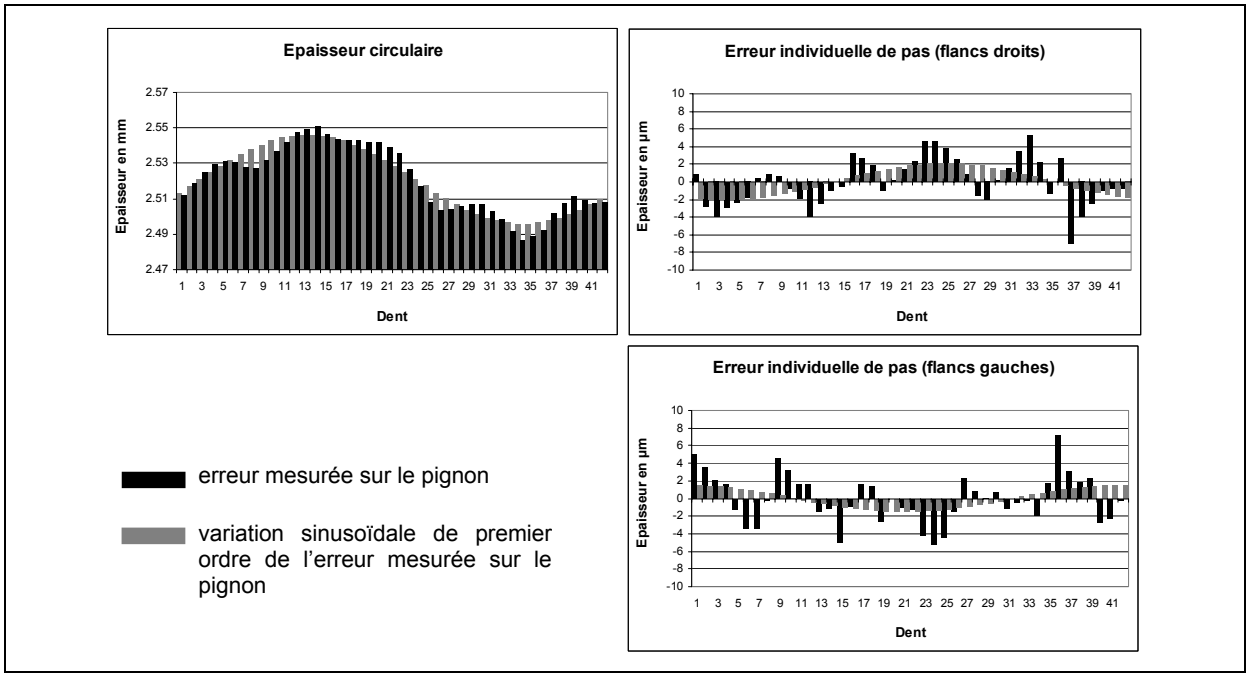


Figure II-15 : Analyse des erreurs individuelles de pas et des épaisseurs circulaires après recalage du repère d'étude sur les points mesurés sur la denture (flancs droits et flancs gauches simultanément).

Après recalage sur la denture, il reste une variation sinusoïdale de premier ordre sur les erreurs de pas pour les flancs droits et les flancs gauches. L'amplitude de la sinusoïde est cependant considérablement diminuée. Dans ce cas, on ne peut plus incriminer une excentration de l'axe de la denture par rapport au repère d'étude. En fait, la détermination du repère d'étude cherche à minimiser l'écart de mesure sur les flancs droits et les flancs gauches simultanément. Lorsque les erreurs individuelles de pas, à droite ou à gauche, sont étudiées par la suite seule la moitié des flancs est considérée d'où une optimisation de position encore possible. Autrement dit, la dissociation des flancs droits et des flancs gauches met en évidence deux repositionnements possibles pour l'étude des écarts de la denture différents du référentiel repositionné sur la denture.

Pour expliquer ce propos, il est possible de faire l'analogie avec la mesure d'une couronne (figure II-16). Le repositionnement réalisé sur la denture du pignon revient à effectuer un recalage simultané sur les deux cercles de la couronne en les contraignant concentriques. Les écarts entre les cercles réels et théoriques, étudiés séparément sur les cercles intérieur et extérieur, laissent une variation sinusoïdale de premier ordre. Pour éliminer cette variation, il faut repositionner les points théoriques par rapport aux points de mesure en considérant chaque cercle de façon indépendante.

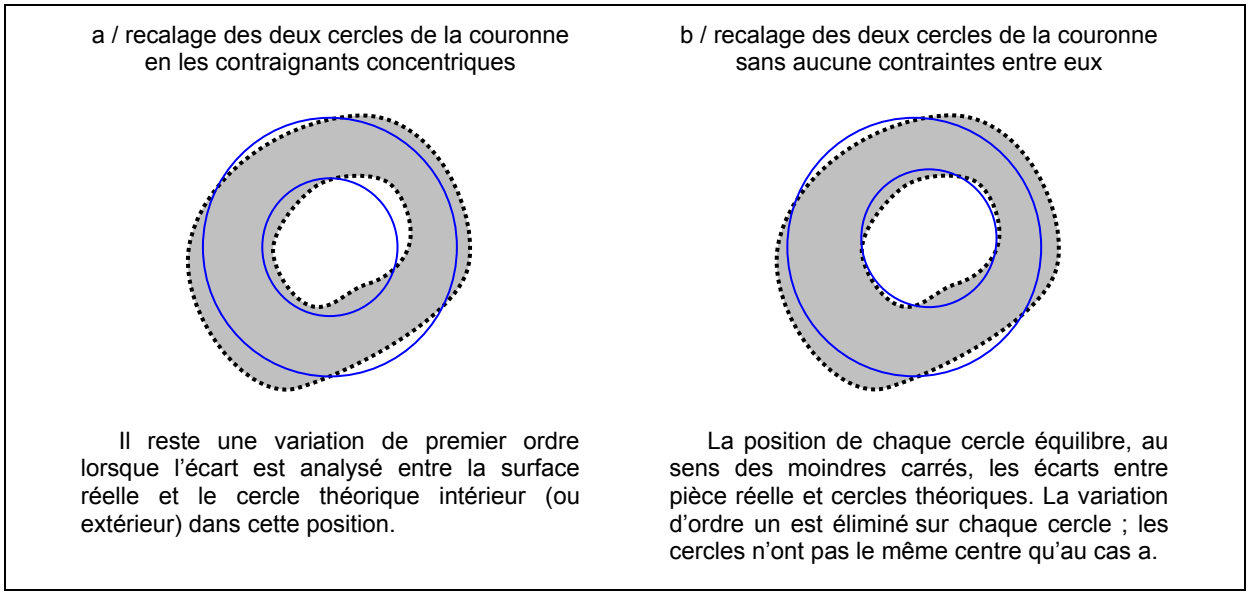


Figure II-16 : Recalage d'une couronne théorique sur une couronne réelle et analyse de l'écart de mesure sur chaque cercle (intérieur et extérieur) après recalage.

Sur un pignon, l'élimination de la variation sinusoïdale sur l'erreur individuelle de pas passe par un repositionnement en dissociant flancs droits et flancs gauches (figure II-17). L'erreur individuelle de pas sur les flancs gauches n'a plus de variation sinusoïdale de premier ordre au détriment de l'erreur individuelle de pas sur les flancs droits. Pour une utilisation d'un pignon qui tournerait constamment dans le même sens, la connaissance du centre optimal qui élimine la variation de premier ordre sur les erreurs de pas permet d'envisager la réalisation d'un alésage bien positionné.

Enfin, dans le cas où l'objectif est d'équilibrer les jeux de fonctionnement sur un tour du pignon, il est intéressant de trouver le centre optimal qui équilibre les épaisseurs circulaires. Changer la position du référentiel d'étude modifie le centre du cercle sur lequel est évaluée l'épaisseur circulaire. Il existe donc un repère d'étude qui équilibre les épaisseurs circulaires calculées sur le cercle primitif. La figure II-18 illustre l'analyse des différentes variations, toujours sur le même pignon cylindrique hélicoïdal taillé étudié depuis le début du paragraphe, pour un référentiel optimisé sur les épaisseurs circulaires.

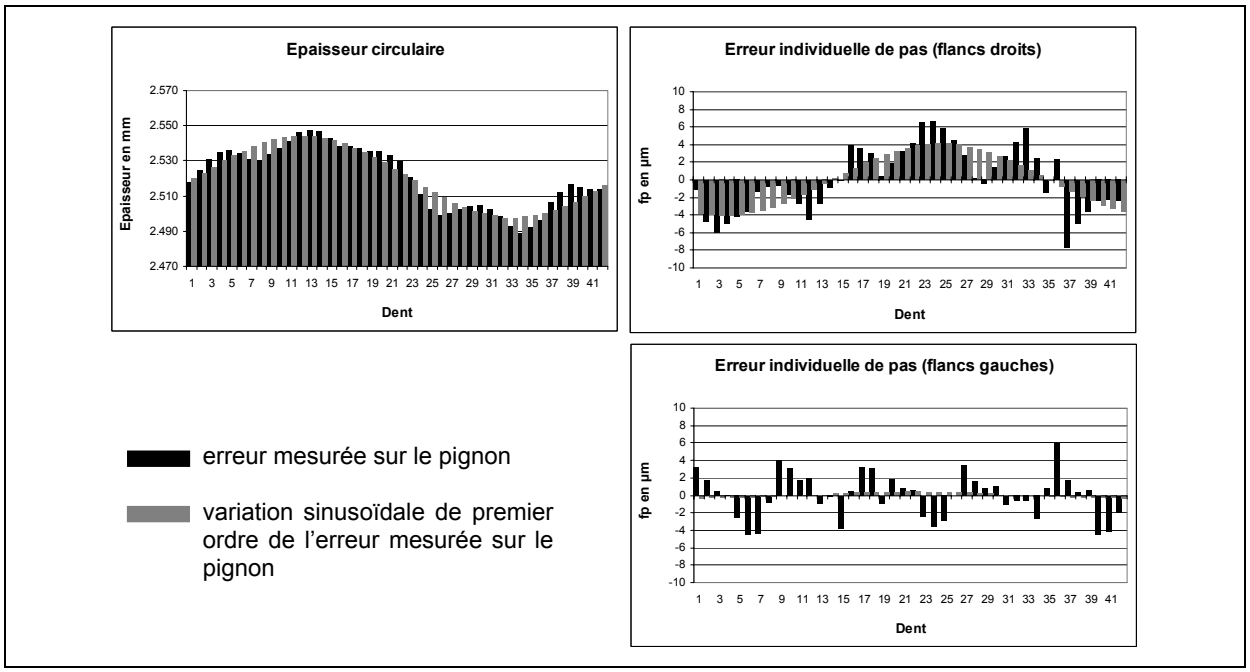


Figure II-17 : Analyse des erreurs individuelles de pas et des épaisseurs circulaires après recalage du repère d'étude sur les points mesurés sur les flancs gauches.

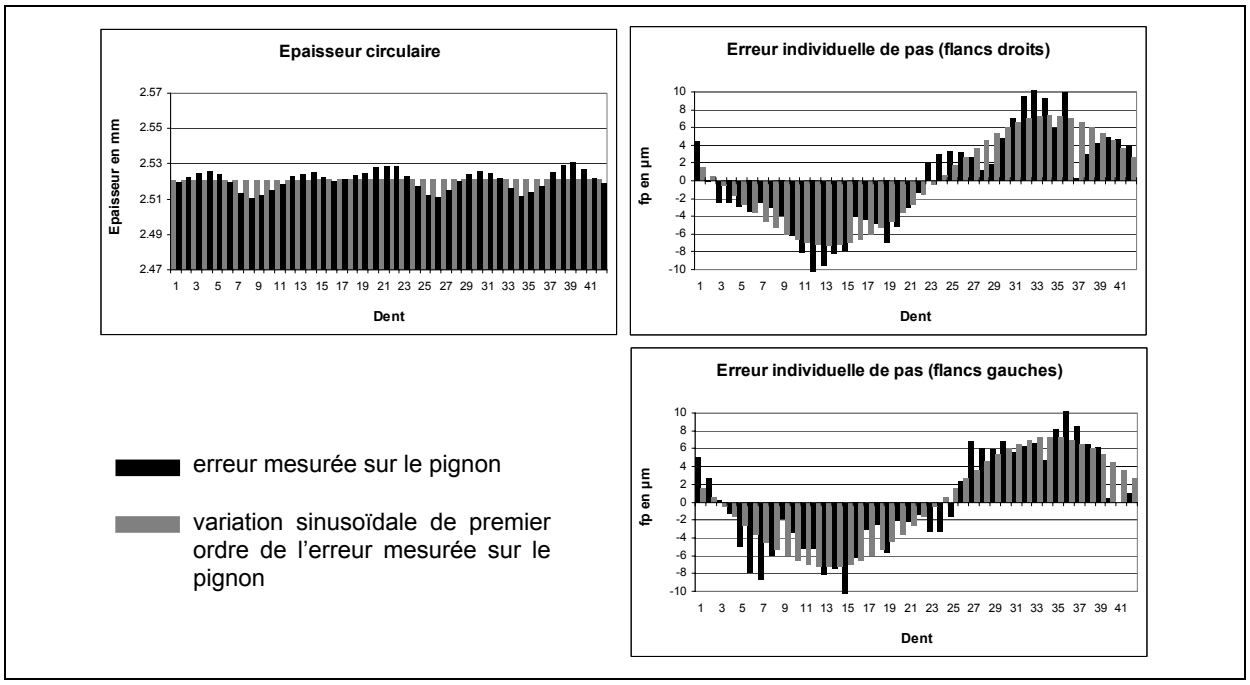


Figure II-18 : Analyse des erreurs individuelles de pas après élimination de la variation de premier ordre sur les épaisseurs circulaires.

Dans le cas des pignons coniques, l'épaisseur circulaire dépend non seulement du cercle sur lequel elle est évaluée, mais aussi de la position du cercle en altitude. Ainsi, si lors du recalage des points théoriques par rapport aux points mesurés les déplacements en translation le long de l'axe du pignon et en rotation autours des axes qui définissent le plan orthogonal à l'axe du pignon sont autorisés, alors l'optimisation de positionnement sur la denture (flancs droits et flancs gauches simultanément) revient à chercher la position qui élimine le défaut de premier ordre sur l'épaisseur circulaire. Autrement dit, pour un pignon

conique, après minimisation des écarts de mesure sur les flancs droits et les flancs gauches simultanément au sens des moindres carrés, les épaisseurs circulaires sont exemptes de défaut de premier ordre si tous les degrés de liberté sont autorisés pour le déplacement du nuage de points théoriques à recaler.

Il existe au moins cinq axes d'étude privilégiés qui correspondent chacun à une utilisation différente du pignon. Il faut donc connaître précisément l'utilisation, et le processus de réalisation du pignon, pour effectuer le bon dépouillement au bon moment puisque les résultats peuvent être fondamentalement différents. Les origines de ces cinq repères différents peuvent être sensiblement éloignées les unes des autres pour un même pignon. C'est, par exemple, le cas du pignon cylindrique hélicoïdal de 42 dents étudié dans ce paragraphe (figure II-19). Un travail complémentaire reste à fournir pour déterminer les relations de dépendance entre ces différents centres. A priori, le centre du référentiel d'étude calé sur les flancs gauches et flancs droits simultanément se trouve, par exemple, au milieu des deux centres des référentiels d'étude calés sur les flancs gauches uniquement et sur les flancs droits uniquement.

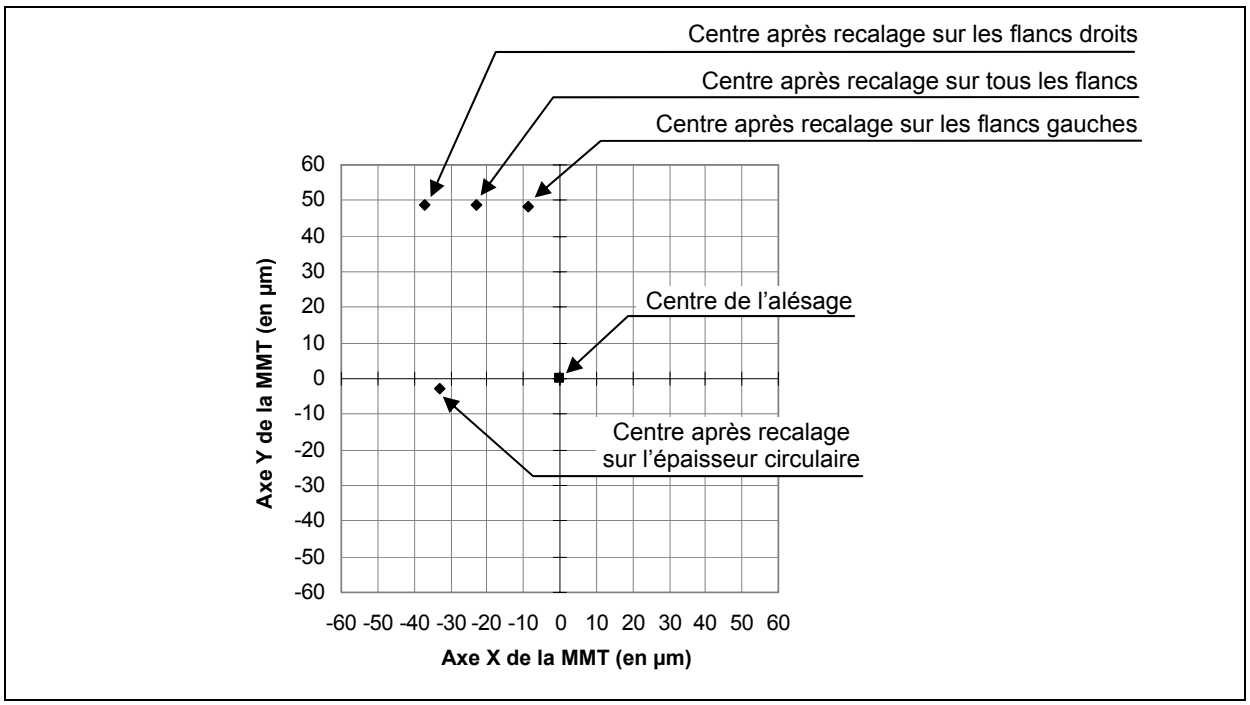


Figure II-19 : Origine des différents repères d'étude en fonction du recalage choisi.

En résumé, avant d'effectuer le dépouillement, il faut définir le référentiel d'étude dans lequel va être étudié l'écart de mesure. Celui ci est obtenu par un petit déplacement du référentiel de mesure de manière à ce que les écarts entre points mesurés et points soient équilibrés au sens des moindres carrés. Parmi les différentes solutions de recalage qui peuvent être opérées, il faut choisir celle qui est la plus adaptée à la fonctionnalité attendu du pignon. Dans le cadre des pignons forgés, le repositionnement entre les points théoriques et les points mesurés après la mesure est effectué sur l'ensemble des points de la denture à l'issue de l'opération de formage puisque seule cette entité est terminée à ce stade de la fabrication. Après réalisation des surfaces d'assemblage, le repositionnement du repère d'étude s'effectue sur l'alésage et la sphère arrière ou la queue, car ce repositionnement est représentatif de la mise en situation du pignon dans l'environnement du différentiel.

2.2.4. Aspects mathématiques de la méthode dite de "la base orthonormale"

La méthode présentée permet d'extraire d'un écart de mesure défini sur un grand nombre de points, l'influence de modes de variation intéressants à connaître. Elle suppose que chaque mode de variation est représentable par une application linéaire. Les six paramètres de déplacement devront également présenter ce caractère d'application linéaire, ce qui fait que dans l'opération d'optimisation ou d'identification d'un déplacement, il devra être décrit par un torseur de petits déplacements. Lorsque les modes de variation recherchés agissent avec des coefficients qui compromettent l'hypothèse de linéarité, la seule procédure applicable est une application itérative de la méthode.

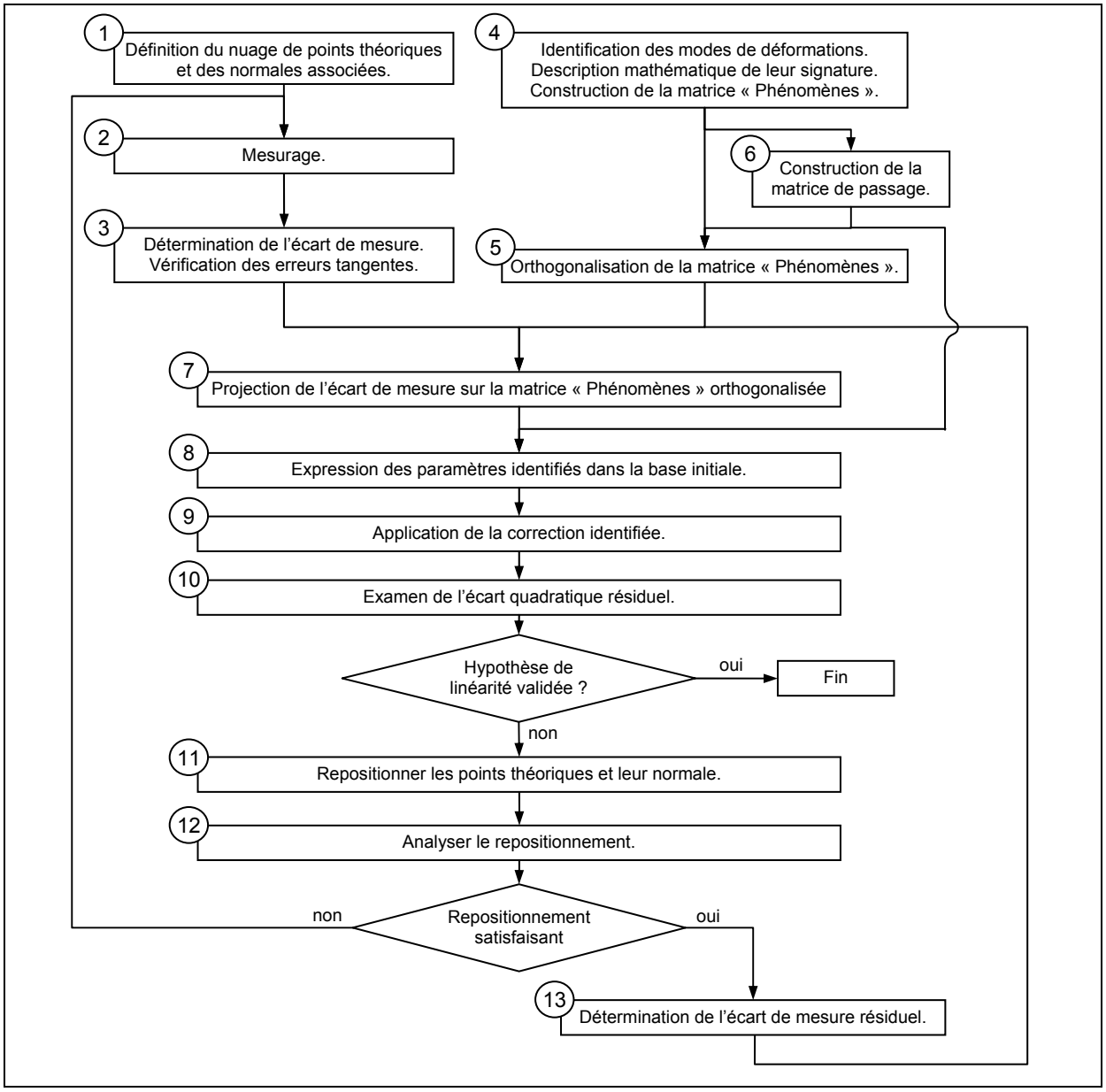


Figure II-20 : Algorithme de la méthode dite de la « base orthonormale ».

L'algorithme mathématique est composée de la suite d'étapes suivante (figure II-20) :

- ✓ définition des points à mesurer, leur normale étant connue (étape 1). Chaque point théorique est repéré par le vecteur $\overrightarrow{OT_i}$ dans le référentiel de mesure, et sa normale associée par un vecteur $\overrightarrow{N_i}$.
- ✓ mesure sur les points désignés, avec correction du rayon palpeur (obtention des points mesurés) (étape 2). Chaque point mesuré peut être repéré, dans le référentiel de mesure, par un vecteur $\overrightarrow{OM_i}$.
- ✓ détermination des écarts à chaque point de mesure (étape 3). Ils sont obtenus par projection de la distance entre le point théorique et le point mesuré sur les normales théoriques. Vérification des erreurs tangentes : leurs amplitudes doivent rester raisonnables en fonction du rayon de courbure de la surface au point considéré pour admettre que l'erreur tangentielle n'est pas un défaut propre de la pièce mais plutôt un défaut d'asservissement de la machine à mesurer ou un défaut de positionnement entre la position estimée de la pièce dans l'espace de travail et sa position réelle. L'écart de mesure peut s'écrire comme un vecteur colonne dans l'espace vectoriel de dimension N défini par sa base canonique :

$$\vec{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \vdots \\ \varepsilon_i \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{pmatrix} \qquad \text{où} \qquad \varepsilon_i = \left(\overrightarrow{OT_i} - \overrightarrow{OM_i}\right).\overrightarrow{N_i}$$

- ✓ identification des modes de déformations ou phénomènes physiques, sources potentielles d'écart de mesure (étape 4). Détermination de leur « signature » qui traduit l'influence unitaire du phénomène proposé sur l'ensemble des points théoriques. La figure II-21 montre quelques exemples de construction de vecteurs « signature ». L'unité de description des phénomènes physiques peut être choisie arbitrairement, puisque les phénomènes étudiés sont linéaires. En revanche, la précision numérique des calculateurs dégrade le résultat obtenu si celui-ci est une fraction trop petite de l'unité choisie. L'utilisateur de la méthode a donc intérêt a choisir l'unité de description des phénomènes physiques proche de l'ordre de grandeur de la déformation estimée. Pour une translation, le millimètre ou le micromètre sera préféré au mètre ; pour une rotation le microradian sera préféré au radian et ainsi de suite. Ces P vecteurs peuvent s'écrire sous forme d'une matrice NxP :

$$M = \begin{array}{c|ccccc} & \overrightarrow{S_1} & \cdots & \overrightarrow{S_i} & \cdots & \overrightarrow{S_p} \\ \hline \overrightarrow{OT_1} & e_{11} & \cdots & e_{i1} & \cdots & e_{p1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \overrightarrow{OT_j} & e_{1j} & \cdots & e_{ij} & \cdots & e_{pj} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \overrightarrow{OT_n} & e_{1n} & \cdots & e_{in} & \cdots & e_{pn} \\ & \vec{e_1} & & \vec{e_i} & & \vec{e_p} \end{array}$$

influence élémentaire du phénomène i sur les écarts projetés en chacun des points

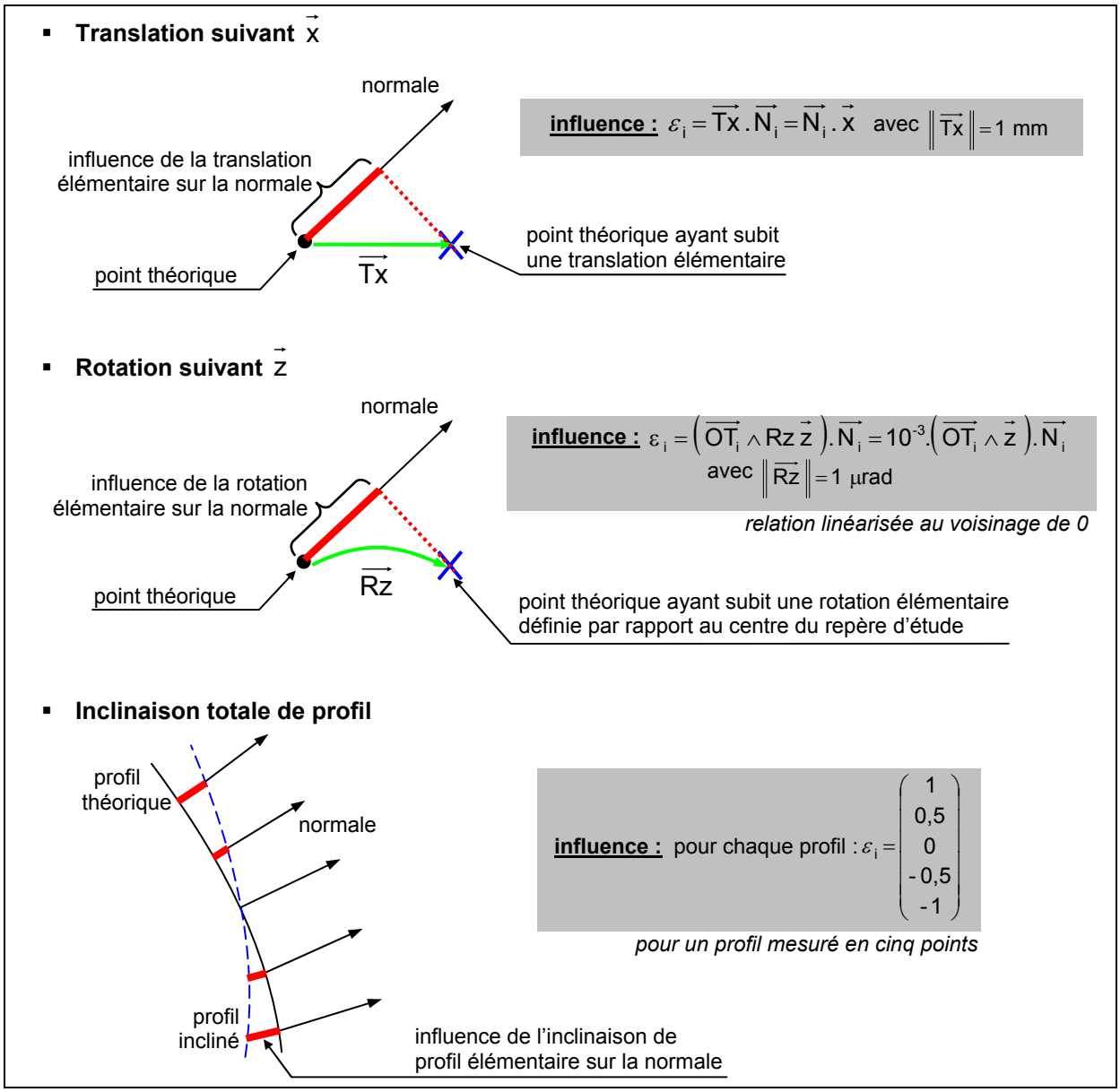


Figure II-21 : Quelques exemples de vecteurs « signatures ».

- ✓ orthogonalisation de la base du sous-espace vectoriel de dimension P. Cela revient à orthonormaliser la matrice M (étape 5). Construction de la matrice de passage pour revenir dans la base initiale après identification (étape 6). La matrice orthogonalisée est notée M', et la matrice de passage de la base orthonormale du sous espace vectoriel de dimension P vers la base d'origine Q.
- ✓ calcul de l'optimisation, c'est-à-dire trouver la part de chaque mode de déformation proposé par l'utilisateur de la méthode sur l'écart de mesure. Il s'agit en fait de faire une projection orthogonale du vecteur écart de mesure sur l'hyperplan défini par les P vecteurs décrivant le sous-espace vectoriel des phénomènes identifiés (étape 7). Dans la base orthonormale, le produit scalaire revient à effectuer le produit matriciel :

$$v' = {}^{t}M' \,.\, \varepsilon$$

où v' est l'expression matricielle du vecteur, écrit en colonne, des paramètres des modes de variation identifiés des pièces, dans la base orthonormalisée,

où ${}^{t}M'$ est la transposée de la matrice M',

où ε est l'expression matricielle du vecteur, écrit en colonne, de l'écart de mesure.

Pour avoir les paramètres à appliquer aux différentes « signatures » pour aboutir à l'identification d'une variation explicable de l'ensemble des écarts, il ne faut pas oublier d'exprimer v dans la base initiale à l'aide de la matrice de passage (étape 8).

$$v = Q \cdot v'$$

où v est l'expression matricielle du vecteur, écrit en colonne, des paramètres des modes de variation identifiés des pièces, dans la base initiale des phénomènes physiques,
où Q est la matrice de passage,
où v' est l'expression matricielle du vecteur, écrit en colonne, des paramètres des modes de déformation des pièces identifiés, dans la base orthonormalisée,

- ✓ application de la correction fournie par l'opération d'optimisation aux points mesurés (étape 9).
- ✓ examen de l'écart quadratique résiduel (étape 10). Le calcul du poids de cet écart est un élément de jugement de la qualité de la projection, il est nécessaire mais pas suffisant pour valider l'hypothèse de linéarité. Pour plus de précautions, il faut analyser la cartographie de cet écart résiduel plus en détail. Le fait d'avoir retranché la part analysable de l'ensemble des écarts permet de faire apparaître les phénomènes qui étaient « écrasés » par une variation importante.

Lorsque les valeurs des paramètres décrivant chaque mode de déformation recherchés ne respecte pas l'hypothèse de linéarité formulée à l'initialisation de l'application de la méthode, il faut alors procéder par itérations :

- ✓ Repositionner les points théoriques et leur normale d'une valeur égale à la correction fournie par l'opération d'optimisation (étape 11). Dans cette opération on s'interdit, et ça ne pose pas de problème de linéariser les transformations. Les rotations, par exemple, doivent s'effectuer sans approximation, en utilisant les fonctions trigonométriques. Par contre les produits de rotations peuvent être simplifiés. En toute rigueur la composition de trois rotation n'est pas commutative, mais dans ce cas précis, les rotations autour des trois axes peuvent être effectuées dans un ordre indifférent. Il est également indifférent de tourner autour des axes d'origine ou des axes ayant déjà subi une part des transformations. L'objectif ici est de se rapprocher de la solution finale, et les erreurs engendrées en se donnant cette liberté seront redressée aux tours suivants, lorsqu'on entrera dans le domaine linéaire. Par contre il est interdit d'effectuer des transformations qui conduiraient à déformer l'ensemble des points de mesure ou celui des points du modèle.
- ✓ Analyser le repositionnement effectué (étape 12). Le changement de normale est un facteur sensible près des zones à forte courbure. Le phénomène de non linéarité peut donc conduire à refaire la mesure à partir d'un fichier de points amélioré par le résultat de la première opération d'optimisation. Cette opération de « remesure » n'est pas nécessaire si la pièce a été mesurée sur des points situés sur de larges zones à faible courbure. Il faut cependant le justifier. Les procédures CAO peuvent permettre ce type d'examen. Dans certains cas, par exemple de mesure de flancs de dentures, la remesure n'est pas nécessaire, mais il faut refaire la correction de rayon palpeur à partir de tangentes au cylindre de base modifié par les paramètres d'optimisation. C'est intéressant car la mesure est longue. En général, on peut pratiquer ainsi et économiser la remesure quand le point appartenant au modèle et correspondant aux points mesurés après optimisation est calculable. Cette opération est, parfois implicitement, effectuée par les modules d'identification de formes géométriques dans les logiciels de machine à mesurer tridimensionnelle.

- ✓ Poser la nouvelle opération d'optimisation des écarts (ou de nouvelle mesure si c'est nécessaire) et identifier les nouveaux paramètres de chaque mode de déformation.

2.3. Apports liés au changement de mesurande

2.3.1. Réduction de l'incertitude sur les résultats de dépouillement

Le changement de mesurande conduit à l'évaluation du pas à partir d'images globales des flancs réels. La valeur du pas ainsi déterminée est analogue à une « moyenne » de plusieurs pas répartis sur l'ensemble du flanc actif. Les données pour déterminer le pas étant redondantes, l'effet de moyenne donne une valeur du pas plus juste, c'est-à-dire plus proche de la vraie valeur du pas, ainsi qu'une incertitude sur le résultat plus faible. Cette incertitude est la conséquence des erreurs de mesures et de la propagation de celles-ci au travers des algorithmes.

Chaque point de mesure est entaché d'une erreur de mesure. Cette erreur de mesure est composée d'une partie systématique (erreur que nous retrouverons systématiquement à ce point de mesure, dépendant principalement de la qualité des axes de la machine à mesurer tridimensionnelle) et d'une partie à caractère aléatoire (répétabilité de la machine à mesurer tridimensionnelle, vibrations, dérives thermiques). Le paragraphe §2.4 est consacré à une procédure d'étalonnage dédiée pour obtenir d'une part un étalon métrologique et d'autre part un modèle des erreurs systématiques de la machine à mesurer tridimensionnelle utilisée. La partie aléatoire de l'erreur de mesure ne peut être corrigée, de par le fait de son caractère imprévisible, mais l'utilisation du nouveau mesurande limite son influence sur le résultat.

En faisant l'hypothèse de phénomènes perturbateurs parfaitement aléatoire, cette erreur peut être modélisée par une loi normale centrée. L'opération de mesurages successifs d'une sphère étalon donne l'écart type de cette loi normale, qui est de σ=0,5 micromètre, soit une incertitude due à la répétabilité de $\pm$1 micromètre avec un facteur d'élargissement k=2. D'après la loi de cumul statistique, en mesurant N fois un même point dans les mêmes conditions avec une incertitude σ, l'incertitude résultante de la mesure du point est de : $\sigma' = \frac{\sigma}{\sqrt{N}}$. La détermination du pas individuel revient à la caractérisation d'une distance curviligne, l'incertitude sur la mesure de cette caractéristique est donc de : $\sigma' = \frac{\sqrt{2}.\sigma}{\sqrt{N}}$. Ainsi, en suivant les préconisations de la norme, un seul point par flanc sera utilisé et l'incertitude sur la mesure de l'erreur individuelle de pas sera donc de $\pm$1,41 micromètres (k=2). En mettant en œuvre le dépouillement de la mesure globale proposée, avec 28 points par flanc, l'incertitude due à la répétabilité deviendra de $\pm$0,27 micromètre (k=2). L'incertitude est diminuée de plus de 70%, ce qui apporte peu en valeur absolue sur notre machine à mesurer tridimensionnelle de laboratoire mais pour une machine en environnement industriel sévère, le gain peut être de plusieurs micromètres. Cette diminution d'incertitude est due au changement de mesurande. L'erreur de pas calculée devient moins sensible aux défauts locaux.

Ces résultats sont d'ailleurs confirmés par une évaluation de propagation d'incertitudes par simulation informatique selon la méthode de Monte-Carlo [COO94]. Celle-ci consiste en une vérification pratique des calculs et des algorithmes de dépouillement utilisés. Pour un très grand nombre de dépouillements, chaque point théorique de mesure est perturbé par un écart issu de la loi statistique de la répétabilité purement aléatoire de la machine à mesurer tridimensionnelle. L'analyse des variations des caractéristiques sur les pignons ainsi simulés

permet de prévoir l'incertitude associée à chaque grandeur calculée. La propagation d'incertitudes liées à un défaut de répétabilité de la machine à mesurer tridimensionnelle de ±1 micromètre, modélisé par une gaussienne centrée d'écart type σ=0,5 micromètre (avec un facteur d'élargissement k=2), donne après 700 simulations une incertitude sur l'erreur individuelle de pas de ±1,43 micromètres (k=2) en n'utilisant qu'un seul point par flanc, et une incertitude de ±0,31 micromètre (k=2) avec 28 points de mesure par flanc, ce qui est conforme avec l'étude analytique précédente (figure II-22). Le nombre de 700 simulations a été choisi après l'étude de la convergence sur les résultats. La courbe de l'écart type sur l'erreur individuelle de pas calculée à partir d'un point par flanc pour un nombre de tirages successifs devient stable à partir de 500 tirages ; l'analyse des résultats après 700 tirages est donc jugée fiable (figure II-23).

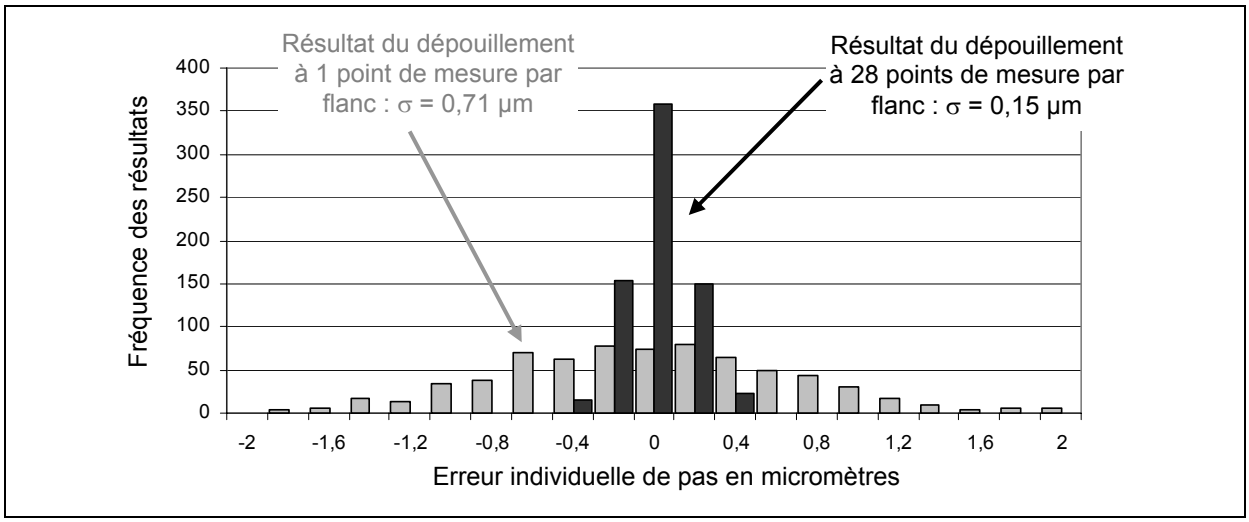


Figure II-22 : Répartition de la population de l'erreur individuelle de pas d'un pignon étalon soumis à un défaut purement aléatoire de répétabilité de la M.M.T. modélisé par une gaussienne centrée d'écart type $\sigma = \pm 0{,}5$ µm.

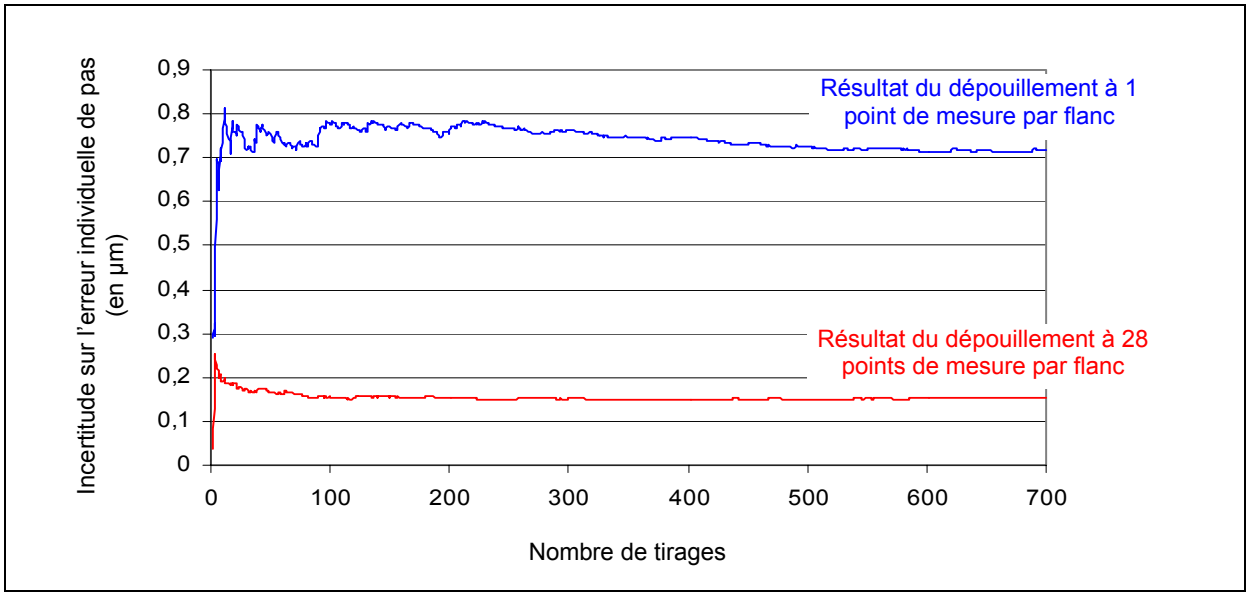


Figure II-23 : Evolution de l'incertitude sur l'erreur individuelle de pas calculée d'un pignon étalon soumis à un défaut purement aléatoire de répétabilité de la M.M.T. modélisé par une gaussienne centrée d'écart type $\sigma = \pm 0{,}5$ µm pour chaque point de mesure en fonction du nombre de tirages.

Ce calcul de propagation d'incertitudes peut être conduit sur les autres caractéristiques de la denture. Ce type de méthode devient utile quand le traitement mathématique des points mesurés introduit des fonctions non linéaires, comme le maximum et le minimum pour les erreurs totales de profil. Dans ce cas, la résolution analytique de propagation d'incertitudes s'avère plus complexe. Sur l'erreur totale de profil, définie comme une erreur de forme au sens de la norme, les résultats de simulation permettent d'obtenir la répartition des variations dont l'allure n'est pas gaussienne (figure II-24). Sur l'erreur totale de profil, les incertitudes sont relativement plus importantes car il n'y a pas de notion de filtrage, ce sont les points extrêmes qui définissent l'erreur de forme.

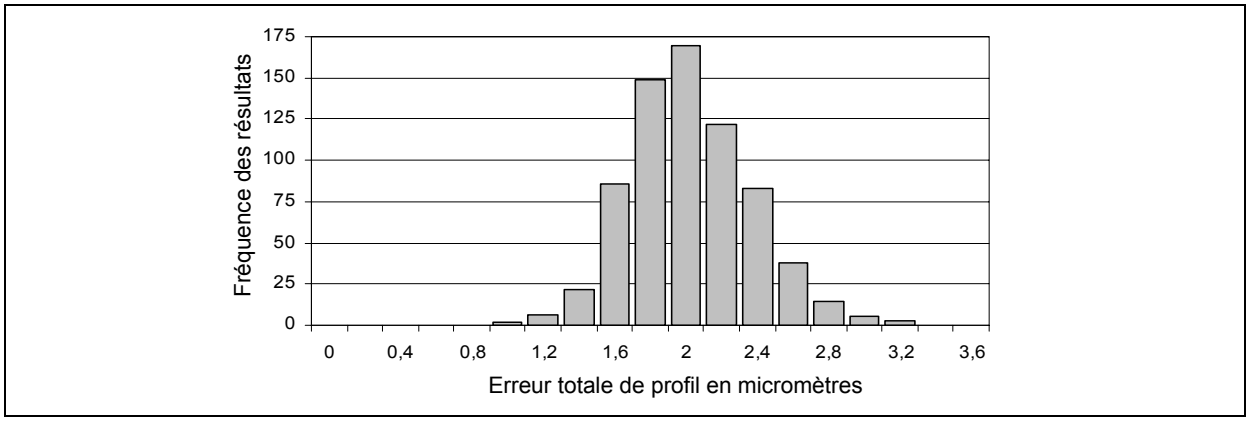


Figure II-24 : Répartition de la population de l'erreur totale de profil d'un pignon étalon soumis à un défaut purement aléatoire de répétabilité de la M.M.T. modélisé par une gaussienne centrée d'écart type $\sigma = \pm 0{,}5$ µm.

Une conséquence directe de la réduction des incertitudes sur le résultat fourni est le potentiel d'augmentation sensible de l'intervalle d'acceptation sur les grandeurs normalisées telle que l'erreur individuelle de pas par exemple, sans risque pour le client. La norme NF X 06-021 [AFN91] définit les risques du fournisseur et du client (figure II-25).

- ✓ Le « risque de première espèce », aussi appelé risque α est le risque pour le fournisseur de déclasser un lot de pièces fabriquées qui, en réalité, est satisfaisant.
- ✓ Le « risque de seconde espèce », aussi appelé risque β est le risque pour un client d'accepter un lot de pièces fabriquées qui, en réalité, est de qualité insuffisante.

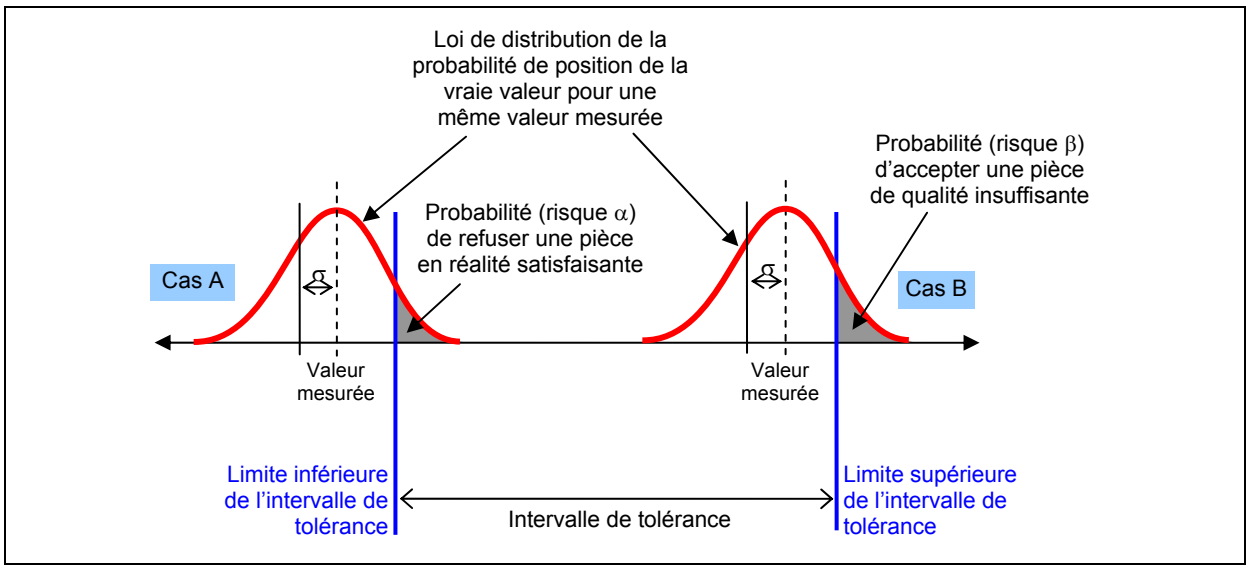


Figure II-25 : Définition des risques de première et deuxième espèce.

Dans le cadre d'un accord client – fournisseur, ce sont les attentes du client qui sont stipulées dans le cahier des charges. Le fournisseur a tout intérêt à respecter ces closes. Ainsi, en tant que fournisseur de pièces pour des sous-ensembles mécaniques, le forgeron a intérêt à minimiser le risque de deuxième espèce, tout en conservant un intervalle de tolérance le plus large possible, pour satisfaire le client. Compte tenu des erreurs aléatoires de mesure, la valeur réelle de la caractéristique calculée peut, statistiquement, se trouver décalée de la valeur affichée avec une probabilité suivant une loi gaussienne centrée sur la valeur affichée et d'écart type σ. Généralement, en mécanique, il est considéré que la probabilité que la valeur réelle soit écartée de $\pm 3.\sigma$ de la valeur affichée est nulle ; elle est en fait de 0,27 % pour une loi de distribution gaussienne. La limite de l'intervalle d'acceptation sans risque pour le client est donc calculée à partir de l'intervalle de tolérance théorique réduit de $6.\sigma$ répartis équitablement sur la limite supérieure et inférieure de l'intervalle de tolérance. La figure II-26 illustre ce propos. Compte tenu de l'incertitude sur le résultat calculé pour l'erreur individuelle de pas dû au changement de mesurande, l'intervalle d'acceptation sans risque n'est pas le même : dans le cas d'une évaluation à partir d'un point de mesure par flanc, il vaut ± 33,6 micromètres tandis que pour une évaluation à partir de 28 points de mesure par flanc, il vaut ± 20,6 micromètres (figure II-26). Ce gain n'est pas négligeable pour une production industrielle.

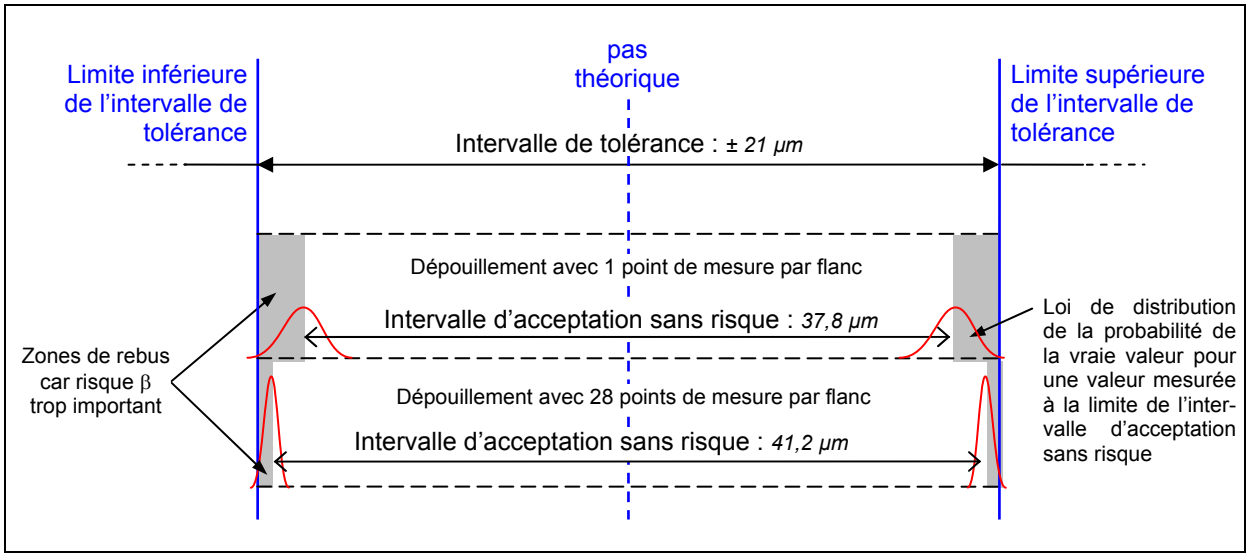


Figure II-26 : Apport lié au changement de mesurande, sur l'intervalle d'acceptation sans risque pour le client, pour l'erreur individuelle de pas.

Cette approche peut sembler coûteuse en temps d'acquisition puisqu'il faut évaluer tous les flancs. Cependant, si on veut évaluer le défaut de forme de toutes les dents, le mesurage des flancs est nécessaire. Aujourd'hui, les évolutions matérielles et logicielles du système de commande des machines à mesurer tridimensionnelle ont évolué. La stabilité thermique des machines à mesurer autorise le mesurage d'une pièce sur une durée relativement longue sans problème de dérive de la qualité de mesure. Les capacités des mémoires de stockage des données ayant été augmentées, il est possible d'effectuer le traitement des données à posteriori. Les calculs en temps réel utilisent des ressources processeurs qui ralentissent le processus de commande de la machine à mesurer tridimensionnelle. L'évolution de la technologie des imprimantes apporte aussi un gain de temps non négligeable. Par rapport à l'ancienne gamme de mesure opérationnelle chez un partenaire industriel, où les mémoires de stockages limitées imposait un calcul des erreurs et l'impression du rapport de contrôle en temps réel, l'évolution matériel et logicielle a permis un gain d'environ 30 % sur le temps de contrôle. Ce gain vient d'une part des évolutions technologiques mais aussi d'une optimisation des trajectoires du stylet pendant la mesure.

En conclusion, le temps d'acquisition n'étant plus vraiment un problème avec les technologies matérielles et logicielles disponibles aujourd'hui, les informations peuvent être plus nombreuses. Le changement de mesurande, par exemple, permet d'accéder à la topographie de toutes les dents alors qu'avec du matériel d'ancienne génération seule une dent sur trois ou quatre était évaluée. L'incertitude sur les résultats de mesure est aujourd'hui plus faible, le changement de mesurande ayant réduit cette incertitude d'environ 70 %. Le résultat sur l'erreur de pas, par exemple, devient moins sensible aux défauts locaux. En revanche, le lien entre le contrôle géométrique et la fonctionnalité de la pièce nécessite l'analyse de ces défauts locaux.

2.3.2. Détection et interprétation des défauts locaux

Le changement de mesurande permet d'obtenir une interprétation plus fonctionnelle de l'écart de mesure après analyse. L'impact d'un défaut localisé qui affecte le point de mesure sur le cercle de contrôle est limité proportionnellement à la surface du défaut par rapport à la surface active du flanc de dent. Par ailleurs, un défaut qui n'est pas localisé au niveau du cercle de contrôle peut alors être pris en compte.

Pour illustrer l'influence d'un défaut local sur une surface active de flanc de dent, un pignon issu de la production a été volontairement dégradé en ajoutant un morceau adhésif. Cette simulation physique de l'apparition d'un défaut localisé a été choisie, notamment pour sa réversibilité. Sur ce pignon, un morceau d'adhésif a été placé sur le centre du flanc actif droit n° 9 et un autre morceau positionné proche de la face avant sur le flanc actif droit n° 11 (figure II-27a).

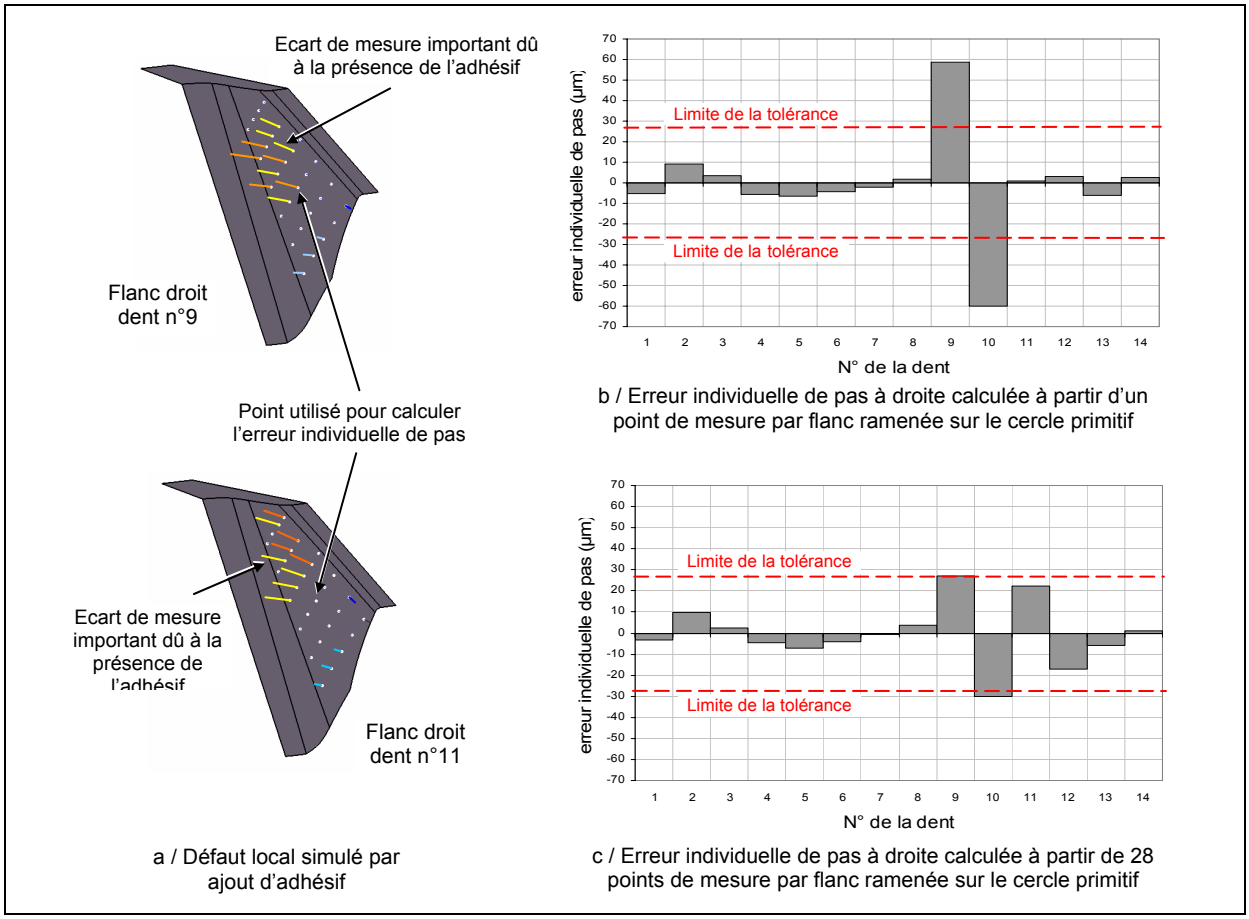


Figure II-27 : Défaut de forme localisé et erreur individuelle de pas.

Dans le cas de l'analyse du pas en considérant le mesurande proposé par la norme, le point de mesure est, ou n'est pas, affecté par le défaut ; il s'agit d'un comportement binaire, et l'amplitude du défaut est directement égal à l'épaisseur de l'adhésif soit 60 micromètres. Le défaut localisé sur le flanc droit de la dent n°11 n'est donc pas détecté (figure II-27b) alors qu'en fonctionnement, le défaut cinématique est semblable dans les deux cas.

Avec le changement de mesurande, le défaut localisé est mis en évidence. L'amplitude de l'erreur de pas est alors proportionnelle au nombre de points affectés par le défaut local par rapport à la surface active (figure II-27c). Dans le cas de l'analyse avec un mesurande global sur le pignon volontairement dégradé, seulement 10 points sur les 28 points de mesure sont affectés par le défaut ; l'amplitude de l'erreur individuelle de pas est de $60 \times \frac{10}{28} = 21{,}5\ \mu\text{m}$.

D'un point de vue fonctionnel, la caractérisation du pas sur un seul point n'est pas suffisante puisque le point actif (point de contact entre la roue et le pignon) de la dent varie au cours de l'engrènement. Dans l'exemple montré précédemment l'erreur de pas engendrée par le défaut localisé sur la dent n°11 n'aurait pas été remarquée. Le défaut localisé étant mis en évidence, il doit faire l'objet d'une étude approfondie. En effet, le nombre de points affectés par le défaut local sur le nombre de points mesuré pour évaluer la topographie du flanc limite l'influence du défaut local et peut pratiquement conduire à l'acceptation du pignon (figure II-27c) alors que d'un point de vue fonctionnel l'écart consécutif de pas brutal peut entraîner une erreur cinématique importante. Il convient alors de définir correctement les intervalles de tolérance, afin qu'ils répondent à une exigence cinématique fonctionnelle. Ce qui est important, ce n'est pas seulement de savoir où est placée la limite mais également de savoir que cette limite garantie le non dépassement d'un écart cinématique. Ce travail sur la définition des intervalles de tolérance est réalisé par J. Bruyère dans le cadre d'une thèse complémentaire à celle-ci [BRU06b]. Par ailleurs, dans ce cas, l'engrènométrie reste un contrôle complémentaire quasiment indispensable pour voir l'influence du défaut localisé sur la cinématique du pignon.

L'étude d'un différentiel en cours de développement chez notre partenaire industriel composé d'un satellite de 9 dents, et d'un planétaire de 13 dents peut illustrer ce propos. Tous les résultats du contrôle du satellite par machine à mesurer tridimensionnelle portés au rapport de contrôle étaient très prometteurs. Les topographies mettent en évidence un défaut localisé sur le talon, en tête de dent, qui affecte un point de mesure sur les 45 points mesurés sur le flanc actif (figure II-28). Les caractéristiques principales surveillées comme les écarts individuels de pas ou les épaisseurs circulaires étaient largement en dessous des limites de l'intervalle de tolérance. En revanche, le test d'engrènométrie (écart total composé tangentiel) imposé par le client lors des phases de recherche et développement a soulevé beaucoup d'interrogations (figure II-28).

La période d'engrènement est ici de 13 tours pour le satellite et de 9 tours pour le planétaire. Le planétaire utilisé étant un étalon physique, on peut pratiquement considérer que le signal admet pour période un tour du satellite. La « sinusoïde » moyenne dont la fréquence est calée sur la fréquence de rotation du pignon caractérise l'excentration entre l'alésage et la denture. Son amplitude reste raisonnable puisque l'intervalle de tolérance sur l'écart total composé tangentiel (F'_i) admis pour ce pignon est de ± 50 micromètres. En revanche, ce graphe fait apparaître un saut de dent tangentiel (f'_i), exprimé en longueur d'arc du cercle primitif du satellite, de 75 à 100 micromètres toutes les trois dents pour un satellite qui en comporte neuf. D'ailleurs, ce saut de dent se remarque également sur les dents précédentes, avec une amplitude plus faible de 20 micromètres seulement. Le défaut cinématique provient donc d'un écart de géométrie sur le satellite. Si le défaut avait été sur le

planétaire, le signal tracé en fonction du nombre de tours du satellite n'aurait pas admis une période d'un tour de satellite.

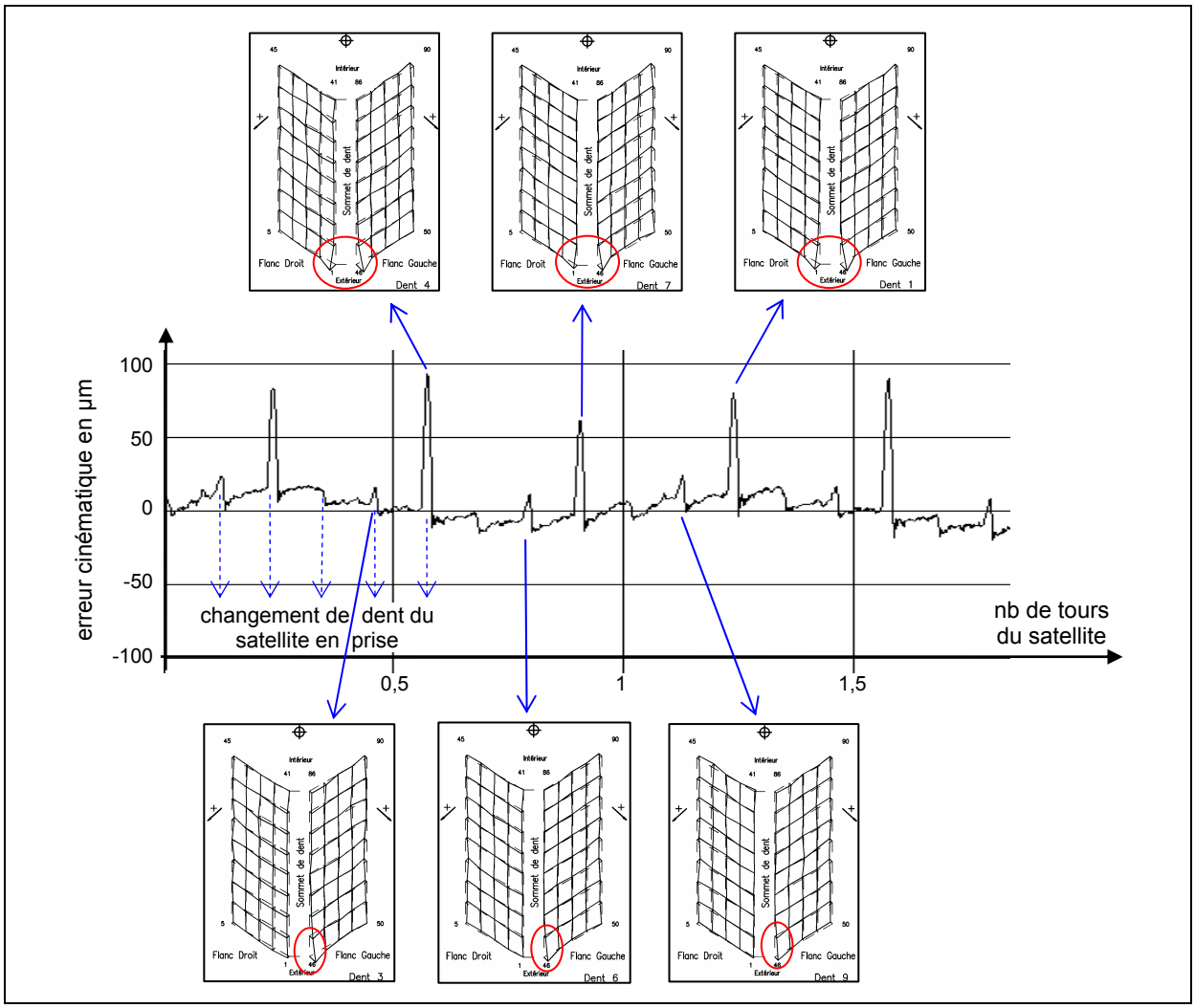


Figure II-28 : Ecart total composé tangentiel et topographie des dents incriminées.

L'analyse de l'écart résiduel, qui est indispensable dès lors que le défaut de forme est important, permet d'effectuer la corrélation entre les défauts locaux sur les flancs de dents et l'erreur cinématique relevée par le test d'engrènométrie. En effet, les sauts de dent tangentiel (f'_i) sont liés aux défauts localisés sur les dents repérées 1, 4 et 7 sur le satellite. Il est possible de conclure à ce niveau que l'engrènement a été réalisé tels que les flancs gauches soient actifs. En changeant le sens de rotation, les pics d'une amplitude de 20 micromètres seraient apparus après et non avant les pics de 100 micromètres d'amplitude. Ils n'auraient peut être même pas été significatifs étant donnés que les flancs droits des dents 3, 6 et 9 ne présente pratiquement pas de défauts localisés contrairement aux flancs gauches de ces mêmes dents.

Pour déterminer l'origine de ce défaut de forme, il faut remarquer qu'il admet une symétrie d'ordre trois autour de l'axe du pignon : une dent sur trois est affectée. Dans le processus de réalisation du prototype de ce satellite, la surface d'appui sphérique à l'arrière est obtenue par reprise en mors doux sur tour à commande numérique. Il s'avère que cette étape du processus de réalisation soit la seule qui mette en œuvre un système symétrique d'ordre trois. Le serrage du satellite en mors doux trop important a, en fait, généré une déformation plastique des trois dents du satellite au niveau du talon, et en sommet de dent.

Sachant qu'une dent et demi est affecté par ce défaut, il est même possible de donner la largeur du mors du tour. Un autre satellite a été réalisé en prenant soin de surveiller l'effort de serrage lors de l'usinage de la sphère arrière, et l'erreur totale composée tangentielle n'a pas fait apparaître de pics importants. Preuve est faite, sur cet exemple, que la capitalisation des connaissances et l'amélioration du processus de réalisation par l'analyse métrologique des pièces réalisées sont possibles. En revanche, cet exemple montre à quel point il est difficile d'automatiser une opération de filtrage des points mesurés aberrant (erreur d'asservissement, retard au déclenchement, mauvais nettoyage de la pièce, …). En effet, ici un seul point admet un écart important, avec un fort soupçon d'effet de bord qui peut laisser supposer que le mesurage s'est fait sur une zone de raccordement ; il possède donc plusieurs critères pour conclure qu'il s'agisse d'un point aberrant alors qu'il n'en est rien, vu qu'il est lié à un problème de déformation plastique suite à un serrage trop important dans un mors concentrique lors d'une phase de fabrication.

Enfin, cet exemple prouve que l'analyse d'un pignon par quelques caractéristiques géométriques, même en choisissant un mesurande mieux adapté à la détection de défauts locaux, ne traduit pas complètement la fonctionnalité du pignon. L'utilisation de paramètres moyennés est intéressante pour synthétiser les résultats mais elle n'est pas suffisante. En effet, le critère d'optimisation des moindres carrés utilisé filtre les défauts locaux, alors qu'en engrènement le contact se fait sur la surface extérieure de la matière. Ne regarder que l'erreur de pas ou l'épaisseur circulaire n'est pas suffisant, il faut analyser plus finement la cartographie des écarts résiduels après analyse globale de chaque caractéristique. L'analyse du résidu permet, d'une part, de savoir s'il provient de la mesure d'un point aberrant ou d'un défaut localisé dû au processus de fabrication et, d'autre part, si cet écart a une influence sur le fonctionnement. Une étude d'engrènométrie peut compléter la phase d'investigations nécessaire à la compréhension de l'influence du défaut de forme sur l'engrènement et peut mettre en évidence des phénomènes qui ne sont pas détectés par la métrologie tridimensionnelle.

2.4. Qualification du moyen de mesure et obtention d'un étalon métrologique par multi-retournement

2.4.1. Objectifs de cette qualification

Le besoin de recourir aux étalons est indispensable. Pour vérifier les dérives de la machine à mesurer, pour garantir un niveau de qualité auprès des clients, pour les tests d'engrènométrie, etc…, les étalons font référence dans tout le processus de réalisation et de contrôle. La réalisation d'un étalon de type pignon serait coûteuse à mettre en œuvre puisque les surfaces gauches sont plus difficiles à obtenir que des plans ou des cylindres. Aussi, comme les paramètres (module, angle de pression, nombre de dents, …) varient d'un pignon à l'autre, il faudrait toute une panoplie de pignons étalons. Une solution moins coûteuse consiste à réaliser des étalons de type « pignon » où chaque dent est remplacée par un parallélépipède ce qui rend la réalisation des côtes précises plus simple [SAM00]. Cet étalon ne peut servir pour un test d'engrènométrie, il ne peut servir qu'à la qualification de machines à mesurer tridimensionnelles. De plus, l'écart entre cette géométrie approchée et la géométrie réelle génère, de fait, une approximation sur les résultats de qualification du moyen de mesure. Cela engendre aussi la création d'une nouvelle gamme de contrôle, du temps et donc un engagement humain et financier pour l'entreprise.

L'obtention de pignon étalon étant coûteuse, l'idée est de définir un étalon métrologique. Un étalon n'est pas une pièce d'une grande qualité de réalisation, mais une pièce dont les caractéristiques sont connues avec une très bonne précision, c'est-à-dire d'une justesse très fine avec peu d'incertitudes. L'obtention d'une image métrologique de

précision nécessite, la plupart du temps, un instrument de mesure de très haute qualité. Ces instruments sont plutôt rares, donc peu disponibles et coûteux. L'utilisation des propriétés de symétrie d'un pignon peut conduire à l'obtention d'une image métrologique du pignon plus fine qu'une mesure unique par une méthode d'élimination d'erreur et de moyennage dite de « multi-retournement ».

La méthode proposée permet d'obtenir une image tridimensionnelle du pignon de très grande qualité. A l'origine, cette méthode a été développée pour caractériser les défauts de plateaux pivotants à l'aide d'une machine à mesurer tridimensionnelle [COO91b]. Elle est basée sur une notion de séparation des erreurs systématiques de positionnement du plateau et de la machine à mesurer en utilisant comme éléments mesurés une pièce présentant une symétrie axiale d'ordre égale au pas angulaire de caractérisation souhaitée. Comme la pièce est mesurée dans toutes les positions qui la laisse nominalement invariante, le mesurande ainsi défini profite d'une diminution très sensible de l'effet des erreurs à caractère aléatoire par la moyenne d'un grand nombre de mesures. Les travaux, sur ce principe, ont jusqu'ici été centré sur la qualification des défauts des plateaux pivotants [COO91b, LEL00]. Ici, la méthode est approfondie avec pour objectif l'obtention des défauts de la pièce mesurée associés avec leur incertitude ainsi que l'obtention des défauts locaux de la machine à mesurer tridimensionnelle. En particulier, l'influence des défauts de la machine à mesurer tridimensionnelle sur l'image métrologique du pignon obtenue sera mise en évidence. Cette méthode, ne demande aucun surcoût, si ce n'est le coût lié au temps de mesure, puisqu'elle utilise des pièces réelles et utilise une gamme de contrôle déjà mise en place.

L'identification d'une image très précise d'un pignon dans une position donnée permettra, par la comparaison d'une mesure avec un étalon métrologique, de caractériser et de quantifier les défauts de la machine à mesurer tridimensionnelle. Les machines sont déjà plus ou moins corrigées en fonction des constructeurs. Toutefois les corrections sont assez globales car les mesures de « calibrage » effectuées restent elles mêmes globales. Les corrections faites portent sur la perpendicularité des axes, leur justesse et leur rectitude évaluées en un nombre limité de points dans l'espace de travail de la machine. Il reste donc des défauts systématiques « locaux ». Le multi-retournement permet de quantifier ces défauts pour une géométrie de pièce, un mesurande et un espace de travail d'une machine donnés. La connaissance de ces défauts autorise une correction sur les mesures effectuées sur toutes les pièces de même géométrie mesurées dans l'espace de travail défini. La caractérisation des défauts systématiques « locaux » se fait de façon pratique, mais il est possible d'extraire de la « signature » obtenue par expérience, l'effet de phénomènes physiques connus tel que, par exemple, la perpendicularité des axes, leur justesse et leur rectitude ou bien encore l'effet d'anisotropie d'ordre trois résultant de la dissymétrie des efforts correspondant à l'ouverture du contact électrique du palpeur. Les différents effets peuvent alors être classés pour déterminer la ou les cause(s) majeure(s) des défauts systématiques « locaux ».

2.4.2. Principe du multi-retournement

Soit une pièce nominalement symétrique d'ordre N par rapport à un axe. Cela signifie que si la pièce est tournée de 360/N degrés autour de son axe, elle reprend une position nominalement identique vis à vis de l'espace machine.

La pièce a donc N motifs identiques. Chaque motif est mesuré de la même façon en Q points accostés suivant leur normale. Un ensemble de N points et normales définis symétriquement par la rotation d'angle 360/N degrés autour de l'axe du pignon est appelé famille. Il y a donc Q familles homologues de N points soit QxN points de mesure.

La pièce est mesurée N fois, dans les N positions différentes qui la laissent nominalement invariante. Elle peut, par exemple, être posée sur un plateau pivotant pour faciliter le changement de position entre deux mesures. Pour chacune de ces N positions de mesure, l'écart de mesure relevé en chaque point est le cumul du défaut de la machine à mesurer tridimensionnelle à cet endroit, d'un excès ou manque de matière de la pièce, d'un défaut de positionnement du plateau et donc de la pièce qui lui est liée et d'une partie aléatoire. Cette partie aléatoire est due aux erreurs purement aléatoires de la machine, aux dérives thermiques et temporelles, ainsi qu'aux erreurs non identifiables par la méthode. Lorsque la pièce est mesurée dans les N positions, chaque point de mesure associé à la pièce est mesuré N fois. Le mesurande défini par les N mesures en QxN points profite donc d'une diminution très sensible de l'effet des erreurs à caractère aléatoire par l'effet de moyenne des N mesures. Prenons pour exemple, le cas d'une pièce symétrique d'ordre N=4, avec une seule famille de points p_i (figure II-29) [COO91b].

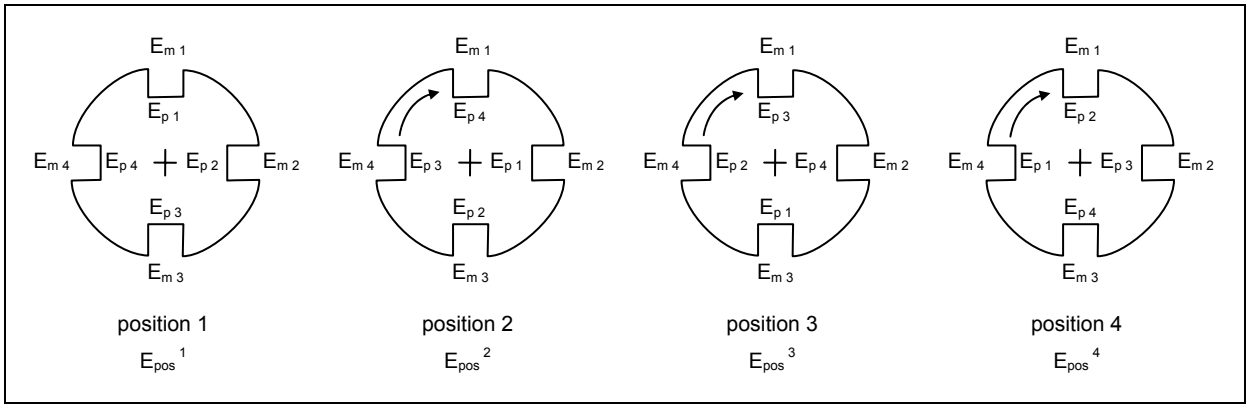


Figure II-29 : Principe du multi-retournement sur une pièce symétrique d'ordre 4.

Dans la position de mesure j, les écarts totaux E_t entre points mesurés et points théoriques sont le cumul des écarts géométriques de la pièce E_p, des défauts de la machine à mesurer E_m, des écarts de position du plateau E_{pos} et d'un écart résiduel E_{res} :

Point machine 1 : $E_{t\,1}^{\,j} = E_{p\,(1-j)\otimes 4} + E_{m\,1} + E_{pos\,1}^{\,j} + E_{res\,1}^{\,j}$ $\Rightarrow$ N équations

Point machine 2 : $E_{t\,2}^{\,j} = E_{p\,(2-j)\otimes 4} + E_{m\,2} + E_{pos\,2}^{\,j} + E_{res\,2}^{\,j}$ $\Rightarrow$ N équations

…

Point machine n : $E_{t\,n}^{\,j} = E_{p\,(n-j)\otimes 4} + E_{m\,n} + E_{pos\,n}^{\,j} + E_{res\,n}^{\,j}$ $\Rightarrow$ N équations

où i⊗N est la congruence de i à N, c'est-à-dire le premier terme de la permutation circulaire des entiers de 1 à N effectuée i fois. Par exemple, la congruence -1⊗4 est le premier terme de la permutation circulaire de l'ensemble {1,2,3,4} lorsque les chiffres sont décalés d'un rang vers la droite ; l'ensemble devient {4,1,2,3} et donc -1⊗4 = 4. La congruence 2⊗4 est le premier terme de la permutation circulaire de l'ensemble {1,2,3,4} lorsque les chiffres sont décalés de deux rangs vers la gauche ; l'ensemble devient {3,4,1,2} et donc 2⊗4 = 3.

Dans le cas d'une pièce de symétrie d'ordre N, mesurée en NxQ points, il existe NxNxQ équations du type :

$$E_{t\,n,q}^{\,j} = E_{p\,(n-j)\otimes N,q} + E_{m\,n,q} + E_{pos\,n,q}^{\,j} + E_{res\,n,q}^{\,j}$$

où j varie de 1 à N (j repère la position de mesures qui laisse la géométrie nominale invariante), n varie de 1 à N (n est l'indice du motif élémentaire mesuré), et q varie de 1 à Q (k représente la position d'un point de mesure sur le motif mesuré).

Les écarts de géométrie sur la pièce et les défauts machines peuvent être regroupés chacun de leur coté. En additionnant les N équations sur chaque écart lié à la pièce et chaque défaut machine, on obtient :

- ✓ pour le point pièce n, q :

$$E_{p\,n,q} = \frac{1}{N} \cdot \left(\sum_{j=1}^{N} E_{t\,(n+j-2)\otimes N,q}^{\;j} - \sum_{j=1}^{N} E_{m\,j,q} - \sum_{j=1}^{N} E_{pos\,(n+j-2)\otimes N,q}^{\;j} - \sum_{j=1}^{N} E_{res\,(n+j-2)\otimes N,q}^{\;j} \right)$$

- ✓ pour le point machine n, q :

$$E_{m\,n,q} = \frac{1}{N} \left(\sum_{j=1}^{N} E_{t\,n,q}^{\;j} - \sum_{j=1}^{N} E_{p\,j,q} - \sum_{j=1}^{N} E_{pos\,n,q}^{\;j} - \sum_{j=1}^{N} E_{res\,n,q}^{\;j} \right)$$

L'effet des erreurs à caractère aléatoire peut être considéré comme négligeable par rapport à celui des erreurs systématiques de la machine. La moyenne effectuée sur cette erreur résiduelle diminue sensiblement les effets aléatoires puisque par définition, leur espérance mathématique est nulle. Cette hypothèse, qu'il faudra vérifier, permet dans un premier temps de négliger cet écart résiduel.

L'écart total pour une mesure dans la position k, au point de l'espace machine q est connu : il s'agit de l'écart de mesure relevé par la machine à mesurer tridimensionnelle. La première somme des équations précédentes est donc connue.

De plus, les défauts de positions de la pièce par rapport à l'axe du plateau et de l'axe du plateau par rapport au référentiel de mesure pour chacune des positions peuvent être identifiés, puis leur influence peut être quantifiée. Dans la pratique, toutes les précautions seront prises pour que ces écarts de position soient les plus faibles possibles pour éviter l'opération de re-mesurage, puisque le temps nécessaire pour mesurer un pignon de 14 dents est de deux jours, sans compter la phase de préparation du dispositif expérimental. En conclusion, pour chaque point pièce, ou chaque point machine, la dernière somme des équations précédentes est connue.

Il reste donc à connaître la somme des N défauts différents de la machine liés à un même point de la pièce, et la somme des N écarts géométriques de la pièce liés à un même point de l'espace machine, lorsque la pièce se trouve dans les N positions différentes. Pour deux points d'une même famille, les défauts machines systématiques sont les mêmes à une permutation circulaire près qui correspond au nombre de pas angulaires nécessaire pour passer d'un premier point à un autre pour une famille considérée. La somme $\sum_{j=1}^{N} E_{m\,j,q}$ est donc la même pour deux points issus d'une même famille.

Le pas peut se calculer à partir de deux points seulement, ces points appartiennent alors à une même famille. L'expression mathématique du pas entre deux points d'une même famille permet d'éliminer cette somme par soustraction. Dès lors qu'un calcul fait intervenir les points d'une seule famille, les défauts machines systématiques sont totalement éliminés. L'évaluation du pas sur les Q familles de points conduit à une détermination plus fine du pas par un calcul de moyenne par exemple. Les sommes $\sum_{j=1}^{N} E_{m\,j,q}$ sont distinctes d'une famille à l'autre, mais comme elles s'éliminent deux à deux lorsque deux points d'une même famille interviennent dans le calcul, elles n'ont pas d'influence sur le résultat global. Il est possible

d'établir le même raisonnement lorsque ce sont les points liés à la machine qui sont considérés et conclure à l'élimination des écarts géométriques dus à la pièce puisque pour une même famille :

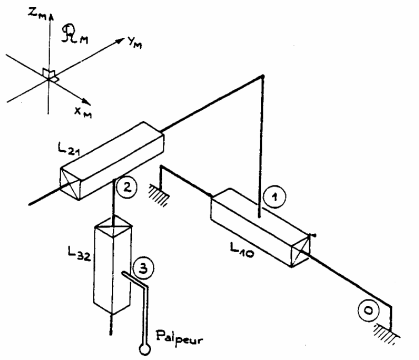
$$\sum_{j=1}^{N} E_{m\ j,q} = \text{constante} \qquad \text{et} \qquad \sum_{j=1}^{N} E_{p\ j,q} = \text{constante}$$

Il est donc déjà possible, d'établir un étalon métrologique pour la mesure du pas. En revanche, lorsqu'il s'agit de traiter les points de différentes familles pour calculer une épaisseur circulaire ou un défaut de forme des flancs de dents, il faut déterminer ces constantes, ou tout du moins leur différence relative, pour faire le lien entre les familles de points. L'étalon métrologique ne sera complet que si ces constantes sont déterminées.

2.4.3. Etude des défauts machines identifiables

Dès lors que la somme des défauts machine pour une famille de points sera identifiée à une constante près, l'écart de géométrie en chaque point de la pièce sera connu avec un minimum d'incertitude. Une expertise sur les défauts de la machine à mesurer tridimensionnelle doit être menée pour voir l'influence de chacun d'entre eux sur les constantes. Il s'avère que certains défauts machines sont totalement éliminés par le « multi-retournement » tandis que d'autres ne le sont que partiellement ou pas du tout.

Cette expertise commence par une modélisation de la cinématique de la machine à mesurer tridimensionnelle. Il s'agit d'une machine de trois axes orthogonaux deux à deux. L'erreur de déplacement est alors décrite par un modèle analytique de 18 fonctions et 3 paramètres (figure II-30).



Perpendicularités
XY
XZ
YZ

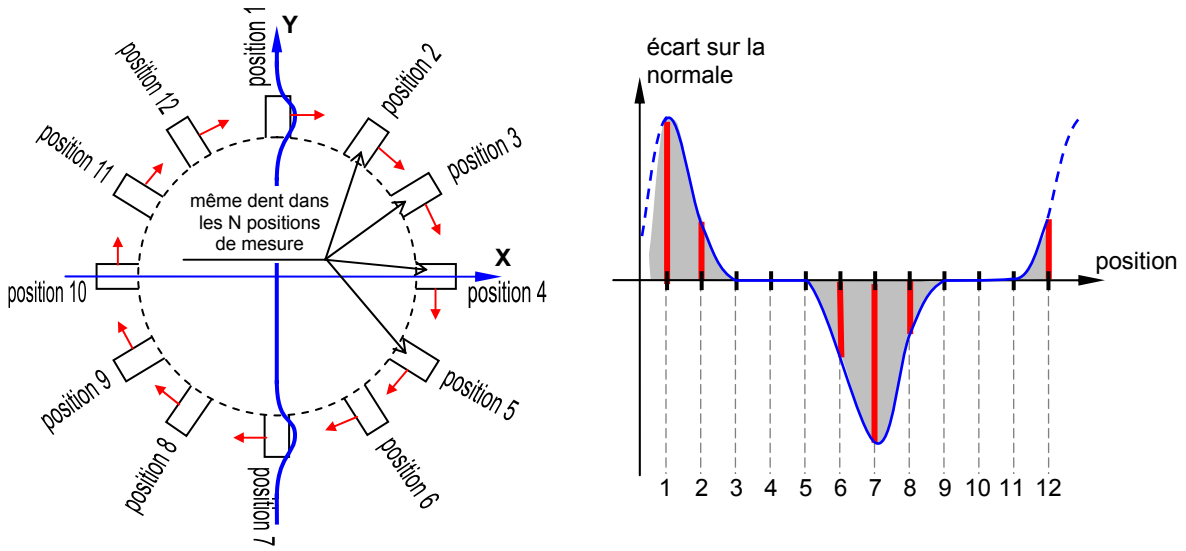
		Erreur de déplacement décomposée en six fonctions du torseur de petits déplacements					
		Translation Tx	Translation Ty	Translation Tz	Rotation Rx	Rotation Ry	Rotation Rz
Axe machine	x	xtx : justesse	xTy : rectitude	xTz : rectitude	xRx : tangage	xRy : roulis	xRz : lacet
	y	yTx : rectitude	yTy : justesse	yTz : rectitude	yRx : roulis	yRy : tangage	yRz : lacet
	z	zTx : rectitude	zTy : rectitude	zTz : justesse	zRx	zRy	zRz

Figure II-30 : Différents défauts dans le guidage des axes d'une machine à mesurer.

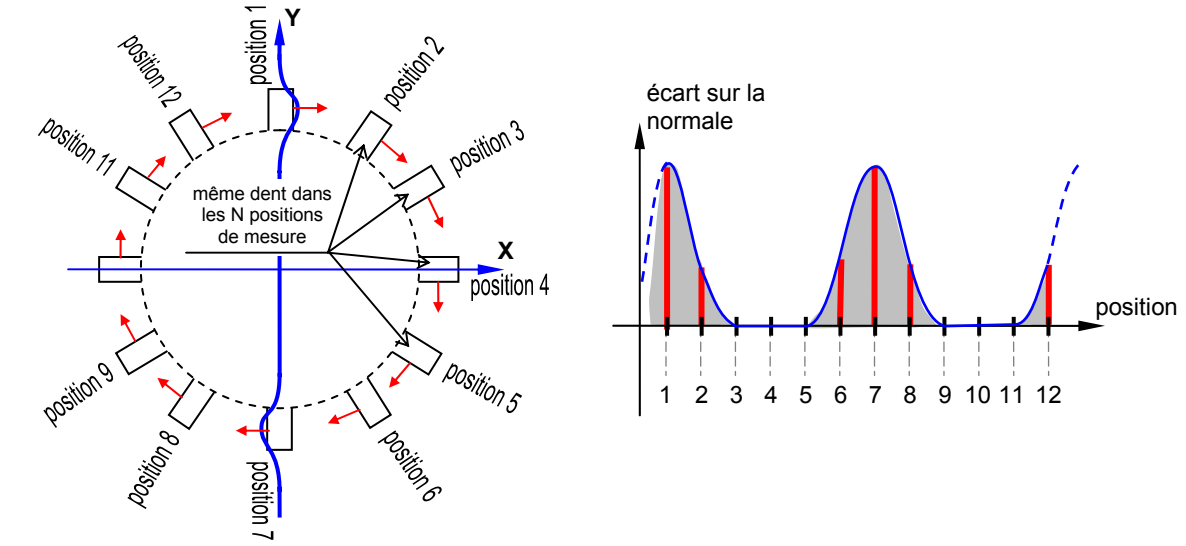
Dans une première approximation, les défauts de rotations seront négligés. En effet, ces erreurs sont à variations lentes et comme l'espace de travail est réduit (le pignon a un

diamètre maximal de 100 mm), l'influence des défauts de rotation reste faible lorsque le palpeur se déplace d'un coté à l'autre du pignon. En tout état de cause, la prise en compte de ces défauts de rotation relève de la même méthodologie.

Mathématiquement, toute fonction est décomposable en une fonction paire et une fonction impaire. Le défaut de chaque axe est donc modélisable par la somme d'une fonction paire et d'une fonction impaire. Ce sont ces deux types de fonctions qui sont analysés pour voir leur influence sur les mesures. La partie paire de la rectitude yTx, peut être étudiée, par exemple, sur la mesure d'une dent nominale, théoriquement définie, d'un pignon de 12 dents. Lorsque cette dent est mesurée dans les 12 positions, ce défaut pair de rectitude se traduit tantôt par un écart positif, tantôt par un écart négatif sur la normale (figure II-31a). Comme l'incrément est constant, sur un tour la somme des défauts dus à la partie paire de la rectitude est nulle. La partie paire de la rectitude yTx est dite à « intégrale nulle sur un tour ».



a / partie paire du défaut de rectitude yTx



b / partie impaire du défaut de rectitude yTx

Figure II-31 : Influence d'un défaut de rectitude yTx, projeté sur la normale d'un point d'une dent donnée, mesuré dans les toutes les positions du multi-retournement.

En revanche, la partie impaire de la rectitude yTx n'est pas identifiable car la somme des défauts n'est pas à intégrale nulle sur un tour (figure II-31b). La partie linéaire de ce défaut est néanmoins identifiable, elle correspond en fait à un défaut de perpendicularité XY. En privilégiant l'axe X comme référence, la signature de ce défaut sur la pièce est une sinusoïde admettant pour période un demi tour non centrée sur zéro. Pour ne pas privilégier l'axe X, il suffit d'effectuer une rotation d'un angle égal à la moitié du défaut de perpendicularité à toutes les positions de mesure. Dans ce cas, la signature est une sinusoïde admettant pour période un demi tour mais centrée sur zéro, elle est donc à intégrale nulle sur un tour. Lors de l'étude du pignon par « multi-retournement », les écarts de positions identifiés ne privilégient aucun des deux axes, l'ensemble des mesures est donc positionné de telle sorte que la signature de la perpendicularité soit à intégrale nulle sur un tour. Ce défaut de perpendicularité est donc identifiable, mais la partie impaire de la rectitude yTx n'est pas identifiable dans son ensemble. De même, lorsque le pignon subit une rotation, le défaut de justesse sur zTz n'est pas identifiable car c'est le même défaut qui s'applique à chaque point. Pour le caractériser, il faudrait faire intervenir un mesurande externe parfaitement identifié comme des cales étalons par exemple. Les justesses relatives xTx et yTy sont partiellement identifiables, mais la justesse absolue nécessite le recours à un mesurande extérieur également.

Le multi-retournement permet d'identifier et donc d'éliminer tous les défauts à intégrale nulle sur un tour. Il apparait que ces défauts n'ont pas d'influence sur la valeur de la constante, ils n'ont donc pas d'impact sur la position relative de deux points de deux familles différentes. Dans ce cas, après la mesure d'un même point lié à la pièce dans toutes les positions, les défauts machine s'annule par addition. Les constantes à identifier pour déterminer complètement l'« étalon » métrologique ne dépendent donc que des défauts à intégrale non nulle, ils ne sont pas « identifiables » par la méthode de « multi-retournement ». Ces défauts pourront être négligés, car ils sont potentiellement diminués grâce à l'inclinaison des normales par rapport aux axes de la machine à mesurer tridimensionnelle. De plus, la localisation du défaut machine n'affecte les points de mesures que pour certaines positions, ce qui après l'effet de moyenne, tend à relativiser l'influence de ces défauts. La figure II-32 recense toutes les défauts machines identifiables et ceux qui ne le sont pas. Une simulation informatique des défauts machine appliquée au dépouillement d'un pignon théorique par multi-retournement nous a permis de confirmer ces résultats.

Perpendicularités

XY : défaut totalement identifié

XZ : défaut totalement identifié

YZ : défaut totalement identifié

Rectitudes

xTy, yTx : partie paire des défauts totalement identifiée
partie linéaire de la partie impaire totalement identifiée
le reste n'est pas identifiable

xTz, yTz : partie impaire des défauts totalement identifiée
partie paire des défauts non identifiable

zTx, zTy : défaut totalement identifié

Justesses

xTx, yTy : partie paire des défauts totalement identifiée *(justesses relatives)*
partie linéaire de la partie impaire totalement identifiée *(justesses relatives)*
le reste n'est pas identifiable

zTz : défaut non identifiable

La justesse est caractérisée d'un axe par rapport à l'autre. L'évaluation de la justesse absolue d'un axe ne peut se faire que par l'intermédiaire d'un moyen externe comme des cales étalons par exemple.

Figure II-32 : Défauts de la machine à mesurer tridimensionnelle identifiables (naturellement filtrés) par multi-retournement.

En conclusion, tous les défauts machine à intégrale nulle sur un tour seront identifiés et peuvent donc être éliminés sur l'image métrologique de la pièce de façon à obtenir un « étalon » métrologique. Autrement dit, tous les défauts à intégrale nulle sur un tour n'auront aucune influence sur la somme des écarts de géométrie du pignon en un point donné. Les autres défauts pourront être négligés car ils sont potentiellement diminués du fait de l'inclinaison des normales par rapport aux axes machine, et du fait qu'ils ne perturbent pas la mesure du même point dans toutes les positions de mesure. Si seulement quelques points d'une même famille sont affectés par un défaut non identifiable par la méthode, le phénomène de moyenne limite l'influence de ces défauts sur le mesurande. L'ensemble de ces défauts systématiques non identifiables, des écarts de mesure à caractère aléatoire et les dérives de la machine à mesurer tridimensionnelle au cours de la mesure de la pièce dans toutes les positions qui la laisse nominalement invariante, constitue un résidu. L'amplitude du résidu est un indicateur, pas toujours suffisant pour qualifier la qualité métrologique de l' « étalon » ainsi déterminé. L'amplitude de ce résidu est cohérente avec la répétabilité de la machine à mesurer tridimensionnelle utilisée, elle permet donc d'affiner les hypothèses formulées à ce sujet.

2.4.4. Mise en œuvre du multi-retournement

2.4.4.1. Protocole expérimental

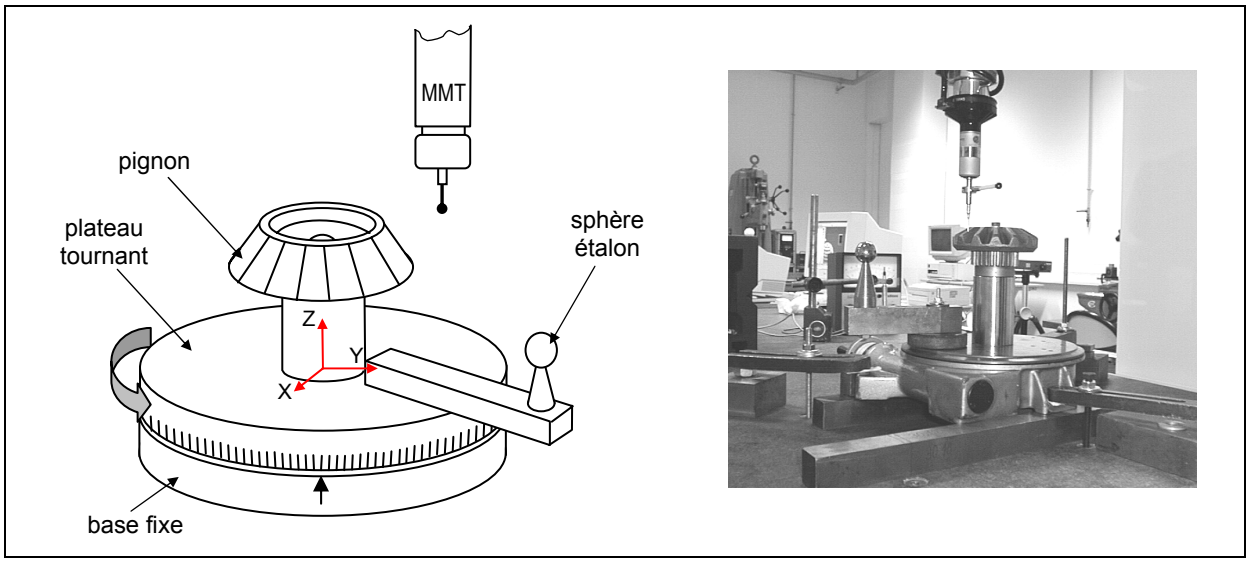


Figure II-33 : Mise en œuvre du « multi-retournement ».

Le « multi-retournement » afin d'établir un « étalon » métrologique a été mis en œuvre sur un planétaire de différentiel de 14 dents. La séparation des écarts nécessite, que pour toutes les positions de mesure, les points de mesure soient les mêmes au niveau de la pièce et au niveau de l'espace machine. Pour ce faire, la pièce et le repère de mesure de la machine doivent être soigneusement alignés sur l'axe de rotation du plateau. Le centrage du pignon sur le plateau tournant a été réalisé à l'aide d'un comparateur. Le plateau est équipé d'une sphère étalon (figure II-33). Le référentiel de mesure a été construit à partir du mesurage de la sphère d'étalonnage dans huit positions du plateau, décalées de 45° entre deux positions. Le palpage de la sphère d'étalonnage en huit positions distinctes permet de trouver le centre et le plan orbital du plateau. La combinaison de ces deux éléments impose l'axe vertical du référentiel de mesure. Dans ce référentiel, les 14 mesures du pignon seront effectuées en faisant tourner le plateau de 360/14° entre chaque mesure. Ces 14 fichiers de points mesurés, vont ensuite être dépouillés conformément aux stratégies évoquées avant.

Des algorithmes de tri afin d'opérer les différentes permutations circulaires nécessaires pour aboutir à la séparation des erreurs ont été automatisés.

2.4.4.2. Résultats expérimentaux

Après optimisation pour supprimer l'erreur de position du plateau, les écarts de géométrie liés au planétaire en chaque point s sont définis à une constante près par famille. Cette constante $\frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} E_{m\ j,q}$ est liée aux défauts de la machine à mesurer tridimensionnelle. L'analyse précédente aboutie à la conclusion que cette somme est très faible. L'écart de géométrie d'un point s du pignon est donc égal, après suppression de l'erreur de position du plateau à :

$$E_{p\ n,q} \approx \frac{1}{N} \cdot \sum_{j=1}^{N} E_{t\ (n+j-2)\otimes N,q}^{\ j}$$

L'analyse des mesures pour chaque position donne N images des erreurs individuelles de pas entachées des erreurs de la machine à mesurer tridimensionnelle. Les erreurs individuelles de pas d'un pignon « étalon » exemptes des défauts systématiques de la machine à mesurer sont obtenues par un calcul de moyenne sur l'erreur individuelle de pas pour les 14 positions de mesure (figure II-34).

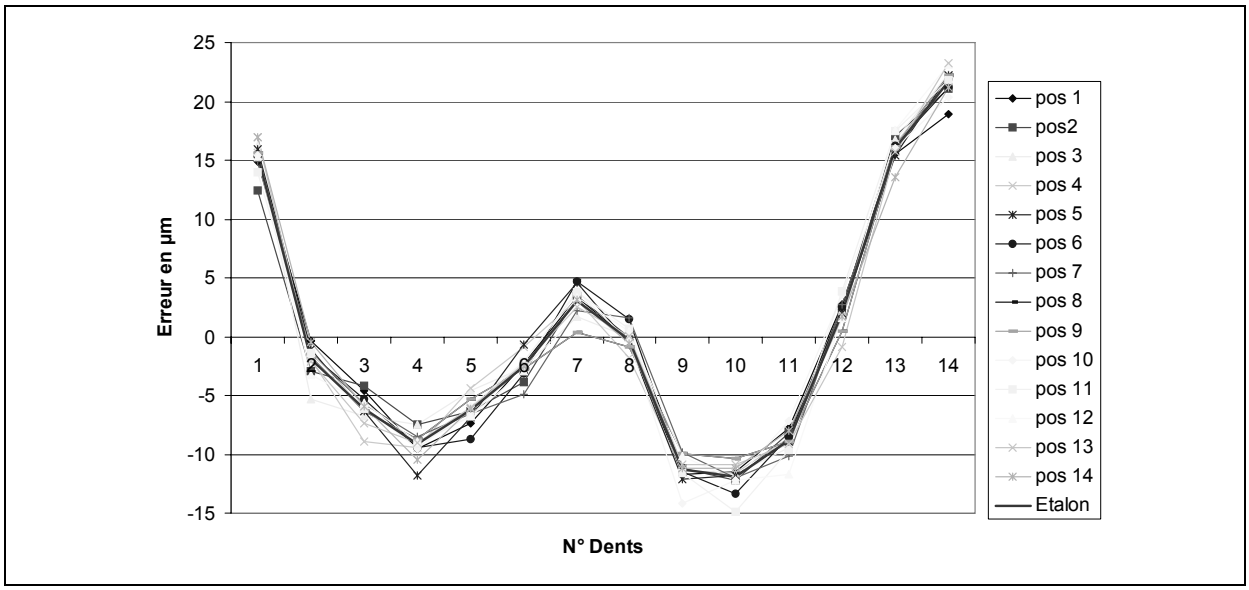


Figure II-34 : Erreurs individuelles de pas des N mesures et de l'étalon (moyenne).

La différence de chaque mesure faite pour les N positions du plateau avec le résultat du pignon « étalon », dans le repère lié à la machine, donne les défauts pratiques de la machine à mesurer tridimensionnelle traduite en leur influence sur les erreurs individuelles de pas de la roue dentée (figure II-35).

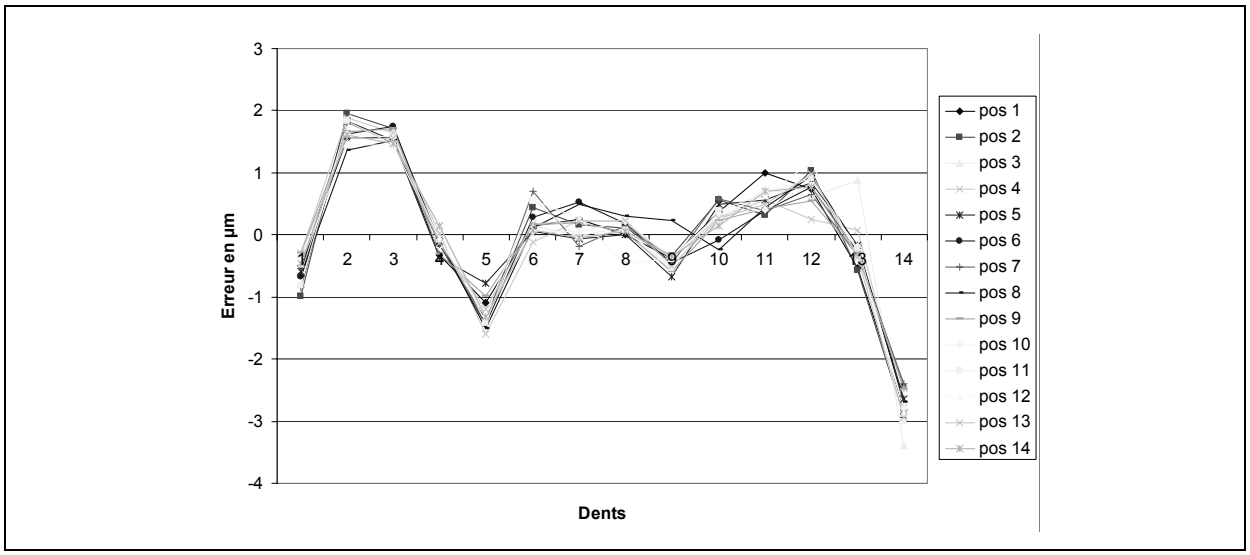


Figure II-35 : Différence des erreurs individuelles de pas des N mesures avec l'étalon dans le référentiel lié à la machine à mesurer tridimensionnelle.

Sur cette « signature », il est possible d'identifier une erreur du second ordre sur les angles positionnant les dents, caractérisant l'erreur de linéarité relative des règles X et Y de la machine couplée avec l'erreur de perpendicularité XY. L'amplitude globale est de 0,78 micromètre. Le défaut du troisième ordre d'amplitude 1,2 micromètres relevé est caractéristique du défaut hexagonal du palpeur dynamique utilisé (voir figure I-37), il représente le principal défaut systématique du système de mesure. La connaissance de son influence sur la mesure permet d'envisager la correction de ce phénomène si les mesures attendues doivent être précises.

La variation autour de la valeur moyenne des erreurs individuelles de pas caractérise la répétabilité pratique sur sa détermination (figure II-36). On obtient un écart type de 0,21 micromètre, alors que l'incertitude de répétabilité sur cette caractéristique avait été estimée à ± 0,27 micromètres avec un facteur d'élargissement égal à 2 au paragraphe §2.3.1. Ces résultats sont tout à fait cohérents et crédibilisent la démarche d'estimation des incertitudes dues à la répétabilité de la machine.

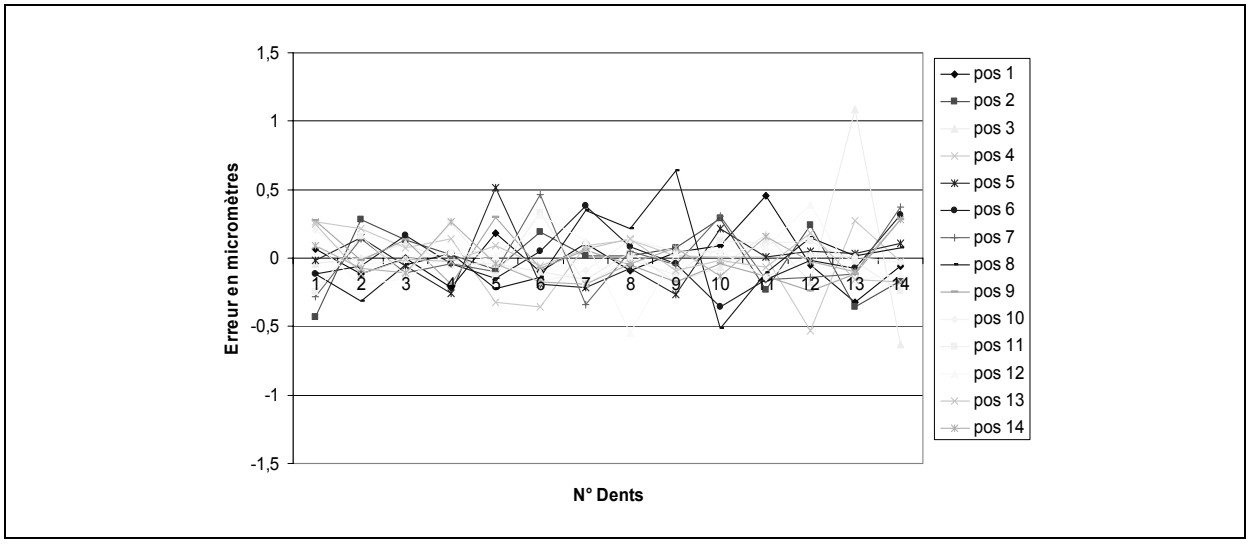


Figure II-36 : Répétabilité de la machine sur les erreurs individuelles de pas.

2.5. Conclusion partielle

La caractérisation des défauts sur les dentures de pignons est actuellement dépendante de l'interaction pièce-outil-processus. S'appuyant probablement sur les moyens de génération de denture par enlèvement de matière sur machines à tailler, la norme propose un contrôle de l'erreur de pas en un point par flanc seulement. Ce contrôle peut dans la plupart des cas déceler un mauvais réglage de la cinématique de la machine à tailler ou une dérive de ce réglage. Cependant, le mesurande ainsi défini n'est pas capable de rendre compte de tous les défauts avec une faible incertitude. La position de l'appareil de mesure de la division peut, par exemple, inclure ou non l'ondulation de profil générée par les défauts de réalisation du système roue et vis sans fin qui entraîne le pignon dans le calcul du pas. Il s'avère qu'en changeant l'outil (outil de taillage remplacé par une matrice) ou le processus (enlèvement de matière remplacé par le formage), ce contrôle n'est plus adapté puisque ce nouveau type d'obtention est plus propice à l'apparition de défauts locaux qui ne sont pas détectables par la mesure du pas en un seul point par flanc. La zone active sur chaque flanc étant beaucoup plus large que le point au voisinage du cercle primitif, ces défauts locaux doivent être mis en évidence pour que le contrôle effectué soit plus représentatif de la fonctionnalité du pignon.

Comme le mesurande actuel n'est pas suffisamment fiable ni pour déceler un défaut du processus de fabrication, ni pour juger la qualité de fonctionnement, une évolution du mesurande doit être envisagée. Cette évolution du mesurande ne remet pas en cause les définitions normalisées qui qualifie le fonctionnement du pignon, il propose une autre stratégie de contrôle pour évaluer chacun des paramètres fonctionnels. Le pas peut ainsi être évalué à partir d'une image globale de chaque flanc mesuré en un grand nombre de points. Un compromis entre la précision du résultat attendu et le temps de mesure détermine la finesse du quadrillage des points à acquérir. Ce mesurande, indépendant de l'interaction pièce-outil-processus, devrait donc être privilégié devant celui proposé par la norme qui dépend davantage du processus d'obtention de pignon par enlèvement de matière sur machines à tailler. Le nouveau mesurande permet, en plus, de réduire l'incertitude sur le résultat délivré. Il rend mieux compte de la fonctionnalité du pignon, même s'il ne remplace pas un véritable contrôle de fonctionnalité par engrènométrie par exemple.

Cette évolution est aujourd'hui envisageable car d'une part l'amélioration de la stabilité des machines à mesurer tridimensionnelle qui autorise des temps d'acquisition plus long et d'autre part par les moyens de calculs permettent aujourd'hui le traitement d'un grand nombre de données assez rapidement. La méthode mathématique, dite de la « base orthonormale », utilisée présente l'avantage d'extraire de l'image géométrique du pignon les valeurs des paramètres fonctionnels ou des paramètres de réglage du processus de fabrication. La concertation entre les différents experts doit aboutir au choix de ces paramètres pour que les vecteurs « signatures » puissent être implémentés dans la méthode. Elle reste évolutive dans le sens où l'ajout d'un vecteur est possible à tout moment dès l'instant que les hypothèses formulées sont vérifiées. L'automatisation du calcul peut rendre l'application totalement transparente. L'opérateur, utilisateur de la méthode, n'a besoin que des paramètres qui ont une signification physique pour les interpréter rapidement afin d'effectuer un réglage sur le processus de fabrication ou de juger la qualité fonctionnelle de sa pièce. La méthode est limitée par la connaissance de l'influence de chaque source de déformation sur la géométrie du modèle nominal. Mathématiquement, il est possible d'ajouter autant de vecteurs qu'on le souhaite pour identifier des déformations quelconques à la manière de T. Pfeifer [PFE01], mais cela n'a guère d'intérêts s'ils ne sont pas liés à des phénomènes physiques et/ou technologiques de fabrication ou de fonctionnement.

L'étude des données mesurées peut être conduite dans différents référentiels. La séparation du référentiel de mesure de celui d'analyse évite une interprétation sur un défaut de la pièce alors qu'il s'agit d'un défaut de positionnement de celle-ci lors de sa mesure. D'un point de vue fonctionnel, le repositionnement du pignon autour de son alésage est le plus judicieux. Au cours de la fabrication d'un pignon conique forgé « net shape », l'évaluation intrinsèque de la denture peut être envisagée en considérant l'axe propre de la denture. Cette approche peut également être menée sur le pignon terminé, en considérant l'indépendance entre les erreurs de pas propres à la denture et l'excentration alésage – denture. Dans ce cas où le principe d'indépendance est respecté, l'interprétation des résultats pour corriger le processus de fabrication est facilité par la non superposition ou l'interaction de phénomènes. En revanche, il traduit moins bien la fonctionnalité réelle du pignon. D'autres analyses peuvent être envisagées, avec comme pré requis la fonctionnalité attendue du pignon, pour trouver les conditions optimales de fonctionnement.

Par extension, le contrôle du profil ou de la distorsion sur une seule ligne n'est pas suffisant puisque la zone active est plus large qu'une ligne. L'utilisation de l'image métrologique globale du flanc permet de déterminer l'inclinaison de profil ou l'inclinaison longitudinale. Pour respecter le principe d'indépendance, la détermination de l'inclinaison de profil se fait après filtrage de l'erreur de pas, la détermination de l'ondulation de profil se fait après filtrage de l'erreur de pas et de l'erreur d'inclinaison de profil, etc… Associé à une cartographie des écarts de la topographie des flancs, le calcul d'écart de profil et de distorsion conduit rapidement à la détection d'un défaut localisé.

Enfin, le recours aux étalons, pour l'engrènométrie, mais aussi pour qualifier les moyens de mesure, est une nécessité dans le contrôle d'engrenage. L'obtention d'étalons physiques étant coûteuse la notion d' « étalon » métrologique peut être mise en place par la mise en œuvre d'un « multi-retournement ». Dans ce cas, le mesurande est encore plus riche puisqu'il prend en compte l'ensemble des points de mesure d'un pignon mesuré, par la stratégie précédemment décrite, dans toutes les positions qui le laisse nominalement invariant. L'analyse des données issues de la mesure de chacune des positions comparées relativement aux autres permet d'établir une image métrologique du pignon suffisamment précise au regard de la qualité demandée par le cahier des charges. Cette image métrologique sera considérée comme un « étalon » dans le sens où sa géométrie est connue avec finesse. La connaissance de cet étalon permet d'envisager un suivi de la qualité de la machine à mesurer tridimensionnelle et de vérifier sa stabilité dans le temps. Il est même possible d'envisager une correction locale des erreurs systématiques de la machine à mesurer si le degré de qualité attendu sur le résultat de mesure est élevé. Pour le cas de pignons de différentiel, la connaissance de l'amplitude des défauts systématiques et aléatoires est pour l'instant suffisant dans la mesure où elle est faible devant les écarts autorisés.

Le choix du mesurande est donc essentiel pour que le contrôle géométrique s'approche au mieux d'un contrôle de fonctionnalité, pour qualifier finement une pièce afin de l'utiliser comme référence pour assurer le suivi de la stabilité des machines de contrôle et pour déceler les sources des défauts de réalisation et les améliorations potentielles du processus de fabrication. Le chapitre suivant décrit quelques applications possibles pour améliorer les connaissances du processus de fabrication du pignon forgé « net shape » par l'analyse dimensionnelle et géométrique de la pièce réalisée.

Chapitre 3

Application du nouveau mesurande pour l'analyse de quelques états du produit au cours de son processus de fabrication

L'objectif des travaux de recherche menés est d'améliorer la compréhension du processus de fabrication des pignons coniques forgés « net shape » par une approche dimensionnelle. Ce chapitre tend à démontrer la faisabilité de remplir cet objectif, sans toutefois avoir la prétention de dire que l'ensemble du processus est aujourd'hui maîtrisé grâce à cette approche.

Le chapitre est initié par l'étude d'une pièce géométriquement plus simple que le pignon, un carter de frein de camion, obtenu par emboutissage et étirage. Même si cette pièce est de géométrie plus simple, elle utilise la déformation plastique comme procédé d'obtention ; ce sont donc les mêmes types de moyens de production qui sont étudiés. Ce travail préliminaire a pour but de montrer que l'amélioration des connaissances d'un processus de fabrication par déformation plastique est possible grâce à l'analyse dimensionnelle des pièces réalisées. De nombreux travaux sur le comportement des machines outils ont déjà été réalisés, mais la formalisation de la connaissance du comportement des presses et de leur environnement reste à ce jour assez rare [ARE00, BIG03b, CHO00]. Le développement de l'obtention de pièces forgées « net shape », sans reprise de finition oblige à mieux maitriser les ressources de formage.

Dans un second temps, seront présentés l'ensemble des contrôles systématiques, ou statistiques qui ont été mis en place pour mieux comprendre la chaîne de production du pignon conique forgé « net shape ». Le processus de production industriel n'est pas ici remis en cause. Le contrôle des pignons avec le mesurande proposé au chapitre précédent montre l'apport de connaissance possible sur quelques états du produit au cours de son processus de fabrication. Ces nouvelles connaissances permettent, par exemple, l'amélioration des moyens de contrôle dédiés aux réglages des outillages de mieux comprendre les phénomènes d'usure pour envisager l'amélioration des outillages ou d'évaluer la part de la déformation des pignons due au traitement thermique.

3.1. Principe de la qualification de l'interaction produit - procédé - processus par une approche dimensionnelle

3.1.1. Présentation du carter de frein de camion et de son processus d'obtention

Ces travaux ont été réalisés dans le cadre d'un partenariat avec le site de Lisieux (Normandie) de l'entreprise Knorr-Bremse. Le carter de frein de camion étudié est globalement une pièce de révolution, dont la section est en forme de « U ». La pièce finale est obtenue en trois phases de fabrication : la première consiste tout simplement à emboutir un flanc de tôle de façon à obtenir une préforme, les deux étapes suivantes consistent à étirer la préforme par filage direct afin d'obtenir la pièce finale. La figure III-1 montre le carter à ses trois phases de fabrication.

phase 1 : emboutissage | phase 2 : étirage | phase 3 : étirage

Figure III-1 : Carter de frein de camion aux différentes phases de sa réalisation.

Ces trois pièces sont obtenues en un seul coup de presse. Les trois matrices sont montées côte à côte sur le coulisseau d'une même presse. Les trois outils sont positionnés de telle sorte que les fonds des trois pièces soient alignés. Après chaque coup de presse, un système de transfert à pas de pèlerin déplace les pièces d'un poste à l'autre. Ainsi, il faut trois descentes du coulisseau de la presse pour fabriquer une pièce ; à chaque remontée du coulisseau de la presse, un carter est terminé, et deux autres sont en cours de fabrication. Le schéma de principe du processus de fabrication est globalement résumé sur la figure III-2.

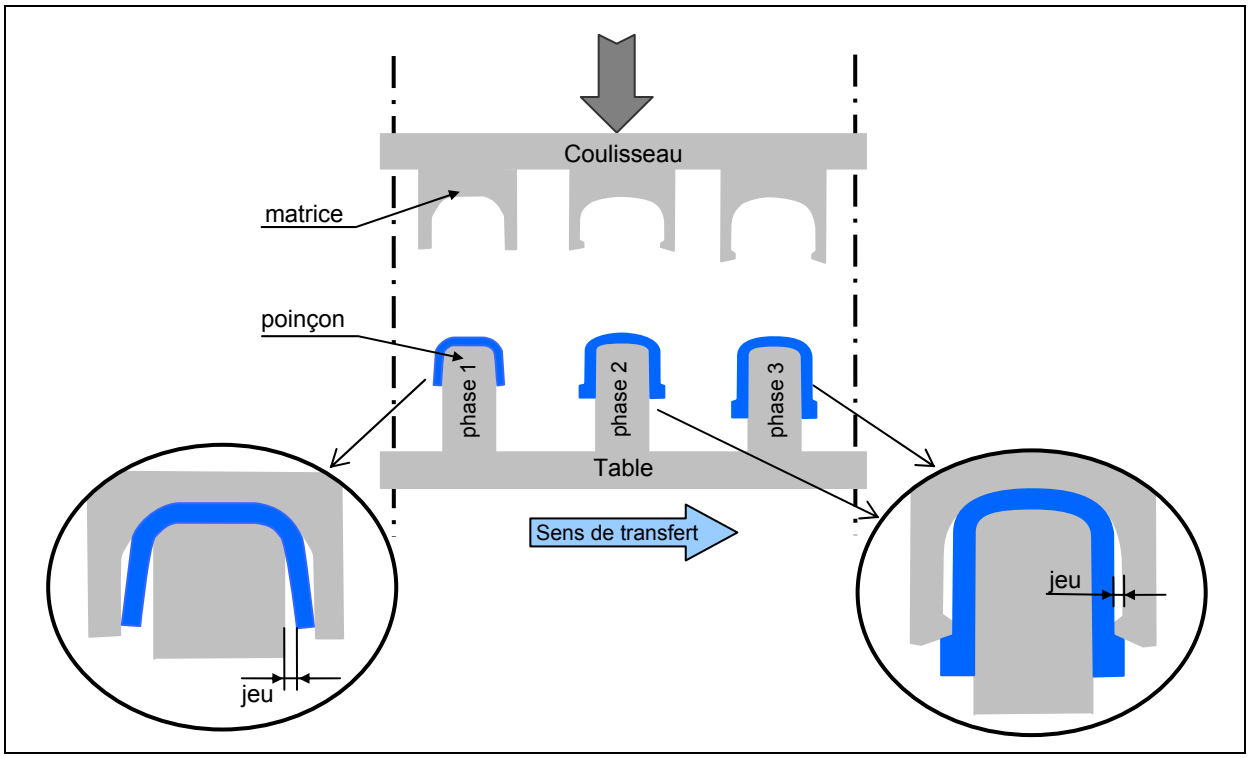


Figure III-2 : Principe schématique de l'obtention du carter de frein de camion.

L'objectif de ces travaux est, principalement, d'estimer l'influence du retour élastique des pièces sur la phase suivante du processus de fabrication et sur la qualité du carter finalement obtenu. Deux études ont été menées en parallèle au sein du laboratoire, l'une par éléments finis sur logiciel de déformations plastiques en deux dimensions, l'autre par analyse dimensionnelle de pièces. La simulation numérique prenant en compte des géométries d'outillages parfaites, une cinématique de machine idéale et une lubrification modélisée, il est intéressant d'étudier la géométrie réelle sur quelques pièces pour estimer la pertinence du résultat numérique. Pour ce faire, six lots de trois pièces ont été prélevés en cours de production stabilisée. A chaque arrêt de la production, les trois pièces issues d'un même coup de presse ont été prélevées, et le sens de transfert y a été inscrit par gravure. Avant l'introduction d'un flanc de tôle sur le premier poste d'emboutissage, le sens de laminage du flanc a également été repéré par une marque permanente. Parmi les six lots prélevés, une attention particulière a été prise pour que le sens de laminage du flanc ne soit pas toujours orienté de la même façon par rapport au sens de transfert. C'est l'analyse métrologique de ces six lots de trois pièces, en vue de comprendre, en partie, le processus de fabrication qui est présentée ici.

3.1.2. Procédure métrologique mise en œuvre

Chaque lot de pièce a été mesuré sur machine à mesurer tridimensionnelle (figure III-3). Le fond de la pièce n'étant pas le plus intéressant à étudier pour l'influence du retour

élastique, seule la partie tubulaire, appelée « jupe », a été mesurée. La méconnaissance, à priori, des défauts géométriques sur les différentes pièces impose une mesure exhaustive, avec un pas relativement fin entre deux points. Il a été choisi de mesurer chaque cercle, intérieur et extérieur, en 200 points de mesure, ce qui représente un pas curviligne de 2,5 millimètres et de mesurer un cercle tout les 3 millimètres en altitude (figure III-4). Les points répartis sur les cercles intérieurs et extérieurs ont été choisis en vis-à-vis (sur un même rayon), de façon à pouvoir exprimer l'épaisseur de la jupe. Il aurait été possible de réduire le pas vertical, pour réduire le temps de mesure important. Avec le mesurande ainsi proposé, la mesure d'un lot de trois pièces durait environ treize heures. Ce temps de mesure élevé n'est pas trop pénalisant car il ne s'agit pas d'un contrôle industriel. De plus, les mesures se sont faites en temps masqué durant la nuit, ce qui laissait la machine disponible en journée pour d'autres utilisations.

Figure III-3 : Installation pour les mesures du carter à ses trois phases de fabrication.

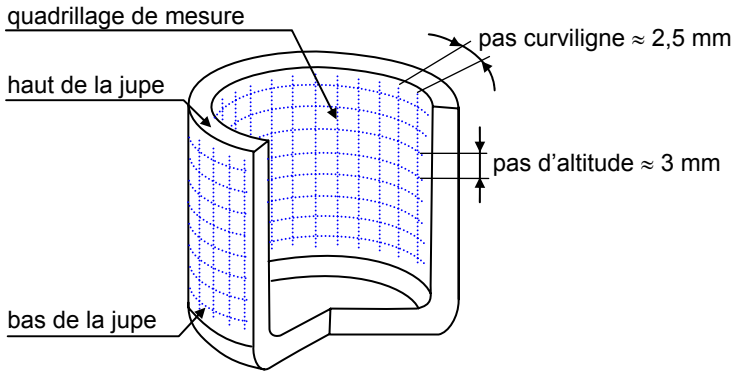


Figure III-4 : Définition du mesurande de la jupe du carter de frein.

La procédure d'analyse des résultats relève de la même méthodologie que celle présentée pour les pignons coniques forgés « net shape ». Le traitement mathématique commence par différentier le repère d'analyse du repère de mesure, par un repositionnement de la pièce mesurée par rapport à la géométrie nominale selon le critère des moindres carrés. L'étude des topographies d'écarts géométriques et dimensionnels sur la pièce qualifie et quantifie les modes de déformation du carter de frein. Les calculs effectués sont simplifiés par la forme tubulaire de la pièce étudiée. Par exemple, la variation d'épaisseur de la jupe sur une section, conséquence directe de l'éloignement entre les centres des cercles intérieur et extérieur optimisés selon le critère des moindres carrés,

traduit directement l'excentration du poinçon par rapport à la matrice. La variation d'épaisseur suivant une génératrice traduit un défaut de guidage de la matrice par rapport au poinçon, c'est-à-dire un défaut de guidage du coulisseau par rapport à la table fixe de la presse.

3.1.3. Principales constations sur le processus de réalisation

Les résultats présentés ici sont les conclusions majeures du contrôle de quatre lots de trois pièces constituant les trois phases de réalisation du carter. Il s'agit de l'orientation du retour élastique pour la phase d'emboutissage et les phases d'étirages ainsi que du guidage du coulisseau par rapport à la table fixe de la presse.

- **Retour élastique de la phase d'emboutissage**

Lors de cette phase, l'épaisseur du flanc de tôle n'est pas calibrée ; le jeu entre la matrice et le poinçon est suffisant pour que le flanc de tôle puisse s'y loger. L'opération d'emboutissage fait varier l'épaisseur du flanc de tôle le long d'une génératrice de la jupe : elle a tendance à diminuer dans la zone de pliage dans le rayon du poinçon (retreint) alors qu'elle a tendance à augmenter à l'autre extrémité de la jupe (expansion). A cette opération, il s'agit d'obtenir une préforme pour les phases d'étirage. Le plus important est donc de former le pli en fond de carter, le calibrage de l'épaisseur de la jupe étant réalisé par la suite dans les phases d'étirage. Compte tenu de l'anisotropie du flanc de tôle donné par le laminage, le retour élastique n'est pas homogène sur toute la circonférence de la pièce obtenue. Après retour élastique, le cercle se déforme suivant une ellipse dont le grand axe est quasiment aligné avec le sens de laminage noté « L » (figure III-5). Ce phénomène s'explique par l'anisotropie du matériau résultant du laminage. De plus, le retour élastique a tendance à ouvrir le carter de façon conique. La section proche du coté ouvert du carter est plus grande que la section proche du fond. Ce résultat a été corrélé avec la simulation numérique par élément fini sans aucun problème [BIG03a]. Le sens de transfert noté « T » n'a aucune influence sur le retour élastique au cours de cette phase de fabrication. Le sens de transfert est fixe par rapport à la géométrie du poinçon et de la matrice. Comme l'écart entre le poinçon et la matrice est suffisant pour laisser du jeu entre le flanc de tôle et le poinçon, même avec un mauvais centrage entre le poinçon et la matrice, la formation du haut de la jupe ne dépend que de la matrice. Le défaut de centrage agit davantage dans la zone de pliage sur le rayon du poinçon. La variation d'épaisseur sur la circonférence dans cette zone, comme le défaut de forme de la matrice en haut de la jupe, ont donc une influence négligeable, par rapport au sens de laminage du flanc de tôle, sur le retour élastique du carter de frein dans la phase d'emboutissage.

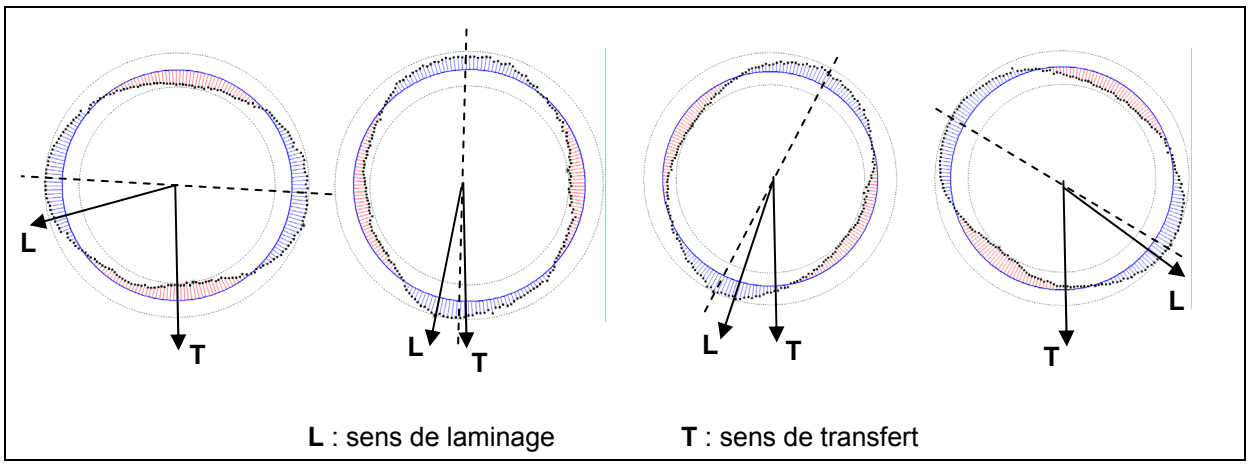


Figure III-5 : Défaut de forme de la phase 1 du carter après retour élastique.

- **Retour élastique des phases d'étirage**

Dans les deux phases d'étirage, l'épaisseur de la jupe est réduite de façon à allonger sa longueur. L'influence du laminage va moins se faire sentir sur le retour élastique pour ces phases de réalisation. En effet, le retour élastique se traduit, pour ces deux phases d'étirage, toujours par une ovalisation (déformation du cercle en ellipse) non plus suivant le sens de laminage, mais suivant le sens de transfert (figure III-6 et III-7). Le retour élastique n'est donc pas homogène sur une même section, le retour élastique transforme le cylindre formé en cône à base elliptique.

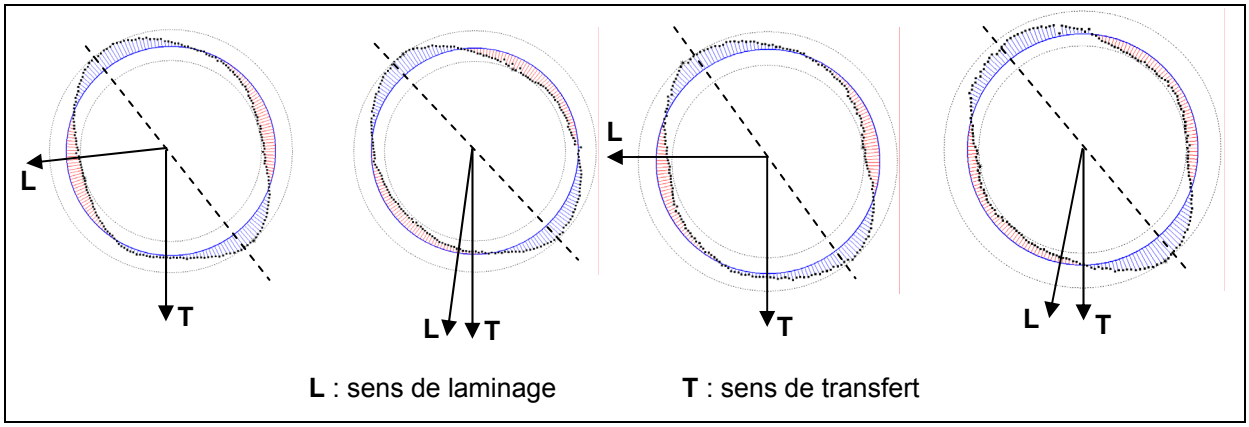


Figure III-6 : Défaut de forme de la phase 2 du carter après retour élastique.

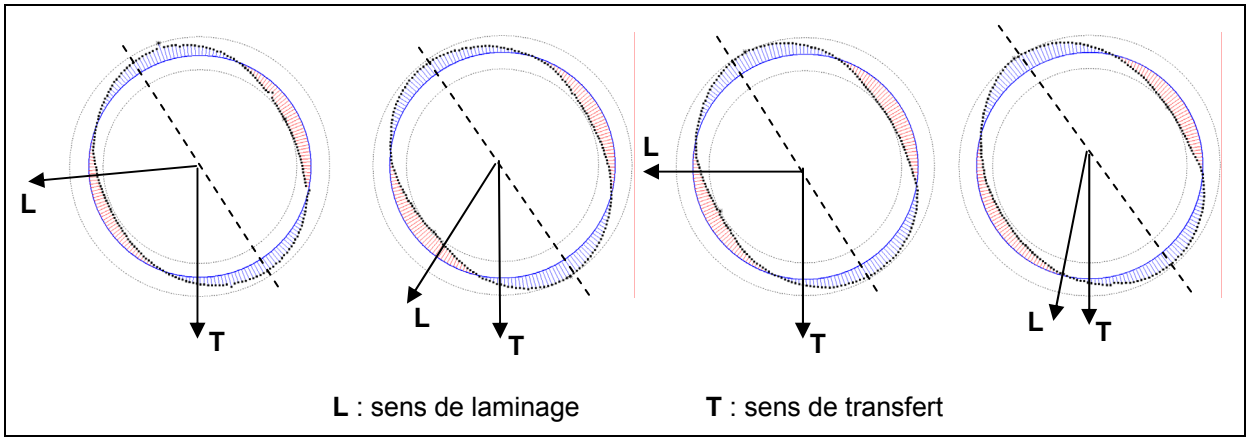


Figure III-7 : Défaut de forme de la phase 3 du carter après retour élastique.

La forme finale de la jupe aurait pu être attribuée à un défaut de forme des outils (poinçon et matrice). Cependant, les mesures effectuées révèlent une ovalisation des cercles intérieur et extérieur de même orientation, et ceci pour les phases 2 et 3 du processus de fabrication. Comme il est peu probable que les défauts de formes du poinçon et de la matrice aient été alignés pour ces deux phases, il convient de conclure que l'ovalisation des cercles extérieur et intérieur en phase est due au retour élastique. L'analyse des variations d'épaisseurs de la jupe exclue aussi le fait que le retour élastique soit fonction de l'épaisseur de la jupe (figure III-8). Sur cette figure, la mesure de l'épaisseur sur une section de la jupe donne un maximum et un minimum diamétralement opposés mais positionnés sans aucun lien avec l'orientation de l'ovalisation due au retour élastique. Le retour élastique ne dépend donc que du sens de transfert.

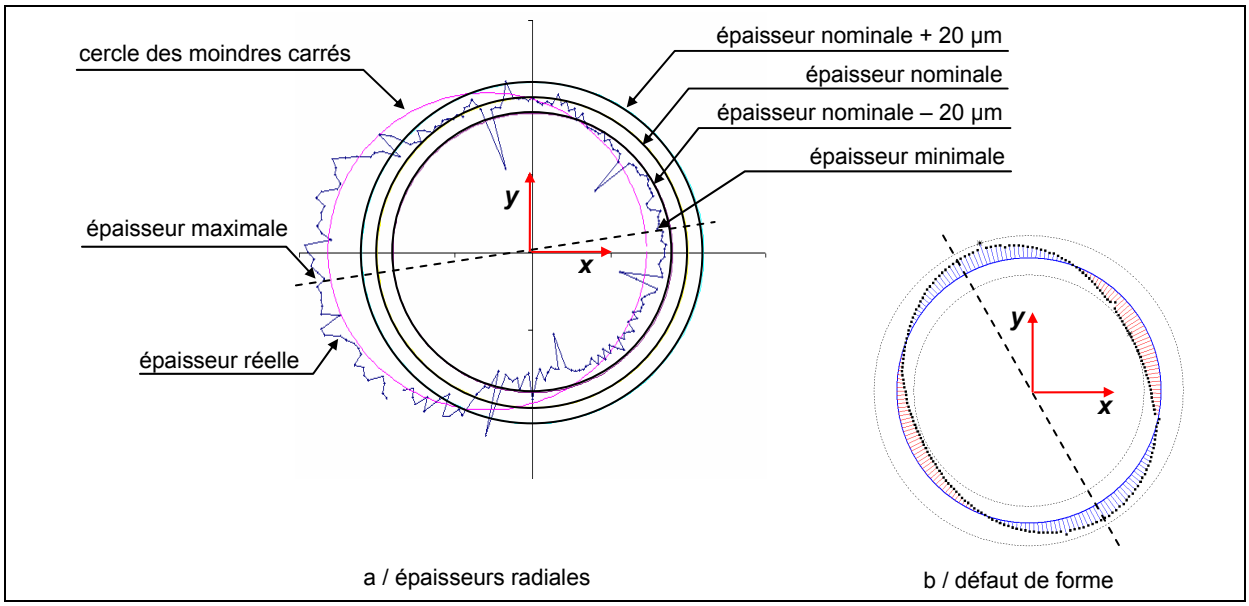


Figure III-8 : Différence d'orientation entre variations d'épaisseur et défaut de forme de la jupe (cercles extérieur et intérieur ont un défaut de forme de même orientation).

Le retour élastique pour les phases d'étirage se matérialise, de façon empirique, par une ovalisation de la jupe orientée suivant le sens de transfert. Aucun lien n'est établi avec le sens de laminage. Au cours de l'étirage, l'anisotropie du matériau n'a donc quasiment plus d'influence. Même si l'interprétation physique du phénomène n'est pas évidente à priori, le fait de savoir que le retour élastique suit une direction privilégiée par rapport au sens de transfert apporte, en soi, une amélioration des connaissances du processus de réalisation. Il reste à invalider l'hypothèse peu probable d'un lien avec le défaut de forme des outillages puis à travailler sur la forme des futurs outillages pour réduire la différence entre les longueurs des axes de l'ellipse.

- **Guidage du coulisseau par rapport à la table**

Le résultat le plus intéressant de l'étude concerne très certainement le guidage du coulisseau par rapport à la table de la presse. En effet, en déterminant l'excentration entre le cercle intérieur et le cercle extérieur pour chaque section, il est possible de la traduire en défaut de guidage du coulisseau.

Pour cela, il faut faire trois hypothèses :

- ✓ La mesure du cylindre intérieur du carter donne une bonne image de l'axe du poinçon. Si la mesure du cylindre intérieur ne reflète pas l'image du poinçon, à cause du retour élastique non homogène sur la circonférence, par exemple, on peut quand même supposer que les déformations du carter s'effectuent de façon symétrique de part et d'autre de l'axe du poinçon sur un même diamètre. La connaissance de cet axe nous donne une référence fixe par rapport à la table de la presse.
- ✓ L'axe des poinçons a un défaut de rectitude négligeable devant le défaut de guidage du coulisseau. Cette hypothèse permet de déterminer l'axe du poinçon par recalage d'un cylindre théorique optimisé au sens des moindres carrés sur le cylindre intérieur du carter mesuré. Cette hypothèse peut sembler vraisemblable si les outils ont été usinés sur des tours de qualité standard, ce qui est le cas de notre étude. Elle peut toutefois se vérifier en regardant l'excentration de chaque cercle

intérieur, recalé au sens des moindres carrés, par rapport à l'axe du cylindre optimisé.

- ✓ Le défaut de parallélisme entre les axes des trois poinçons est négligeable devant le défaut de guidage du coulisseau. La surface de la base de chaque poinçon étant relativement grande par rapport à leur hauteur, il est possible de réaliser une bonne perpendicularité entre la base et l'axe de chaque poinçon. Si cette perpendicularité est bonne sur chaque poinçon, l'assemblage des trois poinçons sur la même table donnera un défaut de parallélisme entre leur axe négligeable.

Avec ces trois hypothèses réalistes et vérifiables, l'optimisation des trois cylindres intérieurs, au sens des moindres carrés, donne une droite de référence unique liée à la table, et figée dans l'espace. La partie active de la matrice étant de faible hauteur, il est possible considérer qu'elle travaille sur un cercle. L'observation de l'excentration du cercle extérieur pour chaque section par rapport à la droite de référence précédemment définie traduit donc le défaut de guidage. Ce qui est intéressant avec ce carter, c'est que le défaut de guidage peut être calculé de façon redondante sur certaines zones de travail de la presse puisque les trois phases de la pièce sont réalisées en une seule descente du coulisseau. Ce calcul redondant autorise un recoupement de données qui permet de vérifier que les hypothèses formulées sont raisonnables. Cette vérification, en elle-même, ne permet pas de confirmer ces hypothèses, mais si les données redondantes sont discordantes alors les hypothèses sont invalidées. En d'autres termes, la redondance est nécessaire mais pas suffisante pour conforter les hypothèses formulées. Si la redondance des données est concluante, elle permettra de diminuer l'incertitude sur le résultat. Le défaut de guidage constaté suivant le sens de transfert est plus faible que le défaut de guidage dans le sens transverse qui lui est orthogonal (figure III-9). Pour comparer les amplitudes du défaut de guidage dans les deux sens, il ne faut pas juste comparer les valeurs maximales et minimales mais regarder le faisceau dans lequel se trouve le défaut de guidage, car la méthode ne permet pas de dissocier le défaut de guidage de l'orientation des poinçons par rapport au coulisseau. L'inclinaison globale du défaut de guidage suivant le sens de transfert est certainement le reflet d'un défaut de perpendicularité entre la table et le coulisseau de la presse. La différence d'amplitudes du défaut de guidage suivant les deux directions s'explique par la distance entre les glissières qui est plus élevée dans le sens de transfert que dans le sens transverse. La qualité du guidage est ainsi meilleure quand la distance entre glissières est élevée car la raideur est plus grande.

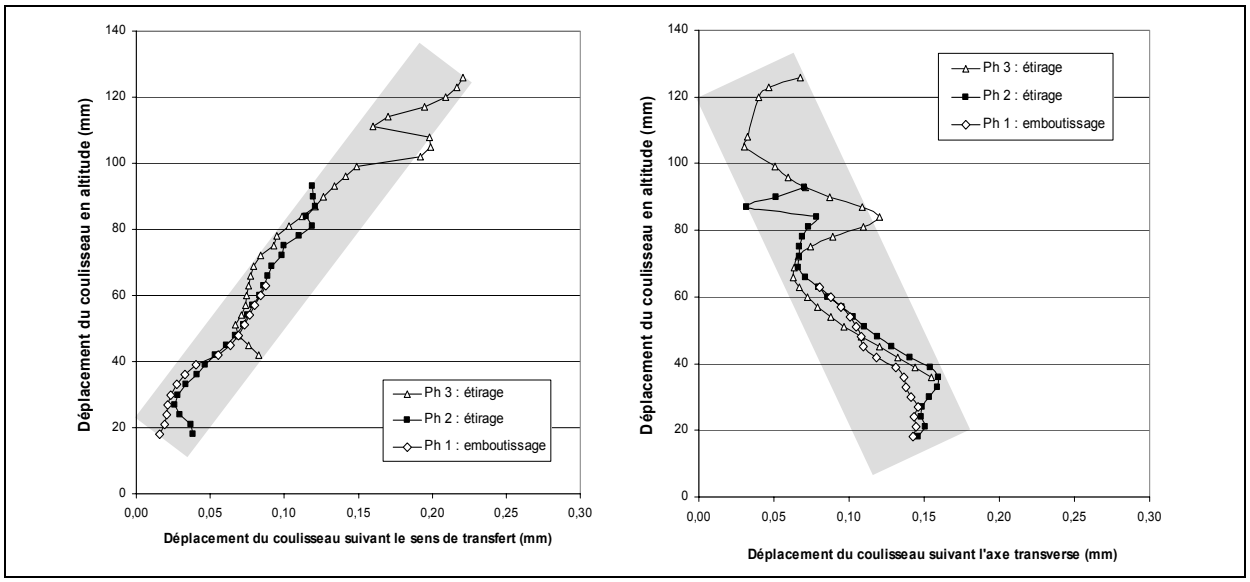


Figure III-9 : Défaut de guidage du coulisseau suivant le sens de transfert et suivant l'axe transverse.

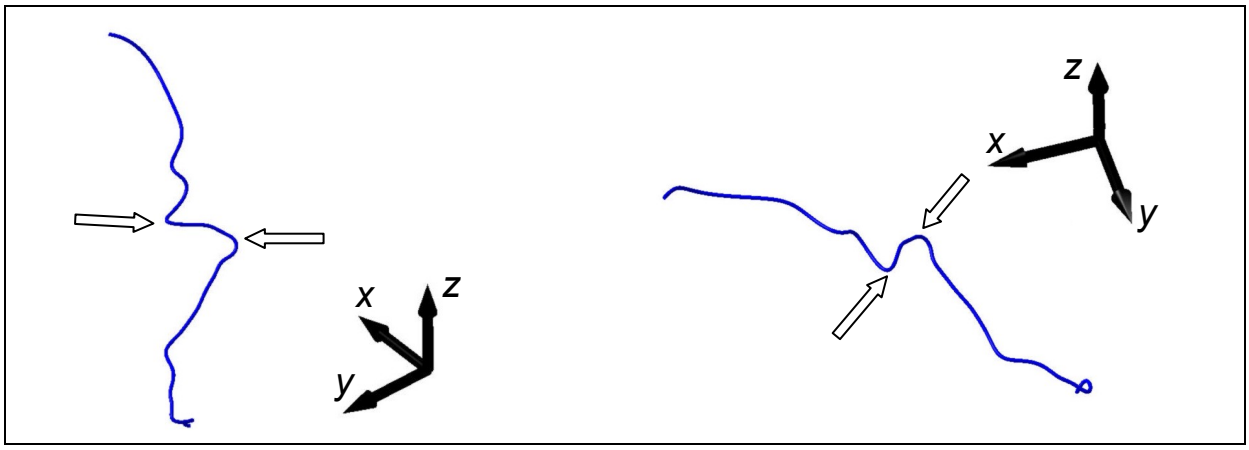


Figure III-10 : Défaut de guidage des matrices en trois dimensions.

Le tracé du défaut de guidage en trois dimensions va mettre en évidence deux points d'inflexion caractéristiques (figure III-10). Ces deux points d'inflexion correspondent également au commencement de la déformation plastique de la deuxième phase de réalisation du carter. Autrement dit, lorsque le deuxième poste sur la presse entre en action, le coulisseau se décale latéralement par rapport à la table à cause du jeu existant dans les glissières. Cela est néfaste pour la durée de vie des glissières, car ces décalages latéraux génèrent un effort localisé important sur la glissière, toujours au même endroit de façon cyclique, et finissent par user les glissières et augmenter le jeu dans les glissières. Le phénomène est donc sans issue et mène jusqu'à la détérioration complète des glissières de la presse. Il s'avère que sur cet exemple, une opération de maintenance a due être effectuée pour réparer les glissières juste avant que les conclusions soient fournies au partenaire industriel. Avec un peu plus d'anticipation, ce phénomène aurait pu se prévoir et être intégré dans les opérations de maintenance préventive. Mieux encore, une modification d'outillages aurait pu être envisagée afin de dissocier les fonctions. L'ajout de guidages précontraints pour chaque passe assurerait la fonction de guidage des outillages, et la presse assurerait la fonction de génération d'effort. Le guidage de la presse devient alors secondaire et il est envisageable d'accepter un jeu de fonctionnement de ces glissières important. Du point de vue de la maintenance, changer un guidage d'outillage devient beaucoup moins délicat qu'une opération de remise en état des glissières d'une presse.

3.1.4. Conclusion

Sur cet exemple, il a été montré que l'analyse dimensionnelle et géométrique des pièces peut contribuer à l'amélioration des connaissances de son processus de fabrication. Ces améliorations de connaissances s'appliquent aussi bien aux phénomènes physiques (retour élastique orienté suivant le sens de laminage pour la phase d'emboutissage, et suivant le sens de transfert pour les autres passes), qu'au moyen de production (déplacement latéral du coulisseau à cause des jeux sur les glissières à chaque engagement d'une nouvelle passe). Grâce à ces connaissances, il est ensuite possible d'apporter des modifications sur les outillages ou sur le processus lui-même (orientation des flancs de tôle par exemple) afin que la qualité dimensionnelle des pièces soit la plus stable possible. Cette faisabilité montrée sur une pièce de géométrie plus simple qu'un pignon, peut également s'appliquer à l'amélioration des connaissances du processus de fabrication du pignon forgé « net shape ».

3.2. Mise en place des contrôles pour le suivi du processus de fabrication du pignon conique forgé "net shape"

3.2.1. Présentation des différents contrôles

3.2.2. Maquette informatique de traitement des données

3.3. Analyse de quelques états du produit au cours de son processus de fabrication

3.3.1. Montage de contrôle de réglage des outillages

3.3.1.1. Présentation du montage dédié

3.3.1.2. Analyse du montage

3.3.1.3. Amélioration proposée pour le réglage du montage

3.3.2. Suivi d'usure de matrices

3.3.2.1. Problématique du suivi d'usure des matrices

3.3.2.2. Analyse visuelle et par éléments finis

3.3.2.3. Suivi d'usure de matrice par analyse métrologique de pièces

3.3.3. Influence du traitement thermique

3.4. Conclusion partielle

La métrologie dimensionnelle et géométrique contribue à l'amélioration des connaissances sur chaque processus de fabrication. Par les interactions qu'il existe entre le produit, le procédé, le processus et les ressources mises en œuvre, il est possible de mieux comprendre, de qualifier et quantifier, tout ou partie du processus de fabrication par la mesure des pièces qu'il réalise. Cette approche possède l'avantage de ne pas mobiliser des moyens de surveillance importants, les ressources utilisées n'ont pas besoin d'être instrumentées pour révéler leur véritable comportement. La mesure des pièces fabriquées est généralement plus accessible car les volumes sont limités, et les pièces transportables vers les laboratoires équipés en moyens de mesures adaptés.

Au travers la mesure de carters de frein par exemple, il est possible de déterminer la cinématique réelle de la presse, le défaut de forme des génératrices du carter étant lié à la qualité des guidages du coulisseau de la presse. Dans ce cas précis, la redondance des informations due à la déformation plastique simultanée des trois passes du frein apporte la confirmation de l'origine du défaut. Avec la mesure d'une seule passe, aurait laissé le doute entre le défaut de forme du poinçon, de la matrice ou à la cinématique de la presse.

La géométrie et le processus de fabrication plus complexe du pignon nécessitent une étude beaucoup plus structurée pour que cette approche apporte des résultats. Chaque étape de la réalisation doit faire l'objet de mesure avant et après transformation afin d'analyser chaque étape le plus indépendamment possible. Travaillant sur des pièces réelles

CONFIDENTIEL

issues de l'industrie, chaque lot utilisé possède ses variations qui peuvent néanmoins avoir une influence sur l'étape du processus étudiée. La mise en place d'outils de contrôle, tant matériel que logiciels, et basés sur la redéfinition du mesurande qui s'appuie sur les entités fonctionnelles du pignon, sur le site de production fournit déjà des résultats encourageants. La meilleure connaissance de la géométrie des montages de contrôles grâce à l'utilisation d'un mesurande représentatif de sa fonctionnalité a permis de corriger partiellement le montage en question et d'améliorer sa répétabilité. La métrologie tridimensionnelle apporte également sa contribution dans la connaissance de l'usure des outillages sans pour autant intervenir physiquement sur ce dernier. La faisabilité de comprendre le processus de fabrication par la mesure des pièces fabriquées appliqué au pignon est montrée. D'ores et déjà, les contrôles mis en place ont dévoilé les verrous technologiques source de la plupart des rebuts de la production. La difficulté de mettre et maintenir en position la pièce via la denture pour usiner les surfaces d'assemblage et la maîtrise des déformations dues au traitement thermique sont aujourd'hui deux axes de recherche privilégiés pour améliorer la qualité de la production. La métrologie des pièces issues de ces phases de réalisation contribuera aux progrès futurs.

Conclusion générale et perspectives

Les forgerons sont aujourd'hui des partenaires et non plus des sous-traitants ; ils fournissent de plus en plus une solution à un cahier des charges et non plus une pièce selon un dessin de définition. Ils conçoivent conjointement le produit et le processus de réalisation incluant les potentialités du procédé de forgeage, les ressources disponibles, et le processus d'obtention de la pièce. De la même manière, le métier du métrologue au sein de l'entreprise évolue. Son objectif n'est plus de seulement de livrer quelques caractéristiques réelles des pièces pour les accepter ou refuser, il doit les analyser pour comprendre les origines des écarts et proposer la correction nécessaire sur le processus de fabrication. Cela est d'autant plus difficile que les surfaces des pièces sont de plus en plus complexes, et que leur aspect esthétique est parfois considéré comme une fonctionnalité qui nécessite une mesure de conformité. Cette tâche nécessite de connaître un minimum le processus d'obtention de la pièce que le métrologue mesure et il devient alors un partenaire du fabriquant. Les groupes de travail s'organisent aujourd'hui en équipe projet où les experts, représentatifs de toute la chaine de conception – fabrication – contrôle sont représentés, enrichissent mutuellement leur point de vue. Le cloisonnement entre les différents métiers n'est plus possible, l'entreprise s'organise en ingénierie intégrée. C'est à ce prix que le développement de produits à forte valeur ajoutée est possible pour que les entreprises occidentales gardent une part de marché face à l'ascension des pays dits « émergeants ».

Dans le domaine de la forge, le métier de métrologue évolue. Avec l'évolution de la technologie, le forgeron ne se limite plus a fabriquer des pièces brutes mais peut proposer, pour répondre à un cahier des charges, un produit fini sans surépaisseur de finition, ce qu'on appelle les produits « net shape ». Comme pour tous les produits finis, les démarches qualité, internes ou imposées par la normalisation, demande un contrôle pour valider, au moins statistiquement, la production. Ces métrologues doivent connaître le procédé et le processus de forgeage, sans quoi les choix qu'il fera sur la mesure de la pièce risque de ne pas être représentatif du paramètre recherché.

Une alternative à la métrologie des pièces pour maîtriser la production est de surveiller les ressources et les moyens de production. Cependant, c'est oublier que le client réceptionne le produit et que seul ce dernier a une fonctionnalité attendue. Avoir un processus stable et répétable mais qui ne réalise pas les produits conformément à ses attentes fonctionnelles est un risque de cette approche. Par ailleurs, instrumenter les moyens de production industriels est coûteux et le milieu hostile dans lequel s'effectue la mesure engendre des incertitudes qui ne sont souvent pas acceptables. Il est donc préférable de surveiller le processus de fabrication par l'intermédiaire du contrôle fonctionnel des pièces en prenant en compte les interactions produit – procédé – processus. Cette approche permet d'effectuer le suivi de fabrication des étapes clefs du processus de réalisation. Tous les phénomènes physiques mis en jeu lors de la réalisation marquent le produit de leur « signature ». Il reste à qualifier et à quantifier chaque « signature » sur la pièce pour mieux maîtriser le processus de fabrication. La difficulté résulte dans le choix du mesurande pour que le métrologue réponde, à la fois à la question de la qualité fonctionnelle de la pièce, mais aussi aux interrogations des opérateurs qui veulent savoir où et comment intervenir pour améliorer la production. Un gain de temps, et d'argent, est garanti si la même opération de mesure est capable de fournir les interprétations pertinentes sur ces deux aspects à la fois. Quel que soit le mesurande choisi, la transposition d'une fonctionnalité en conditions géométriques et dimensionnelles reste délicate. Il est possible d'avoir des mesurandes partiellement représentatifs de la fonctionnalité mais la métrologie tridimensionnelle ne se substituera pas aux contrôles de fonctionnalité.

Le choix du mesurande est donc essentiel pour caractériser le processus par l'intermédiaire de la pièce qu'il produit. Cela ne remet pas en cause les définitions fonctionnelles du produit suggérées par le client et formalisées par le concepteur. Les paramètres fonctionnels demeurent inchangés, mais la façon de les évaluer peut varier avec

pour intérêt un résultat plus ou moins riche en information. La définition du mesurande doit émaner de l'équipe projet, une fois que l'ensemble des experts converge sur les paramètres fonctionnels, mais aussi les paramètres du processus à surveiller. Il est rare que tous ces paramètres soient déterminés à priori mais lorsque les paramètres principaux seront corrigés d'autres phénomènes ressortiront d'avantage et pourront alors faire l'objet d'un complément de l'étude. La métrologie permet d'évaluer les différents paramètres des réglages à effectuer, mais elle permet aussi de mettre en évidence la caractérisation de phénomènes physiques ignorés à priori.

Lorsque le mesurande est défini, il faut mettre en place les contrôles associés. La mesure sur machine à mesurer tridimensionnelle est universelle et s'adapte dans la plupart des cas. En revanche, en terme de productivité, un montage dédié sera souvent plus efficace. La conception et la réalisation de ces montages de contrôle devront subir la même démarche de qualification et de contrôle que présentée précédemment. Pour s'assurer que le montage est fiable et répétable une surveillance de ses paramètres de réglage est nécessaire. Le montage dédié devra donc être évalué régulièrement. La maîtrise des contrôles mis en place est indispensable pour fournir, par la suite, les bonnes conclusions sur les résultats de mesure.

La définition du mesurande capable de qualifier le produit par rapport à son utilisation en aval, et par rapport à son processus d'obtention en amont conduit généralement à l'acquisition d'un nombre de données très grand qu'il faut interpréter. Cette interprétation abouti à la réduction de toutes ces données, parfois difficiles à interpréter brutalement, en quelques valeurs qui quantifient les paramètres pertinents définis préalablement. La méthode dite de la « base orthonormale » est une solution mathématique vectorielle qui permet de quantifier la « signature » de chaque phénomène physique. La qualification, c'est-à-dire l'identification et la modélisation, des « signatures » relève des connaissances métiers et des phénomènes mis en jeu au cours de l'obtention du produit. L'identification des écarts majeurs peut faire apparaître des phénomènes de second ordre qui n'étaient pas forcément identifiés à priori. La méthode développée permet d'augmenter le nombre de paramètres à identifier dès lors qu'un nouveau phénomène est connu et qualifié.

Appliquée aux pignons coniques de différentiels automobile forgés « net shape », l'application de cette démarche de qualification du processus de réalisation via la mesure du produit fabriqué a contribué à l'amélioration des connaissances des installations utilisées. Le mesurande normalisé pour évaluer le pas, les épaisseurs circulaires, l'inclinaison de profil ou de distorsion a été revu. Plutôt que de ne considérer qu'un point ou qu'une ligne, l'ensemble de la surface active du flanc de dent a été considéré car d'une part il est plus représentatif de la fonctionnalité puisque le pignon travaille sur l'ensemble de cette zone, et d'autre part car il fournit davantage d'informations liées au processus de fabrication. Le nombre de points de mesure est donc plus conséquent que celui que propose la norme mais les moyens d'acquisition et de traitement des données permettent de conserver des cadences raisonnables si les gammes sont optimisées. En conséquence directe de l'augmentation du nombre de points pour l'évaluation des paramètres fonctionnels, chacun est évalué avec une incertitude plus faible. Malheureusement, l'acquisition nécessite des moyens spécifiques comme les machines à mesurer tridimensionnelle, ou éventuellement les machines de contrôle à commande numérique dédiée aux engrenages, mais la métrologie « classique » des engrenages n'est pas adaptée à cette méthode. L'engrènométrie, contrôle de fonctionnalité de l'engrenage, apporte néanmoins un complément d'information par rapport à la métrologie dimensionnelle qu'il est bon d'utiliser car il contribue aussi à l'amélioration des connaissances du processus d'obtention du pignon.

Dans le cas du pignon, mais également pour toutes pièces admettant une symétrie de révolution d'ordre N, il est possible de qualifier rigoureusement la pièce étudiée afin d'en faire un « étalon » métrologique. Le principe du « multi-retournement » permet de dissocier

les écarts de mesure dus à la machine à mesurer des écarts géométrique propre à la pièce. Ces « étalons » peuvent servir pour qualifier des moyens de mesure, dédiés ou non, et de vérifier leur stabilité dans le temps.

Vouloir étudier la globalité du processus d'obtention du pignon conique forgé étant trop ambitieux pour le temps imparti, seules quelques étapes ont été approfondies. Les outils et la méthodologie étant aujourd'hui formalisée, il est possible de poursuivre l'étude des autres étapes de fabrication. Parmi les étapes étudiées, le réglage des outillages a été amélioré grâce à une meilleure connaissance de la géométrie de la pièce maîtresse du montage de contrôle à savoir le « cendrier ». D'autres progrès sont envisageables sur ce type de montage, notamment pour éliminer l'hyperstatisme de mise en position du pignon dans le cendrier. La démarche a permis de confirmer que la détection de la fin de vie des matrices à l'œil était acceptable, mais la connaissance de la progression de l'usure a été largement améliorée. Il s'avère que la géométrie de la denture de la matrice ne varie quasiment pas contrairement aux parties saillantes réalisant les creux de dents du pignon qui s'usent par abrasion et au plan de la face avant qui subit un enfoncement après fissuration. Les entités du pignon réalisées par ces surfaces endommagées n'étant pas fonctionnelles, aucun rebut n'est a envisagé. En revanche, chacun doit s'assurer qu'il n'y a pas de transfert de références de la denture vers ces surfaces pour la fabrication ou le contrôle qui pourraient compromettre la qualité finale annoncée du pignon.

Par ailleurs, les contrôles effectués ont mis en évidence les verrous technologiques qui augmentent les taux d'échecs de fabrication, à savoir l'usinage des surfaces d'assemblage et le traitement thermique. La difficulté de la reprise d'usinage consiste à positionner et à maintenir le pignon sur la denture seule surface fonctionnelle finie à l'issue de l'opération de forgeage. Le montage d'usinage utilisé aujourd'hui est hyperstatique et la mise en position réelle ne permet pas toujours d'aligner l'axe du cône primitif réel avec l'axe du tour servant à la reprise d'usinage. Il serait certainement intéressant d'étudier un nouveau montage d'usinage pour améliorer cette mise en position. La réduction de l'hyperstatisme pourrait peut-être être résolue en utilisant un support flexible où la déformation des éléments souples traduirait une optimisation des écarts de géométrie de la denture et définirait l'axe primitif réel associé de façon répétable. Une autre voie d'étude, consistant à modifier le processus d'obtention lui-même, peut aussi être envisagé. Le remplacement du formage à froid par un formage à mi chaud permettrait peut-être de réaliser l'alésage et/ou la sphère d'un satellite dans la même phase que la denture. Dans ce cas, d'autres surfaces fonctionnelles seraient terminées avec une possibilité de reprise pour effectuer les quelques retouches (débouchage, ébavurage, …) sur des surfaces de géométrie plus simple.

En ce qui concerne le traitement thermique, la qualification est beaucoup plus complexe. Le nombre de paramètres lors du traitement thermique est très important (charge, position dans le four, vitesses de chauffage et de refroidissement, flux de chaleur et de refroidissement, gradient thermique, qualité de l'enrichissement en surface, géométrie des pièces, matériau utilisé, …) si bien qu'il est difficile de connaître tous leurs effets et les interactions qu'il existe entre eux. Pour mieux comprendre les phénomènes de déformations macroscopiques au cours du traitement thermique une éprouvette moins complexe que le pignon, et qu'il est possible d'instrumenter est aujourd'hui à l'étude [NIC08]. Lorsque les connaissances sur le traitement thermique seront suffisantes grâce à cette éprouvette, il serait intéressant de préciser l'influence du traitement thermique sur une pièce de production industrielle du type du pignon.

La démarche est applicable à tous types de pièces à priori. La qualification de machines à tailler ou de centres d'usinage utilisés pour produire des pignons taillés peut s'envisager sans trop de problèmes [BAU05a]. Pour compléter les exemples et affiner la démarche, le laboratoire travaille aujourd'hui sur la qualification de presses au travers la mesure des pièces forgées. Pour respecter les cadences de productions, la machine à

mesurer tridimensionnelle doit être remplacée par des montages de contrôles dédiés à palpeurs électroniques, comme les montages de contrôle de pales à la SNECMA par exemple. L'application de la méthode de la « base orthonormale » au résultat obtenu doit aider le technicien à effectuer les réglages, les vecteurs à implémenter doivent donc correspondre aux paramètres technologiques qui leur sont liés.

Bibliographie

[AFN72] Norme NF E 23-001 - "*Vocabulaire des engrenages, Définitions géométriques*" - Association Française de Normalisation (AFNOR), 1972

[AFN84] Norme NF E 82-000 - "*Forge par estampage et matriçage - Vocabulaire*" - Association Française de Normalisation (AFNOR), 1984

[AFN91] Norme NF X 06-021 - "*Application de la statistique. Principes du contrôle statistique de lots.*" - Association Française de Normalisation (AFNOR), 1991

[AGM01] Norme ANSI/AGMA 2009-B01 - "*Bevel gear classification, tolerances, and mesuring methods*" - American Gear Manufacturers Association, 2001

[ARE00] M. Arentoft, M. Eriksen et T. Wanheim - "*Determination of six stiffnesses for a press*" - Journal of Materials Processing Technology, vol. 105, pp. 246-252, 2000

[AST99] A. Astashenkov - "*Linear and angular measurements : elements of a theory of coordinate measurements of kinematic error of involute gears*" - Translated from Izmeritel'naya Tekhnika n° 10, pp. 34-36, Measurement techniques, vol. 42, pp. 954-958, 1999

[BAC03] F. W. Bach, E. Doege, I. Kutlu et A. Huskic - "*Improving the life cycle of forging dies with active brazed ceramic inserts*" - International Journal of Materials and Product Technology, vol. 19 (5), pp. 351-361, 2003

[BAL93] A. Ballu - "*Identification de modèles géométriques composés pour la spécification et la mesure par coordonnées des caractéristiques fonctionnelles des pièces mécaniques*" - Thèse de doctorat, Université Nancy I, Nancy, 1993

[BAU01a] C. Baudouin, S. Leleu, R. Bigot et J. M. David - "*De la pièce au produit. Exemple du contrôle dimensionnel des erreurs de pas d'un pignon forgé*" - 7éme Colloque sur la Conception Mécanique Intégrée, PRIMECA, La Plagne, France, pp. 379-387, 2001, 2-4 avril

[BAU01b] C. Baudouin - "*Caractérisation des incertitudes de mesure sur pignons forgés mesurés par machine à mesurer tridimensionnelle*" - D.E.A. Production Automatisée, ENS Cachan & Université Henri Poincaré, Nancy, 2001

[BAU01c] C. Baudouin, S. Leleu, T. Coorevits et R. Bigot - "*Caracterisation of measurement uncertainties for gears measured on coordinate measuring machine*" - 10th international metrology congress, Saint Louis, France, 155, 2001, 22-25 octobre

[BAU05a] C. Baudouin, J. M. David, S. Leleu et R. Bigot - "*Contribution à l'amélioration des connaissances du process de réalisation de pignons par contrôle dimensionnel*" - 12th international metrology congress, Lyon, France, 2005, 20-23 juin

[BAU05b] C. Baudouin, L. Langlois, L. Morhain et S. Mathieu - "*Contrôle géométrique de tripodes forgés : recherche d'une enveloppe de la pièce finie dans le brut*" - 18ème Congrès Français de Mécanique, AUM-AFM, Troyes, 2005, 29 aout -2 septembre

[BAU05c] C. Baudouin et R. Bigot - "*Etude de la déformation de denture à module élevé : comparaison de deux nuances forgées et rectifiées*" - Dossier SERAM n°80118, Laboratoire de Génie Industriel et Production Mécanique (LGIPM), équipe Ingénierie de Fabrication (IFAB), Ascométal CREAS, 2005

[BEL94] P. Belloy - "*Intégration de connaissances métiers dans la conception : un modèle pour les pièces mécaniques. Application à l'usinage et à l'estampage*" - Thèse de doctorat, Université Joseph Fourier, Grenoble, 1994

[BER05] L. Berviller - "*Conception et fabrication intégrées de pièces Net Shape. Application aux différentiels forgés*" - Thèse de doctorat, ENSAM, Metz, 2005

[BIG03a] R. Bigot, S. Leleu et P. Martin - "*Forming machine qualification by analysis of manufactured parts geometry : application to aluminium forming process*" - International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 21, pp. 476-482, 2003

[BIG03b] R. Bigot, P. Martin et S. Leleu - "*A contribution for technological data estimation for concurrent engineering using geometrical control of net shape forming parts*" - IMechE, Journal of Engineering Manufacture, vol. 217, pp. 661-667, 2003

[BIG05] R. Bigot, L. Lazzarotto et F. Bargel - "*Innovative methods for hot forging tools*" - 18th International Congres of Forging, Nagoya, Japan, 2005, Avril 6-12

[BOU87] P. Bourdet - "*Contribution à la mesure tridimensionnelle : modèle d'identification géométrique des surfaces, métrologie fonctionnelle des pièces mécaniques, Correction géométrique des machines à mesurer tridimensionnelles*" - Thèse de doctorat, Université Nancy I, 1987

[BOU96] M. Bouaziz - "*Contribution au contrôle des engrenages sur machine à mesurer tridimensionnelle*" - Thèse de doctorat, Ecole Nationale Polytechnique Algérienne, Alger, 1996

[BRO92] Manuel de référence - "*Quindos gearhx - Measurement cylindical gears*" - Brown & Sharpe, 1992

[BRU05b] J. Bruyère, J. Y. Dantan, R. Bigot et P. Martin - "*Statistical tolerance analysis of gears by Tooth Contact Analysis*" - 9th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Arizona, USA, 2005

[BRU06a] J. Bruyère, J. Y. Dantan, F. Wu et R. Bigot - "*Optimization of Gear Tolerances by Statistical Tolerances analysis and Genetic Algorithm*" - 6rd International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering, Grenoble, France, 2006, 17-19 Mai

[BRU06b] J. Bruyère - "*Transmission de puissance entre deux axes réputés orthogonaux*" - Thèse de doctorat, ENSAM, Metz, soutenance prévue en 2006

[BRUsp] J. Bruyère et L. Berviller - "*Engrenage conique*" - Institut de l'Engrenage et des Transmissions, sous presse

[CAI04] J. Cai, T. Dean et Z. Hu - "*Alternative die designs in net-shape forging of gears*" - Journal of Materials Processing Technology, vol. 150, issues 1-2, pp. 48-55, 2004

[CAI91] R. Cairoli - "*Algèbre linéaire*" - 2ème Edition, Presses polytechniques et universitaires romandes, ISBN 2-88074-187-4, 1991

[CAR99] X. Carniel, J. L. Charron, A. Trouvé et W. Youssef - "*Mesure sans contact - Etat de l'art*" - Cetim, ISBN 2-85400-453-1, 1999

[CET98] CETIM - "*Engrenages : Définitions, éléments pour la fabrication, contrôle, tables d'involutes*" - CETIM, 1998

[CHA96] G. Chambon et C. Meyer - "*Mesure tridimensionnelle à l'heure du choix...*" - Editions de la conceptique / Société Carl Zeiss, 1996

[CHO00] K. Chodnikiewicz et R. Balendra - "*The calibration of metal-forming presses*" - Journal of Materials Processing Technology, vol. 105, pp. 28-33, 2000

[COH99] J. Cohen Sabban - "*L'optique accélère le contrôle d'état de surface*" - Mesures, n° 719, pp. 85-90, 1999, novembre

[COL03] sous la direction de M. Colombié et J. P. Cordebois - "*Fabrication par usinage*" - ed Dunod - Industrie et technologies, ISBN 2-10-005586-0, 2003

[COO91a] T. Coorevits et J. M. David - "*Le contrôle tridimensionnel sur machine à mesurer et machine-outil*" - Renishaw / Techno-Nathan, 1991

[COO91b] T. Coorevits et J. M. David - "*Elimination of geometrical errors by permutations - Application to a rotary table*" - Annals of the CIRP, vol. n°40, 1991

[COO94] T. Coorevits et J. M. David - "*Incertitudes de mesure sur les M.M.T. : approche par une méthode de Monte-Carlo*" - Bulletin B.N.M., n°97, pp. 15-23, 1994

[DAV85] J. M. David - "*Liaison CAO - MMT : Déformations des villebrequins*" - Rapport de travail, SERAM, 1985, Décembre

[DAV93] J. M. David et T. Coorevits - "*Les limites de la correction par logiciel des erreurs de géométrie des machines à mesurer tridimensionnelles. Définition d'une architecture nouvelle de machine*" - Congrès international de métrologie, Lille, France, 1993, 19-21 octobre

[DEA00] T. A. Dean - "*The net-shape forming of gears*" - Materials & Design, vol. 21, pp. 271-278, 2000

[DES05] M. Désenfant et M. Priel - "*Tout se joue dans la définition du mesurande quelles que soient les méthodes de quantification de l'incertitude*" - 12th international metrology congress, Lyon, France, 2005, 20-23 juin

[DIN86] Norme DIN 3965 - "*Toleranzen für kegelradverzahnungen : Grundlagen, Toleranzen für abweichungen einzelner bestimmungsgröben*" - Deutsches Institut für Normung (DIN), 1986

[DOE97] E. Doege et B.-A. Behrens - "*Reduce process chains due to the precision forging of gears-effect on the conventional forging technology*" - Journal of Materials Processing Technology, vol. 71, pp. 14-17, 1997

[DUD94] D. Dudley - "*Handbook of pratical gear design*" - CRC Press, ISBN 1-56676-218-9, 1994

[DUF97] J. Dufailly - "*Etude géométrique des engrenages cylindriques de transmission de puissance*" - Ed. Ellipses, 1997

[FAR94] F. Farago et M. Curtis - "*Handbook of dimensional measurement*" - INDUSTRIAL PRESS, ISBN 0-8311-3053-9, 1994

[FUJ94] H. Fujio, A. Kubo, S. Saitoh, M. Suzuki, S. Tochimoto, H. Hanaki et T. Honda - "*Laser holographic measurement of tooth flank form of cylndrical involute gear*" - Journal of mechanical design, Vol. 116, pp. 721-729, 1994, septembre

[GAM90] Groupe GAMA, sous la direction de P. Bourdet et F. Villeneuve - "*La gamme automatique en usinage*" - Ed. Hermes (Paris), ISBN 2-86601-255-0, 1990

[GAS05] A. Gasse, P. Secordel, C. Baudouin et R. Bigot - "*Maîtrise dimensionnelle de pignons coniques forgés*" - Association Technique des Traitements Thermiques de Surface (ATTTS), Reims, France, 2005

[GAU05] B. Gautier - "*Etudes et réalisation d'un interféromètre de speckle à mesure de forme intégrée*" - Thèse de doctorat, Ecole des mines, Alès, 2005

[GOC03] G. Goch - "*Gear metrology*" - CIRP annals, vol. 52, pp. 659-695, 2003

[GON04] L. Gonzalez - "*Quels palpeurs pour vos machines à mesurer*" - Mesures, n°768, pp. 47-50, 2004, Octobre

[GUM95] Norme ISO 9351 - "*Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM)*" - ISBN 92-67-20188-3, 1995

[HEN01] S. Henein - "*Conception des guidages flexibles*" - Presses polytechniques et universitaires romandes, ISBN 2-88074-481-4, 2001

[HEN83] G. Henriot - "*Traité théorique et pratiques des engrenages*" - Dunod, 1983

[HEN99] G. Henriot - "*Engrenages : Conception, Fabrication, Mise en oeuvre*" - 7° édition, Dunod, ISBN 2 10003903 2, 1999

[ISO85] Norme ISO 8015 - "*Dessins techniques -- Principe de tolérancement de base*" - ISO, 1985

[ISO95] Norme ISO 1328-1 - "*Engrenages cylindriques, système ISO de précision*" - Association Francaise de Normalisation (AFNOR), 1995

[ISO96a] Norme FD ISO/TR 10064-1 - "*Engrenages cylindriques, Code pratique de réception*" - Association Française de Normalisation (AFNOR), 1996

[ISO96b] Norme ISO TS 17450-1 - "*Geometrical product specification (GPS) - General concepts - Part 1 : Model for geometric specification*" - ISO, 1996

[ISO97] Norme ISO 1122-1 - "*Vocabulary of gear terms - Part 1 : Definitions related to geometry*" - International Standards Organisation (ISO), 1997

[JIS84] Norme JIS B 1704 - "*Accuracy for bevel gears*" - Japanese Standards Association, 1984 (first publication : 1978)

[KNA83] W. Knapp - "*Circular test for three-coordinate measuring machines and machine tools*" - Precision Engineering, vol. 5, pp. 115-124, 1983

[KRE84] T. Krentzer - "*Computer aided corrective machine settings for manufacturing bevel and hypoïd gear sets*" - Fall Technical Meeting, American Gear Manufactures Association, Washington, United States, 1984, october

[LAR02] C. Lartigue, A. Contri et P. Bourdet - "*Digitized point quality in relation with point exploitation*" - Measurement, vol.3, issue 3, pp. 193-203, 2002, Octobre

[LEL00] S. Leleu - "*Contribution à l'évaluation des angles - conception, réalisation et validation d'un plateau pivotant de trés haute précision - vers une référence nationale*" - Thèse de doctorat, ENSAM, Lille, 2000

[LEL02] M. Lelkes - "*Définition des engrenages Klingelnberg*" - Thèse de doctorat, INSA, Lyon, 2002

[LEM03] ZF Lemforder Mécacentre - "*Document de présentation de l'entreprise*" - 2003

[LIT04] F. Litvin et A. Fuentes - "*Gear geometry and applied theory*" - 2ème édition, Cambridge University Press, ISBN 0-521-81517-7, 2004

[LOB03] N. Lobontiu - "*Compliant mechanisms : design of flexure hinges*" - CRC press, ISBN 0-8493-1367-8, 2003

[MAH01] Mahr - "*La métrologie industrielle dans toute sa grandeur*" - Catalogue Mahr, 2001

[NAV01] B. Navinsek, P. Panjan, I. Urankar, P. Cvahte et F. Gorenjak - "*Improvement of hot-working processes with PVD coating and duplex treatment*" - Surface and coating technology, pp. 1148-1154, 2001

[NIC08] C. Nicolas - "*Identification de la déformation de dentures dans un processus de traitement thermique par une approche dimensionnelle*" - Thèse de doctorat, ENSAM, Metz, soutenance prévue en 2008

[PEC47] O. Pecqueur - "*Note sur les travaux de O. Pecqueur*" - Ed. Hennuyer, 1847

[PFE01] T. Pfeifer, S. Kurokawa et S. Meyer - "*Derivation of parameters of global form deviations for 3-dimensional surfaces in actual manufacturing processes*" - Measurement, vol. 29, pp. 179-200, 2001

[PRI05] M. Priel et M. Désenfant - "*Il n'y a pas que le chapitre 8 du GUM... à condition de ne pas oublier la définition du mesurande*" - Mesures, n° 776, pp. 52-54, 2005

[RAF67] J.-C. Raffy et M. Godet - "*Le calcul des engrenages coniques droits à développante de cercle sphérique*" - Société d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage, n°53, 1967

[RAV01] P. Ravassard et A. Djouadi - "*Estampage, l'endommagement n'est pas une fatalité*" - La forge, n°6, 2001

[REM93] D. Remond, P. Velex et J. Sabot - "*Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages - Synthèse bibliographique*" - Publications du CETIM, ISBN 2-85400-280-6, 1993

[SAE90] Society of Automotive Engineers (SAE), sous la direction de J. Tanzer et J. Savoyard - "*Gear Design, Manufacturing and inspection manual*" - edited by Society of Automotive Engineers (SAE), ISBN 1-56091-006-2, 1990

[SAM00] M. Sammartini et L. De Chiffre - "*Development and validation of a new reference cylindrical gear for pitch measurement*" - Precision Engineering, vol. n°24, pp. 302-209, 2000

[SHI05] R. Shivpuri, S. Babu, Y. Wu et S. Kini - "*Investigation of advanced die materials and gradient surfaces for forming tools*" - 8th International Congres on Technology of Plasticity, Vérône, Italie, 2005, 9-13 octobre

[TIC96] S. Tichkiewitch - "*Specifications on integrated design methodology using a multi-view product model*" - ESDA Proceedings of the 1996 Engineering Design and Analysis Conference, edited by B.A. Ovunc, S. Tichkiewitch, A.C. Anakara, Book n°G00998, 1996

[TOL98] M. Tollenaere - "*Conception de produits mécaniques : méthodes, modèles et outils*" - Ed. Hermes, ISBN 2-86601-694-7, 1998

[TRA04] Manuel d'utilisation - "*Forge2 V4.0® - Forging Simulation Software*" - Transvalor SA, 2004

[VAR95] C. Vargas - "*Modélisation du processus de conception en ingénierie des systèmes mécaniques. Mise en oeuvre basée sur la propagation de contraintes. Application à la conception d'une culasse automobile*" - Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure, Cachan, 1995

[VDI99] VDI/VDE 2608 - "*Tangential composite and radial composite inspection of cylindrical gears, bevel gears, worms and worm wheels*" - Draft 1999-06, 1999

[VIG05] F. Vignat et F. Villeneuve - "*Simulation of the manufacturing process (2) – Analysis of its consequences on a functional tolerance*" – 9th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Tempe, Arizona, USA, 2005, 10-12 avril

[VIL05] F. Villeneuve et F. Vignat - "*Simulation of the manufacturing process (1) – Generic resolution of the positionning problem*" – 9th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Tempe, Arizona, USA, 2005, 10-12 avril

[SU02] X. Su, C.H. Menq, et D. Houser - "*Estimation of reference misalignment of a spur gear and its application to profile and lead measurement*" – Journal of Manufacturing Systems and Engineering, vol. 124, pp. 333-340, 2002, mai

[WAN04] Q. Wang et F. He - "*A review of developments in the forging of connecting rods in China*" - Journal of Materials Processing Technology, vol. 151, issues 1-3, pp. 192-195, 2004

[WEC75] M. Weck, P. Bagh et R. Holler - "*Measuring of gears with a numeric controlled 3-axis measuring machine*" - Annals of the CIRP, vol. 24, pp. 375-378, 1975

[ZHA04] X. Zhang, Y. Peng et X. Ruan - "*A web-design cold forging process generation system*" - Journal of Materials Processing Technology, vol. 145, pp. 1-6, 2004

Annexe I

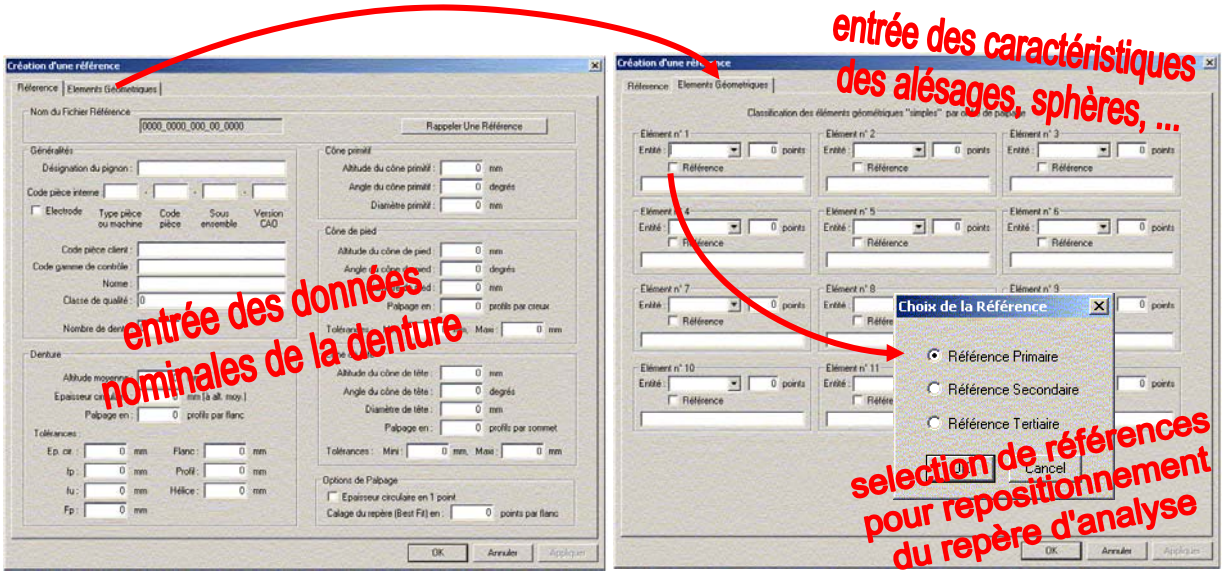
Maquette informatique de traitement des données

Cette annexe a pour objectif de présenter la maquette informatique
qui traite les données et les mets en forme automatiquement.

*Les valeurs montrées sont volontairement non représentatives
des pignons réalisés industriellement.*

page ii	Captures d'écran pour saisie des données de référence
page ii	Structure du fichier de référence (.ref)
page iii	Structure du fichier d'échange (.pal)
page iv	Structure du fichier de dépouillement (.dep)
page v	Rapport de contrôle (de production)
page vi	Interface de post traitement des données pour mise en forme
page vi	Graphes d'erreurs de pas et d'épaisseurs circulaires
page vii	Topographies

Captures d'écran pour saisie des données de référence



Structure du fichier de référence (.ref)

```
*************************************************************************
*                      Fichier référence (.REF)                         *
*************************************************************************
                        Nom du pignon = Planétaire
                   Code pièce interne = PIECE 0775
                    Code pièce client = aucun
              Code gamme de controle =  ??
                                Norme = AGMA
                      Classe qualite = 8
                     Nombre de dents = 16
*************************************************************************
              Altitude cône primitif =   12.8500
           Angle cône primitif (deg) =   58.0000
                   Diamètre primitif =   67.7164
                  Altitude cône pied =   16.5700
               Angle cône pied (deg) =   62.2427
                        Diamètre pied =   59.6046
                  Altitude cône tête =   10.9800
               Angle cône tête (deg) =   64.9000
                        Diamètre tête =   71.0300
   Epaisseur cir. théorique (alt moy) =   05.0220
                     Altitude moyenne =   -4.7090
*************************************************************************
              Tol inf creux de dents =   -0.5000
              Tol sup creux de dents =    0.0000
            Tol inf sommets de dents =   -0.5000
            Tol sup sommets de dents =    0.0000
                              Tol fp =    0.0380
                              Tol fu =    0.0550
                              Tol FP =    0.1020
   Tol Epaisseur circulaire (alt moy) =    0.0500
            Tol forme sur le carreau =    0.1200
                          Tol hélice =    0.0700
                          Tol profil =    0.0800
*************************************************************************
            Point en milieu de flanc = 0
  Nb points pour Best Fit (par flanc) = 2
     Nb éléments géométriques simples = 2
                            Cylindre = 6 points,
                               Plan = 8 points, Référence Primaire
     Nb de profils par creux de dents = 4
        Nb points sur le profil n° 01 = 4
        Nb points sur le profil n° 02 = 4
        Nb points sur le profil n° 03 = 4
        Nb points sur le profil n° 04 = 4
    Nb de profils par sommet de dents = 5
        Nb points sur le profil n° 01 = 1
        Nb points sur le profil n° 02 = 1
        Nb points sur le profil n° 03 = 1
        Nb points sur le profil n° 04 = 1
        Nb points sur le profil n° 05 = 1
     Nb de profils par flanc de dents = 9
        Nb points sur le profil n° 01 = 5
        Nb points sur le profil n° 02 = 5
                        ▪
                        ▪
                        ▪
```

données administratives

géométrie nominale

tolérances

Repositionnement du repère d'analyse sur le plan, puis sur la denture (par défaut)

description de la répartition des points de mesure

Structure du fichier d'échange (.pal)

```
*****************************************************************************************************
*                              Acquisition d'une mesure sur MMT (.PAL)                              *
*****************************************************************************************************
Fichier de mesure = D:\CFAO_DATA\Tests_prog\NM1U_0812_ETAL_1.MEA
Fichier de points théoriques = D:\CFAO_DATA\Tests_prog\PBF_0812_9_5.dea
Fichier de points EGS théoriques = D:\CFAO_DATA\Tests_prog\PBF_0812_Cyl_Sphere_9_5.egs
Fichier référence = D:\CFAO_DATA\Tests_prog\PBF_0812_000_A_0000.ref
-----------------------------------------------------------------------------------------------------
Nom du contrôleur =  N. MULLER
Numéro de lot = Matrice J7
Numéro D 'outillage = Pièce brute
Date de contrôle = 13/08/2003
-----------------------------------------------------------------------------------------------
Lieu de contrôle =  Ascoforge SAFE
Machine de contrôle =  SCIROCCO
Gamme de contrôle =  100 / test safe
# ELEMENTS GEOMETRIQUES SIMPLES ##########################################################################
* Mesurés ********************* Théoriques ******************** Normales ********************************
-Cylindre-------------------------------------------------------------------------------------------------
  -0.4470 =  12.5700 =  -2.8370 =  -0.4470 =  12.5700 = -2.8370 = 0.0000 =  0.0000 =  1.0000
  -0.0420 = -12.2110 =  -[illegible]                                          0.0000 =  1.0000
 -12.5190 =  -1.1620 =  -                                                     0.0000 =  1.0000
  12.1580 =  -0.7490 =  -                                                     0.0000 =  1.0000
-Plan--------------------                                                     ----------------------
  16.9810 =  -3.0430 =                                                        0.0000 =  1.0000
  14.2000 =  10.0600 =                                                        0.0000 =  1.0000
   2.9690 =  17.3570 =  -                                                     0.0000 =  1.0000
 -10.1330 =  14.5760 =  -                                                     0.0000 =  1.0000
 -17.4320 =   3.3450 =                                                        0.0000 =  1.0000
 -14.6500 =  -9.7570 =                                                        0.0000 =  1.0000
  -3.4190 = -17.0550 =  -0.0230 =  -3.4889 = -17.1487 = 0.0000 =  0.0000 =  0.0000 =  1.0000
   9.6830 = -14.2740 =   0.0050 =   9.6589 = -14.5930 = 0.0000 =  0.0000 =  0.0000 =  1.0000
# DENTURE ################################################################################################
* Mesurés ********************* Théoriques ******************** Normales ********************************
  28.196  =   9.185  = -33.875  =  28.187 =  9.159 = -33.866 = 0.647404 =  0.210354 = 0.732543
  29.836  =   9.712  = -35.472  =  29.821 =  9.689 = -35.462 = 0.647404 =  0.210354 = 0.732543
  30.931  =  10.057  = -36.537  =  30.910 = 10.043 = -36.526 = 0.647404 =  0.210354 = 0.732543
  32.023  =  10.417  =                                                      0.210354 = 0.732543
  33.652  =  10.952  =                                                      0.210354 = 0.732543
  35.927  =   6.633  =                                                     -0.764101 = 0.244041
  35.201  =   5.953  =                                                     -0.793344 = 0.221533
  34.460  =   5.327  =                                                     -0.823952 = 0.195652
  33.673  =   4.737  =                                                     -0.856645 = 0.164774
  32.835  =   4.208  =                                                     -0.892515 = 0.125722
  35.987  =   8.683  =                                                     -0.677440 = 0.387128
  34.906  =   7.138  =                                                     -0.735127 = 0.342871
  33.699  =   5.774  =                                                     -0.793184 = 0.294144
  32.401  =   4.638  = -45.641  =  32.404 =  4.648 = -45.617 = 0.465450 = -0.852567 = 0.237668
  31.061  =   3.774  = -46.635  =  31.076 =  3.785 = -46.612 = 0.367759 = -0.915184 = 0.164898
  34.320  =   8.034  = -40.671  =  34.308 =  8.035 = -40.663 = 0.617784 = -0.688196 = 0.380432
  33.269  =   6.622  = -41.741  =  33.262 =  6.633 = -41.712 = 0.577175 = -0.743692 = 0.337329
```

liens vers fichiers ressources

informations de contrôle

Coordonnées des points mesurés sur les alésages, sphères, … associées aux coordonnées des points et des normales théoriques

alésage, sphère arrière, …

Coordonnées des points mesurés sur la denture associées aux coordonnées des points et des normales théoriques

denture

Structure du fichier de dépouillement (.dep)

```
*****************************************************************************************************
*                    Résultat de dépouillement (.DEP)                    version 2.5                 *
*****************************************************************************************************
       Nom du fichier DEP = C:\Mesange v2.5\Denture\Depouillement\Filage_1\Filage_1.dep
       Nom du fichier PAL = C:\Mesange v2.5\Denture\Conversion\PAL\Filage_1.PAL
       Nom du fichier REF = C:\Mesange v2.5\Denture\Reference\REF\775.ref
        Référence Interne = PIECE 0775
          Référence Client= aucun
-----------------------------------------------------------------------------------------------------
        Nom du contrôleur = T. SCHEER
            Numéro de lot = Matrice 775 - Nb P. =  Filage
       Numéro d'outillage = Essai Filage
         Date de contrôle = 22/04/2004
-----------------------------------------------------------------------------------------------------
          Lieu de contrôle = ENSAM Metz
      Machine de contrôle = Wenzel
        Gamme de contrôle = 1_775
-----------------------------------------------------------------------------------------------------
 Equidistance en un point = 0
       Référence primaire = Plan
     Référence secondaire = Denture
      Référence tertiaire = Denture
    Recalage : Tx (en mm) =     0.0791
    Recalage : Ty (en mm) =    -0.0553
    Recalage : Tz (en mm) =    -0.0001
    Recalage : Rx (en  °) =    -0.1718
    Recalage : Ry (en  °) =     0.5138
    Recalage : Rz (en  °) =     0.2339
*** Topographie ***************************************************************************************
      Dent 01 G =    -0.0131 =   -0.0331 =   -0.0350 =   -0.0172 =    0.0041 =
                =    -0.0270 =   -0.0342 =   -0.0262 =   -0.0166 =   -0.0039 =
                =    -0.0322 =   -0.0343 =   -0.0324 =   -0.0169 =   -0.0164 =
                =    -0.0393 =   -0.0399 =   -0.0279 =   -0.0217 =   -0.0172 =
                =    -0.0310 =   -0.0467 =   -0.0485 =   -0.0208 =   -0.0182 =
                =    -0.0318 =   -0.0407 =   -0.0352 =   -0.0231 =   -0.0180 =
                =    -0.0331 =   -0.0366 =   -0.0298 =   -0.0230 =   -0.0212 =
                =    -0.0272 =   -0.0354 =   -0.0239 =   -0.0159 =   -0.0164 =
                =    -0.0142 =   -0.0160 =   -0.0168 =   -0.0104 =   -0.0103 =
      Dent 01 D =    -0.0324 =   -0.0466 =   -0.0432 =   -0.0213 =   -0.0015 =
                =    -0.0417 =   -0.0455 =   -0.0388 =   -0.0174 =   -0.0094 =
                =    -0.0373 =   -0.0445 =   -0.0333 =   -0.0180 =   -0.0084 =
                =    -0.0503 =   -0.0431 =   -0.0377 =   -0.0254 =   -0.0179 =

*** Inclinaison creux de dents ************************************************************************
    Creux 01-02 =    -0.1434 =   -0.1312 =   -0.1132 =   -0.1196 =
                =    -0.1622 =   -0.1310 =   -0.1034 =   -0.1298 =
                =    -0.1689 =   -0.1174 =   -0.0979 =   -0.1354 =
                =    -0.1928 =   -0.1044 =   -0.0932 =   -0.1474 =
    Creux 02-03 =    -0.1591 =   -0.1580 =   -0.1125 =   -0.1334 =
                =    -0.1786 =   -0.1294 =   -0.1064 =   -0.1352 =
                =    -0.1907 =   -0.1167 =   -0.0917 =   -0.1467 =
                =    -0.2088 =   -0.1106 =   -0.0899 =   -0.1478 =
    Creux 03-04 =    -0.1676 =   -0.1421 =   -0.1093 =   -0.1129 =
                =    -0.1864 =   -0.1412 =   -0.1013 =   -0.1213 =
                =    -0.1961 =   -0.1200 =   -0.0983 =   -0.1302 =
                =    -0.2180 =   -0.1076 =   -0.0845 =   -0.1472 =
    Creux 04-05 =    -0.1771 =   -0.1487 =   -0.1097 =   -0.1164 =
                =    -0.1932 =   -0.1527 =   -0.1107 =   -0.1192 =

                =    -0.1821 =   -0.1032 =   -0.0862 =   -0.1506 =
*** Inclinaison sommets de dents **********************************************************************
     Sommets 01 =    -0.0459 =
                =    -0.0391 =
                =    -0.0391 =
                =    -0.0404 =
                =    -0.0342 =
     Sommets 02 =    -0.0446 =
                =    -0.0388 =
                =    -0.0398 =

                =    -0.0377 =
                =    -0.0352 =
                =    -0.0295 =
*** Erreur de pas calculée en N points ****************************************************************
      fp droits =    -0.0026 =    0.0026 =   -0.0064 =   -0.0020 =   -0.0017 =   -0.0039 =    0.002
     fp gauches =    -0.0028 =    0.0008 =   -0.0047 =    0.0032 =    0.0057 =    0.0031 =    0.002
      fu droits =    -0.0030 =    0.0052 =   -0.0090 =    0.0044 =    0.0003 =   -0.0023 =    0.001
     fu gauches =    -0.0095 =    0.0036 =   -0.0055 =    0.0079 =    0.0025 =   -0.0025 =   -0.006
      fa droits =    -0.0026 =   -0.0001 =   -0.0065 =   -0.0084 =   -0.0101 =   -0.0140 =   -0.01
     fa gauches =    -0.0028 =   -0.0019 =   -0.0067 =   -0.0035 =    0.0022 =    0.0053 =    0.007
       FP droit =     0.0215
      FP gauche =     0.0164
*** Epaisseur circulaire calculée en N points *********************************************************
      Ep. cir. =     5.0825 =    5.0843 =    5.0826 =    5.0774 =    5.0701 =    5.0631 =    5.06
*** Erreur de profil **********************************************************************************
  Flancs droits =     0.0550 =    0.0696 =    0.0541 =    0.0454 =    0.0668 =    0.0833 =    0.09
      Profil 01 =     0.0465 =    0.0694 =    0.0524 =    0.0409 =    0.0664 =    0.0793 =    0.09
       Ecart 01 =    -0.0053 =    0.0024 =    0.0080 =    0.0229 =    0.0436 =    0.0574 =    0.06
       Ecart 02 =    -0.0184 =   -0.0298 =   -0.0232 =   -0.0155 =   -0.0211 =   -0.0208 =   -0.01
       Ecart 03 =    -0.0142 =   -0.0237 =   -0.0178 =   -0.0180 =   -0.0227 =   -0.0220 =   -0.02
       Ecart 04 =     0.0082 =    0.0098 =    0.0031 =   -0.0023 =   -0.0098 =   -0.0143 =   -0.01
       Ecart 05 =     0.0281 =    0.0396 =    0.0292 =    0.0136 =    0.0121 =    0.0030 =    0.00
      Profil 02 =     0.0376 =    0.0482 =    0.0349 =    0.0267 =    0.0285 =    0.0471 =    0.05
       Ecart 01 =    -0.0130 =   -0.0174 =   -0.0054 =    0.0029 =    0.0111 =    0.0292 =    0.03
       Ecart 02 =    -0.0159 =   -0.0195 =   -0.0152 =   -0.0120 =   -0.0144 =   -0.0179 =   -0.01

       Ecart 04 =     0.0033 =    0.0062 =    0.0050 =    0.0064 =    0.0078 =    0.0009 =   -0.00
       Ecart 05 =     0.0034 =   -0.0003 =    0.0000 =    0.0065 =    0.0027 =   -0.0018 =   -0.00
*** Erreur d'hélice ***********************************************************************************
  Flancs droits =     0.0150 =    0.0185 =    0.0167 =    0.0148 =    0.0178 =    0.0229 =    0.02
      Profil 01 =    -0.0065 =   -0.0040 =   -0.0054 =   -0.0086 =   -0.0097 =   -0.0112 =   -0.01
      Profil 02 =    -0.0036 =    0.0007 =   -0.0030 =   -0.0022 =   -0.0019 =   -0.0034 =   -0.00
      Profil 03 =    -0.0046 =   -0.0012 =    0.0003 =   -0.0007 =   -0.0002 =    0.0014 =    0.001
      Profil 04 =     0.0041 =    0.0018 =    0.0056 =    0.0056 =    0.0030 =    0.0050 =    0.00
      Profil 05 =     0.0071 =    0.0031 =    0.0055 =    0.0062 =    0.0057 =    0.0062 =    0.00
      Profil 06 =     0.0068 =    0.0058 =    0.0065 =    0.0057 =    0.0049 =    0.0066 =    0.00
      Profil 07 =     0.0054 =    0.0046 =    0.0040 =    0.0028 =    0.0070 =    0.0080 =    0.00
      Profil 08 =     0.0019 =    0.0024 =   -0.0029 =   -0.0002 =    0.0039 =    0.0040 =    0.00
      Profil 09 =    -0.0079 =   -0.0127 =   -0.0102 =   -0.0071 =   -0.0108 =   -0.0149 =   -0.01
 Flancs gauches =     0.0201 =    0.0122 =    0.0210 =    0.0174 =    0.0151 =    0.0191 =    0.01
      Profil 01 =    -0.0108 =   -0.0023 =   -0.0114 =   -0.0095 =   -0.0074 =   -0.0073 =   -0.00
      Profil 02 =    -0.0069 =   -0.0044 =   -0.0062 =   -0.0075 =   -0.0022 =   -0.0025 =    0.001
```

liens vers fichiers ressources

informations de contrôle

repositionnement effectué avant analyse

topographie : écarts point à point rangés sous forme matricielle

écarts point à point en creux de dents rangés sous forme matricielle

écarts point à point en sommets de dents rangés sous forme matricielle

erreurs de pas et épaisseurs circulaires évaluées sur le mesurande défini au chapitre II

erreur de profil et écarts point à point sur chaque profil

erreur d'hélice et écarts point à point sur chaque hélice

Rapport de contrôle (de production)

ASCOFORGESAFE

ENSAM
Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Pièce :	**Contrôle :**
Désignation : **Planetaire conventionel 9"3/4**	Nom de la gamme : **102/test_safe_dan_ph 3**
N° Lot : **test validation sur 814**	Nom du contrôleur : **Cyrille BAUDOUIN**
N° outillage : **Déplacements Tx, Ty, Tz, Rx, Ry, Rz**	Date : **01/01/2000**
Plan :	Heure : **00:00:00**
N° plan client : **Aucun**	
N° plan interne : **PBF 0814**	**Cachet :**
Norme : **AGMA**	
Classe de qualité : **8**	

INCLINAISON

Creux de dents : Tolérances: -0.910 / 0 mm

écart maxi : **0** mm écart mini : **-0.000** mm **C**

Sommets de dents : Tolérances: -0.910 / 0 mm

écart maxi : **0.000** mm écart mini : **-0.000** mm **C**

ERREURS DE PAS

Tolérances :

Erreur individuelle de pas (fp) :	0.038	mm
Erreur consécutive de pas (fu) :	0.055	mm
Erreur globale de pas (FP) :	0.102	mm

	Flancs droits		*Flancs gauches*		
fp max	**0.000**	mm	**0.000**	mm	C
fu max	**0.000**	mm	**0.000**	mm	C
FP	**0.001**	mm	**0.001**	mm	C

EPAISSEURS CIRCULAIRES

Théorique : 9.545 mm
Tolérance : 0.050 mm

Epaisseur moyenne : **9.545** mm **C**

Etendue : **0.000** mm

ERREUR DE FORME GLOBALE

Tolérances :

Erreur de surface :	0.200	mm
Erreur de profil :	0.070	mm
Erreur d'hélice :	0.080	mm

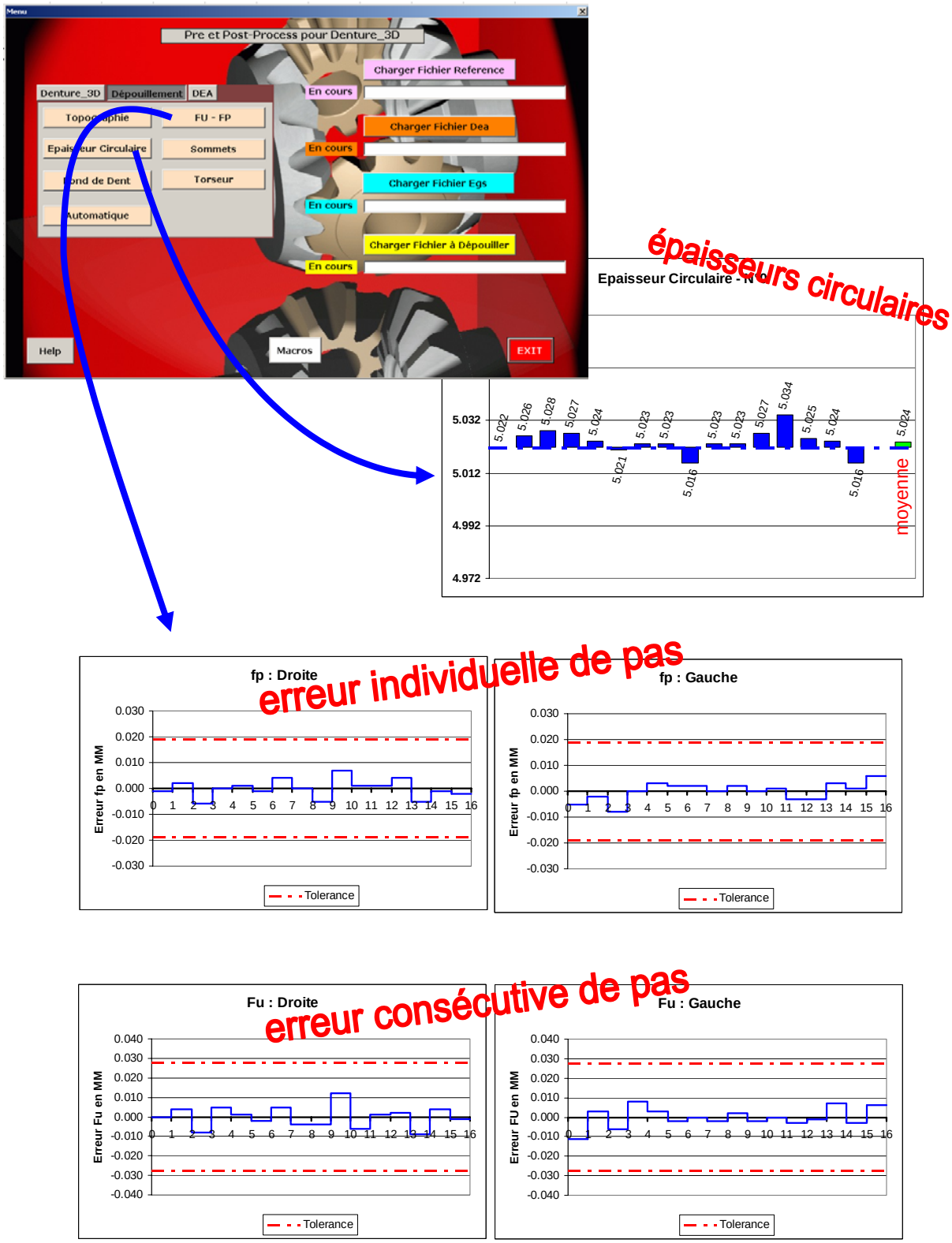
	Flancs droits		*Flancs gauches*		
Erreur de surface :	**0.000**	mm	**0.000**	mm	C
Erreur de profil :	**0.000**	mm	**0.000**	mm	C
Erreur d'hélice :	**0.000**	mm	**0.000**	mm	C

C: Conforme
NC: Non Conforme

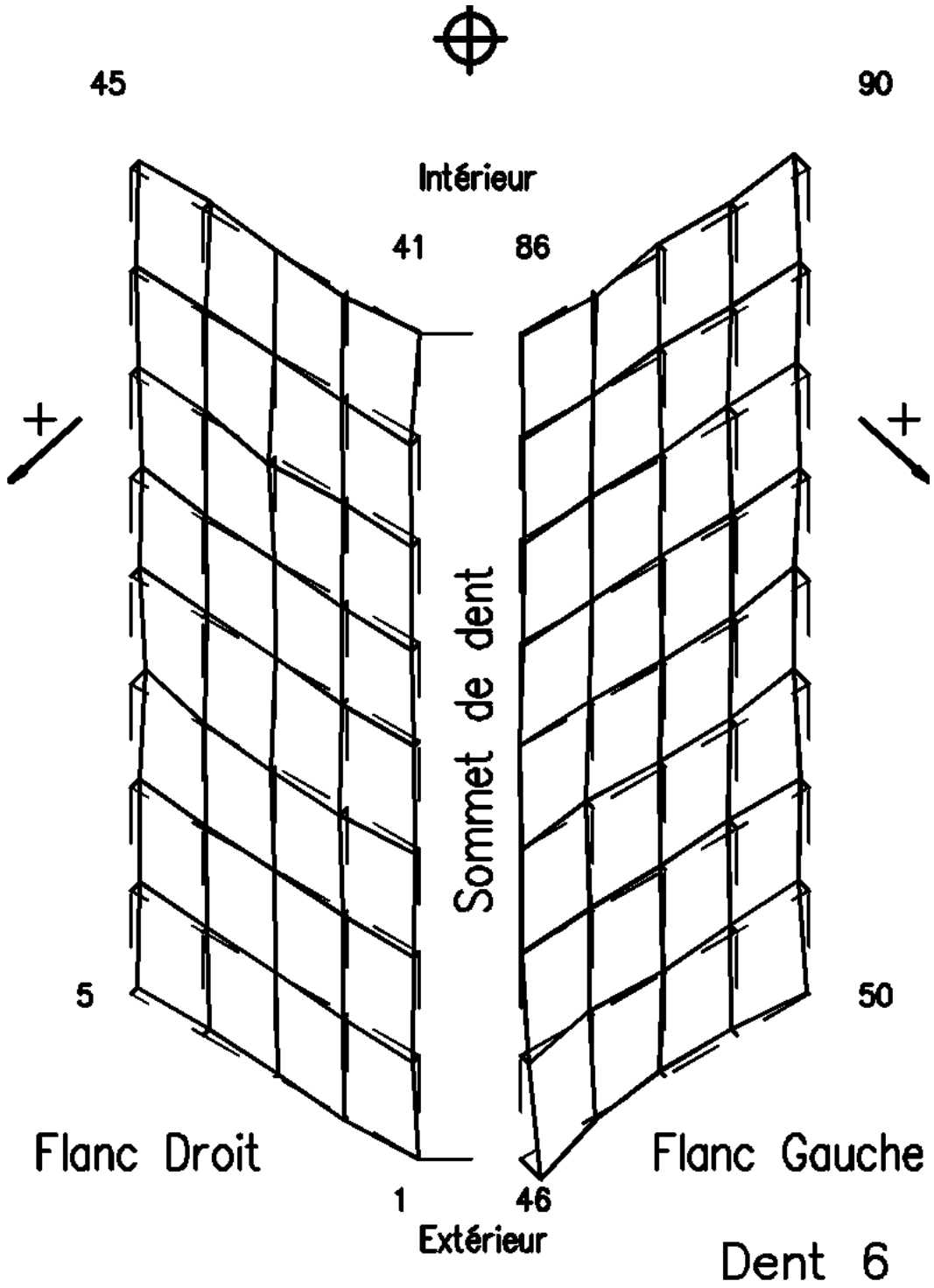
LA PIECE EST CONFORME

Interface de post traitement des données pour mise en forme

Graphes d'erreurs de pas et d'épaisseurs circulaires



Topographies



Annexe II

Communications d'ASCOFORGE Safe

Cette annexe a pour objectif de présenter les différentes communications sur les progrès métrologiques réalisés par ASCOFORGE Safe en collaboration avec le Laboratoire de Génie Industriel et Production Mécanique (LGIPM) et Matra Datavision.

page ix Industrie et Technologie, n° 879, p 76, juin 2006
page x Communiqués de presse MDTVision

INGÉNIERIE

Ascoforge Safe sort la métrologie de son isolement

• Pour intégrer sa métrologie à l'environnement CAO, l'entreprise de forgeage pour l'industrie automobile a dû moderniser ses machines à mesurer.

La métrologie n'est plus le parent pauvre de la chaîne numérique d'Ascoforge Safe. Elle accède désormais aux outils d'ingénierie collaborative au même titre que les méthodes, l'atelier d'outillage, la simulation du forgeage. À chaque étape de conception et de production d'une pièce, les différents services du fabricant de composants forgés pour l'industrie automobile partagent en effet fichiers CAO et données techniques. Intégrer la métrologie à cette chaîne numérique était un souci de ce spécialiste des composants de boîtes de vitesses, d'injection diesel et de différentiel. Et pour ce faire, il a dû moderniser ses équipements. Ses deux machines à mesurer tridimensionnelles (MMT) de marque DEA étaient pilotées par un logiciel tournant sur un ancien système d'exploitation (VMS de l'ex-Digital Equipement). Ce logiciel d'ancienne génération – et propriétaire qui plus est – n'autorisait pas l'intégration de la métrologie à l'environnement CAO. La rénovation des MMT s'imposait.

Ascoforge Safe souhaitait installer une solution indépendante des fabricants de matériels et ne traiter qu'avec un seul interlocuteur « pour que les différents intervenants ne se renvoient pas la balle en cas de problèmes », commente Jean-Claude Bozec, ingénieur chez MDTVision qui a géré la relation avec Renishaw et M3D, les autres acteurs du projet. Ascoforge Safe a opté pour les commandes numériques universelles UCC de Renishaw « qui sont pratiquement un standard de fait », note Norbert Muller, responsable CFAO de l'entreprise. M3D a réalisé l'intégration électronique du matériel sur les machines alors que MDTVision est l'éditeur de Prelude Inspection, le logiciel indépendant de contrôle et de mesure qui a été retenu pour piloter les MMT.

Valider une gamme en une ou deux heures

Prelude Inspection a remplacé avantageusement l'ancien logiciel. La programmation des gammes de mesure pour le contrôle de chaque pièce se faisait par apprentissage sur la MMT. « Nous bloquions une MMT pendant quelques heures à quelques jours selon la complexité de la pièce et le nombre de cotes à contrôler, et la pièce devait déjà être fabriquée », rapporte Norbert Muller. Une MMT est utilisée en libre-service par les opérateurs en production : elle tourne en trois-huit pour le contrôle des pièces par échantillonnage ou à chaque changement d'outil. La seconde, utilisée 16 à 18 heures par jour, est réservée au contrôle de l'outillage et des échantillons initiaux lors du lancement d'une pièce. On le voit, la disponibilité des MMT est rare, leur temps d'utilisation précieux. Grâce à l'intégration directe de Prelude Inspection et Catia V5, la MMT n'est plus immobilisée qu'une ou deux heures pour valider la gamme. Toute la préparation se fait sur des postes off line, sans la pièce ni la machine.

Prelude Inspection s'appuie sur le modèle CAO 3D conçu sous Catia V5 pour définir les points de mesure, générer et simuler la trajectoire du palpeur de mesure. Quelque 90 % des gammes sont ainsi simulées en avance de phase avant même que la première pièce ne soit forgée. Bref, chez Ascoforge Safe, l'ingénierie simultanée est désormais complète. Les modèles CAO 3D sont utilisés pour simuler le forgeage, préparer les trajectoires d'outils d'usinage et pour créer les gammes de mesure de pièces en développement. « Nous assurons maintenant la continuité numérique entre la R&D, la métrologie et la production. À terme, les gammes de mesure seront stockées dans Erébus, notre système de gestion de données techniques », signale Norbert Muller. ● **Youssef Belgnaoui**

EN BREF

L'OBJECTIF

- **Réaliser** une boucle complète d'ingénierie simultanée intégrant la métrologie.

LA SOLUTION

- **Rénovation** matérielle et logicielle des MMT
- **Installation** par M3D de commandes numériques UCC de Renishaw
- **Mise en œuvre** du logiciel Prelude Inspection de MDTVision qui exploite les modèles CAO

DES MMT PLUS DISPONIBLES

● Réservées au contrôle qualité des pièces et des outillages, les deux machines à mesurer tridimensionnelles (MMT) gagnent en disponibilité. Leur rénovation logicielle et matérielle autorise désormais la préparation des gammes de mesure d'une nouvelle pièce sur deux postes off line. Ni pièce ni machine ne sont nécessaires. La programmation des gammes ne se fait plus au pied de la MMT par apprentissage mais à partir du modèle CAO de la pièce.

D.R.

http://www.mdtvision.com/communique_presse.php?cp=11

ASCOFORGE Safe a confié à MDTVISION la maîtrise d'œuvre complète du projet de retrofit

écrit par MDTVision le 28-05-2006

ASCOFORGE Safe pérennise ses équipements de contrôle qualité et intègre la métrologie dans son environnement PLM avec l'aide de MDTVISION

Spécialiste français du forgeage automobile, ASCOFORGE Safe a confié à MDTVISION la maîtrise d'œuvre complète du projet de retrofit (rénovation) de ses machines à mesurer tridimensionnelles (MMT). Résultat : une solution matériel et logiciel pérenne et intégrée dans la chaîne numérique de l'entreprise.

Garantir l'indépendance et la pérennité

Dans le cadre de la modernisation de ses équipements, ASCOFORGE Safe souhaitait à la fois une solution pérenne, indépendante vis-à-vis des fabricants de matériels et intégrée à son environnement CAO.

L'entreprise a donc choisi d'installer une commande numérique universelle -Renishaw- et le logiciel indépendant de contrôle et mesure de MDTVISION -Prelude INSPECTION. Le retrofit électronique des commandes numériques assuré par la société M3D, puis le retrofit logiciel, ont été effectués de manière à perturber au minimum la production. Plus de 50 gammes de mesure type ont été écrites avec l'appui de MDTVISION, qui a également réalisé des développements spécifiques afin d'intégrer le logiciel maison d'analyse de dentures coniques forgées de l'entreprise. «La solution mise en place répond parfaitement à nos besoins. Nous avons pu intégrer nos algorithmes de calcul pour le contrôle de dentures coniques forgées directement derrière Prelude INSPECTION. Il s'agit d'un post-processeur unique sur le marché développé spécifiquement par l'ENSAM de Metz pour Safe à travers la thèse de ***Cyrille Baudouin***. C'est une partie du savoir-faire de l'entreprise qui est ainsi pérennisé », affirme Norbert Muller, Responsable CFAO d'ASCOFORGE Safe.

Assurer la continuité numérique

Cette nouvelle solution logicielle intégrée à l'environnement CAO de l'entreprise a permis à ASCOFORGE Safe de réaliser des gains de productivité importants sur plusieurs plans.

Des postes off-line de Prelude INSPECTION ont remplacé l'ancien logiciel basé sur la méthode par apprentissage. La forge travaille désormais sur ses modèles CATIA V5 pour programmer et simuler les gammes en avance de phase, en bénéficiant d'une intégration directe entre Prelude INSPECTION et CATIA V5. « Pour 90% des gammes, nous nous appuyons sur une définition 3D des pièces. Nous ne sommes plus obligés d'attendre qu'une pièce soit forgée pour la contrôler, ni même d'immobiliser nos MMT pour préparer nos gammes », précise Monsieur Muller.

Prelude INSPECTION favorise également l'ingénierie simultanée. Les modèles 3D servent à simuler le forgeage, préparer les trajectoires d'outils pour l'usinage, et créer les gammes de mesure des pièces en développement. « Avec Prelude INSPECTION, nous assurons maintenant la continuité numérique entre R&D, métrologie et production. A terme, les gammes de mesure seront stockées dans Erébus, notre système de gestion de données techniques qui s'appuie sur la technologie SMARTEAM », ajoute Monsieur Norbert Muller.

Un partenaire unique

La réussite de ce projet repose sur la solution logicielle retenue, les compétences et l'expertise des intervenants et surtout la gestion du projet par un partenaire unique, MDTVISION. «Notre matériel était « exotique » et MDTVISION s'est occupée de tout. Elle a

été notre unique interlocutrice, a géré la relation avec les autres acteurs du projet et a su mobiliser des experts MDTVISION, Renishaw et M3D pour corriger « en live » quelques bugs. Si nous avions été maître d'œuvre, nous aurions beaucoup plus souffert », conclut Monsieur Norbert Muller.

A propos d'ASCOFORGE SAFE

ASCOFORGE Safe compte parmi les leaders européens de la fabrication de composants forgés pour l'industrie Automobile. Elle réalise chaque année plus de 40 millions de pièces sur ses presses horizontales NATIONAL & HATEBUR et verticales automatiques et maîtrise indifféremment les techniques de forgeage à chaud, à froid et à mi chaud, de calibrage, de laminage circulaire et de soudure par friction.

Spécialisée dans les composants de boîtes de vitesses, d'injection Diesel et de différentiel, ASCOFORGE Safe exporte plus de 60% de son chiffre d'affaires proposant à ses clients différents états de finition : de la pièce brute à la pièce prête au montage Net Shape en passant par l'usinage et le traitement thermique. Couvrant une gamme de poids de 100 grammes à 6 kilogrammes, ASCOFORGE Safe met en œuvre ses savoir-faire, son esprit qualité, sécurité et environnement (Certification ISO TS 16 949 : 2002, ISO 9001 : 2000, ISO 14 001 : 2004) et ses équipements de contrôle au service du « 0 » défaut Automobile.

Contact Presse MDTVISION
Aline MICHEL
Tél : 01 69 82 26 56
r-presse@mdtvision.com

Contact presse Agence MP Conseil
Dora DELAPORTE
Tél : (+33)1 47 10 94 94 :
ddelaporte@mpconseil.com

http://cad-magazine.com/cad_aod/news-article-38.html

ASCOFORGE Safe intègre la métrologie à sa chaîne numérique

ASCOFORGE Safe est un spécialiste français du forgeage automobile. Dans le cadre de la modernisation de ses équipements, l'entreprise souhaitait à la fois une solution pérenne, indépendante vis-à-vis des fabricants de matériels et intégrée à son environnement CAO. L'entreprise a choisi d'installer une commande numérique universelle -Renishaw- et le logiciel indépendant de contrôle et mesure de MDTVISION -Prelude INSPECTION. Le retrofit électronique des commandes numériques assuré par la société M3D, puis le retrofit logiciel, ont été effectués de manière à perturber au minimum la production. Plus de 50 gammes de mesure type ont été écrites avec l'appui de MDTVISION, qui a également réalisé des développements spécifiques afin d'intégrer le logiciel maison d'analyse de dentures coniques forgées de l'entreprise. Cette nouvelle solution logicielle intégrée à l'environnement CAO de l'entreprise a permis à ASCOFORGE Safe de réaliser des gains de productivité importants

Commentant cette annonce, Norbert Muller, Responsable CFAO d'ASCOFORGE Safe, explique : "La solution mise en place répond parfaitement à nos besoins. Nous avons pu intégrer nos algorithmes de calcul pour le contrôle de dentures coniques forgées directement derrière Prelude INSPECTION. Il s'agit d'un post-processeur unique sur le marché développé spécifiquement par l'ENSAM de Metz pour Safe à travers la thèse de ***Cyrille Baudouin***. C'est une partie du savoir-faire de l'entreprise qui est ainsi pérennisé."

Annexe III

Contrôle géométrique de tripodes forgés : recherche d'une enveloppe de la pièce finie dans le brut.

Cyrille Baudouin, Laurent Langlois, Luc Morhain, Stéphane Mathieu

18ème Congrès Français de Mécanique, AUM-AFM, Troyes, 29 août - 2 septembre 2005

Laboratoire de Génie Industriel et Production Mécanique (LGIPM – IFAB), EA 3096
Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers – C.E.R de Metz
4, rue Augustin Fresnel – 57078 Metz Cedex 3
Contact : cyrille.baudouin@metz.ensam.fr

Résumé :

Afin de valider l'existence d'une enveloppe de la pièce finie dans le volume brut des pièces forgées "near net shape", où les surépaisseurs d'usinage sont faibles, le contrôle géométrique doit être rigoureux. Nous présenterons l'analyse mathématique du contrôle du battement d'un tripode, qui permet d'éviter des conclusions trop hâtives sur la possibilité d'obtenir la pièce finale conforme ou non.

Abstract :

In order to validate the existence of an envelope of the finished part inside the volume of forged "near net shape" rough part, where the machining oversizes are small, the geometrical inspection must be rigorous. We present the mathematical analysis of the control of the run-out of a tripod, in order to avoid too hasty conclusions on the possibility of obtaining the final part in conformity or not.

Mots clefs : Contrôle ; montage dédié ; rotation de pièces.

1 Introduction

Les produits forgés ont longtemps concerné des pièces dites brutes. Grâce aux évolutions du processus de forgeage (matériaux, outillages, gammes, …), sont apparues des pièces dites "near net shape" où les surépaisseurs de matière par rapport aux surfaces fonctionnelles sont faibles [1].

Le cahier des charges, plus ou moins formalisé entre le client et le fournisseur, comporte un dessin de définition du brut et le montage de contrôle de réception avec son protocole de mesure. On connaît implicitement la gamme d'usinage (brochage, tournage, rectification) pour obtenir les surfaces finies. Dans ce contexte, il n'y a pas une approche globale de la gamme complète de fabrication du produit. Le forgeron doit s'adapter aux contraintes de la gamme d'usinage pré-établie. En fin d'usinage, il ne doit plus rester de traces de brut sur les surfaces fonctionnelles. Le forgeron veut s'assurer de la conformité des pièces en installant un contrôle géométrique à l'issue de l'opération de forge. Celui-ci ne doit pas seulement permettre de vérifier l'existence d'une enveloppe de la pièce finie à l'intérieur de la pièce brute. Il doit vérifier que les opérations d'usinage et de brochage telles qu'elles sont pré-définies permettront d'obtenir la géométrie finale. Par exemple, il n'y a pas d'opération de balançage du brut pour sa mise en position favorable avant la première phase d'usinage. Le contrôle des spécifications géométriques garantissant cette existence par des machines à mesurer tridimensionnelles n'est pas adapté compte tenu des cadences de production puisque le temps de fabrication d'une pièce est de l'ordre de quelques secondes seulement. Le montage dédié semble donc inévitable pour ce type d'application. Pour un tripode, la mise en position isostatique sur les trois pieds afin de réaliser une vérification du battement de l'alésage central par rapport à ces pieds est facile à établir. Cependant, les conclusions de conformité de ce battement peuvent être mal interprétées du fait d'une mauvaise réalisation du montage et d'une interprétation partielle des résultats.

Une analyse mathématique a permis d'estimer la signature des différents défauts dus au tripode lui-même ou au montage de contrôle. Parmi ces signatures, plusieurs sont identiques et ne traduisent pourtant pas le même phénomène ; nous pouvons alors nous interroger sur la pertinence de la cotation. Mais pour cela, l'étude des signatures des différents défauts est indispensable afin de savoir lesquelles pourront être séparables par filtrage informatique pour minimiser le plus possible le nombre d'acquisitions et le temps de mesure. Par ailleurs cette étude permettra de savoir avec quel degré de précision nous devons réaliser le montage de contrôle par rapport aux tolérances sur la pièce.

2 Cotation géométrique et fonctionnalité

Les tripodes sont généralement ébauchés à chaud puis calibrés à froid lors d'une dernière passe. Après la 4ème étape présentée ci-dessous, il reste une opération de brochage des cannelures à l'intérieur de l'alésage central et une opération de finition (tournage et rectification) de chaque pied du tripode.

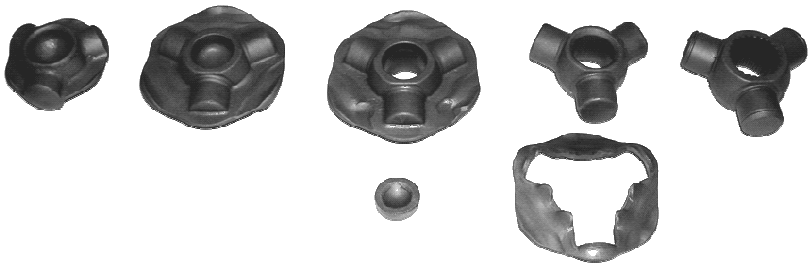


FIG. 1 – Gamme de fabrication d'un tripode

Pour des raisons économiques évidentes, l'objectif des forgerons est de diminuer au maximum le volume des surépaisseurs de finition tout en garantissant l'existence d'une enveloppe de la pièce finie dans le brut forgé. Cependant, l'existence de cette enveloppe ne suffit pas à elle seule à conclure sur la possibilité d'obtenir une pièce finie conforme. En effet, à chaque enveloppe de la pièce finie déterminée, il faut y associer un posage qui par exemple dans le montage de brochage, peut varier de façon significative d'une pièce à l'autre. Or, dans un contexte industriel de reprise de pièces forgées, les cadences ne nous permettent pas de régler un montage d'usinage pour chaque pièce.

C'est donc le processus de fabrication, et notamment le montage d'usinage, qui va imposer la cotation géométrique du brut forgé, le mieux étant de considérer globalement le problème et de concevoir simultanément le montage d'usinage et la géométrie du brut de forge avec ses tolérances. Autrement dit, il ne faut pas chercher s'il existe une enveloppe de la pièce finie dans un brut donné, mais il faut déterminer si l'enveloppe de la pièce finie telle qu'elle va être générée est comprise dans le brut forgé.

Prenons par exemple le cas de l'alésage central. C'est souvent les cannelures intérieures qui sont réalisées en premier dans la phase de finition, puis cette surface sert de reprise pour l'usinage des pieds. Pour réaliser ces cannelures, le montage le plus simple pour que le brochage soit centré par rapport aux pieds, est de positionner trois vés à 120°. Ceux-ci peuvent être réalisés dans un anneau (figure 2). Cependant, en fonction des défauts des pieds (alignement ou diamètre), le contact se fait soit sur le cylindre intérieur, soit le cylindre extérieur. L'épaisseur de l'anneau doit donc être la plus petite possible si on veut éviter de grandes variations sur le positionnement du tripode dans le montage pour des petites variations de la géométrie du brut forgé. Dans ce cas là, la cotation géométrique de l'alésage, pour que les cannelures aient une hauteur suffisante, doit tenir compte de ce positionnement. La localisation de cet alésage doit donc être repérée par des références partielles et ne doit pas prendre en compte les pieds sur l'ensemble de leur longueur comme référence conformément au plan client car cela n'est pas représentatif du posage (figure 3) [2].

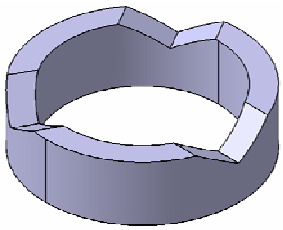


FIG. 2 – Montage pour le brochage

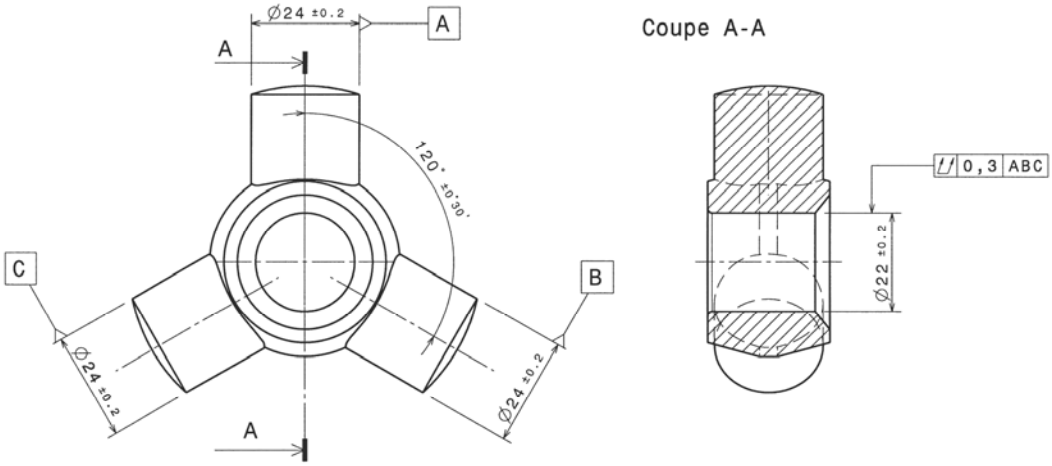


FIG. 3 – Cotation géométrique partielle du tripode fournie par le donneur d'ordre

Compte tenu de cette cotation géométrique, on peut envisager un contrôle dédié en utilisant un support de contrôle analogue à celui du montage d'usinage. Cependant pour simplifier les développements mathématiques, notamment la gestion du contact (cylindre intérieur ou extérieur) en fonction des défauts du tripode, nous avons développé une étude sur un montage de contrôle à « six billes » (figure 4). Ce montage a le double avantage d'assurer un positionnement isostatique par six contacts ponctuels (qui éliminent les six degrés de libertés possibles dans l'espace) et d'avoir une évolution continue du point de contact entre le pied et la bille quand on fait varier les paramètres des pieds.

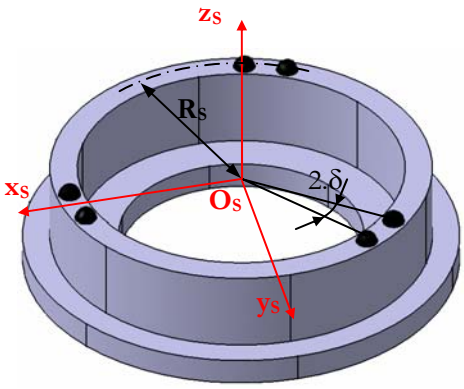


FIG. 4 – Montage de contrôle « six billes »

3 Principe de contrôle à partir du montage dédié

Intéressons nous à la position de l'axe de l'alésage sur un tripode réel. Le principe de contrôle reste simple. Le tripode est placé sur les six billes du montage de contrôle et la gravité assure le maintien en position. Le montage est alors mis en rotation autour d'un axe **ω**. On supposera que le montage est suffisamment rigide pour que cet axe reste invariant au cours du temps. En réalité, l'axe instantané de rotation change constamment de position et d'orientation. On distingue alors l'axe **s**, axe du support de contrôle confondu avec l'axe de l'alésage d'un tripode parfait (nominal) positionné sur le support de contrôle et l'axe **a**, axe de l'alésage réel (figure 5). On négligera le défaut de forme de cet alésage. On considère que les défauts du montage de contrôle ont un effet sur les mesures négligeable devant celui induit par les défauts du tripode.

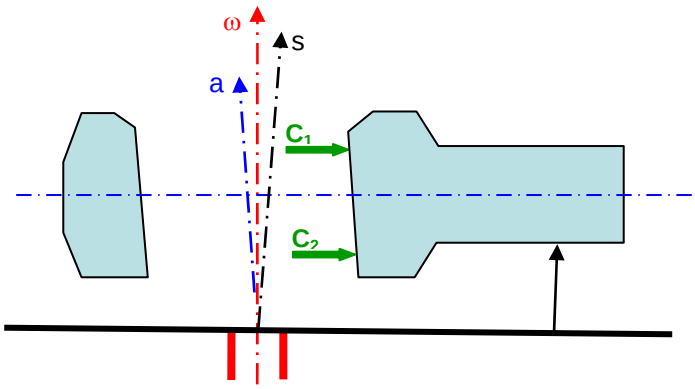


FIG. 5 – Principe de contrôle du tripode

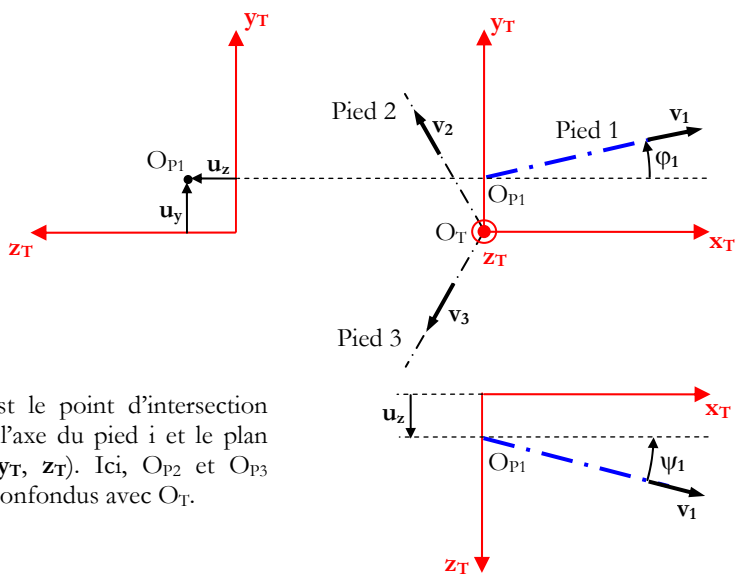
Deux comparateurs, C_1 et C_2, relèvent, pour toute valeur de l'angle de rotation du montage, la variation de position radiale des points d'une ligne de l'alésage réel par rapport à l'axe de rotation du montage. Avec les hypothèses formulées, cette variation mesurée représente les défauts cumulés de position de la ligne de l'alésage par rapport aux 6 points d'appuis et les défauts de position des 6 points d'appuis par rapport à l'axe de rotation du montage. En considérant les défauts de montage négligeables, nous ne pouvons pas remonter au diamètre de l'alésage, mais nous pouvons connaître une image de son axe. Regardons par exemple, les conséquences d'un pied plus gros en diamètre sur le processus de réalisation des opérations de finition.

4 Simulation des défauts : application à un diamètre de pied

4.1 Paramétrage du système

Dans une première approche, nous n'avons étudié que l'influence des défauts de positionnement de 1er ordre, pour les défauts de chaque pied, par rapport au tripode nominal. Pour cela, on fait l'hypothèse que chaque pied est un cylindre de révolution défini par un diamètre et un axe et qu'on néglige les défauts de forme. Considérons un tripode nominal ; on peut lui associer un repère orthonormé direct où l'axe $\mathbf{x_T}$ passe par l'axe d'un pied nominal. Chaque pied est géométriquement définit par un cylindre. Un cylindre possède, par définition, 4 degrés de libertés (la rotation et la translation suivant son axe le laisse invariant) et 1 paramètre intrinsèque. Regardons plus particulièrement les défauts associés au pied 1. La figure 6 montre le paramétrage qui sera utilisé par la suite. Chaque pied peut être paramétré de la même façon.

De même, on pourrait considérer un support nominal auquel on pourrait associer un repère orthonormé direct où le centre du repère serait placé dans le plan des centres des six billes et où l'axe $\mathbf{x_S}$ passerait par le plan de symétrie entre deux billes (figure 4). Chaque bille est géométriquement définie par une sphère. Une sphère possède, par définition, 3 degrés de liberté (les rotations autour des trois axes la laisse invariante) et 1 paramètre intrinsèque. Cependant, nous considérerons que les défauts liés au support de contrôle sont négligeables devant les défauts de réalisation du tripode par le procédé de forgeage. On considérera donc que le support de contrôle est parfait.



O_{Pi} est le point d'intersection entre l'axe du pied i et le plan (O_T, $\mathbf{y_T}$, $\mathbf{z_T}$). Ici, O_{P2} et O_{P3} sont confondus avec O_T.

FIG. 6 – Paramétrage associé aux défauts du pied 1

4.2 Positionnement du tripode dans le montage de contrôle

Supposons un tripode nominal (parfait) placé dans le montage de contrôle considéré lui aussi parfait. Les deux repères (O_T, $\mathbf{x_T}$, $\mathbf{y_T}$, $\mathbf{z_T}$) et (O_S, $\mathbf{x_S}$, $\mathbf{y_S}$, $\mathbf{z_S}$) sont donc alignés avec un décalage en altitude de Z_0. Lorsqu'on prend en compte les défauts du tripode, le repère (O_T, $\mathbf{x_T}$, $\mathbf{y_T}$, $\mathbf{z_T}$) subit de petits déplacements autour de la position précédente [3]. En utilisant le principe des coordonnées homogènes, le passage du repère (O_T, $\mathbf{x_T}$, $\mathbf{y_T}$, $\mathbf{z_T}$) au repère (O_S, $\mathbf{x_S}$, $\mathbf{y_S}$, $\mathbf{z_S}$) peut s'exprimer par une seule matrice de passage **P** qui prend en compte les 3 translations et les 3 rotations qu'on peut considérer petites puisque les défauts de fabrication ne sont pas excessifs [4] :

$$\mathbf{P} = \begin{pmatrix} 1 & -\gamma & \beta & dx \\ \gamma & 1 & -\alpha & dy \\ -\beta & \alpha & 1 & dz + Z_0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Nous pouvons alors exprimer les coordonnées des points, comme celles des vecteurs, dans le repère (O_S, $\mathbf{x_S}$, $\mathbf{y_S}$, $\mathbf{z_S}$) en fonction des coordonnées exprimées dans le repère (O_S, $\mathbf{x_T}$, $\mathbf{y_T}$, $\mathbf{z_T}$) par simple calcul matriciel. Afin d'être homogène, la quatrième composante matricielle d'un point est 1, et la quatrième composante matricielle d'un vecteur est 0.

Pour déterminer ces 6 inconnues (3 translations et 3 rotations), il suffit d'écrire les 6 relations de distance entre les axes de chaque pied et les centres des six billes en fonction des rayons des pieds et des billes :

$$\frac{\left\| \overrightarrow{O_{Pi}O_{Bj}} \wedge \overrightarrow{v_i} \right\|}{\left\| \overrightarrow{v_i} \right\|} = R_{\text{pied i}} + R_{\text{bille j}}$$

Nous pouvons alors regarder l'influence d'un défaut sur un pied. En négligeant les termes d'ordre supérieur à 1, on peut écrire le système des six équations obtenues sous forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} 0 & 2R_S\sin\delta & 2Z_0 & 0 & -2R_SZ_0\cos\delta & -R_S^2\sin(2\delta) \\ 0 & -2R_S\sin\delta & 2Z_0 & 0 & -2R_SZ_0\cos\delta & R_S^2\sin(2\delta) \\ -\sqrt{3}R_S\sin\delta & -R_S\sin\delta & 2Z_0 & -\sqrt{3}R_SZ_0\cos\delta & R_SZ_0\cos\delta & -R_S^2\sin(2\delta) \\ \sqrt{3}R_S\sin\delta & R_S\sin\delta & 2Z_0 & -\sqrt{3}R_SZ_0\cos\delta & R_SZ_0\cos\delta & R_S^2\sin(2\delta) \\ \sqrt{3}R_S\sin\delta & -R_S\sin\delta & 2Z_0 & \sqrt{3}R_SZ_0\cos\delta & R_SZ_0\cos\delta & -R_S^2\sin(2\delta) \\ -\sqrt{3}R_S\sin\delta & R_S\sin\delta & 2Z_0 & \sqrt{3}R_SZ_0\cos\delta & R_SZ_0\cos\delta & R_S^2\sin(2\delta) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} dx \\ dy \\ dz \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2R_S\sin\delta & 2Z_0 & -R_S^2\sin(2\delta) & -2R_SZ_0\cos\delta & -2(R_{Pied}+r_{bille}) \\ 2R_S\sin\delta & 2Z_0 & -R_S^2\sin(2\delta) & -2R_SZ_0\cos\delta & -2(R_{Pied}+r_{bille}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_y \\ u_z \\ \varphi_1 \\ \psi_1 \\ dR_{Pied} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} Z_0^2 + R_S^2.\sin^2\delta \\ Z_0^2 + R_S^2.\sin^2\delta \\ Z_0^2 + R_S^2.\sin^2\delta \\ Z_0^2 + R_S^2.\sin^2\delta \\ Z_0^2 + R_S^2.\sin^2\delta \\ Z_0^2 + R_S^2.\sin^2\delta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (R_{Pied}+r_{bille})^2 \\ (R_{Pied}+r_{bille})^2 \\ (R_{Pied}+r_{bille})^2 \\ (R_{Pied}+r_{bille})^2 \\ (R_{Pied}+r_{bille})^2 \\ (R_{Pied}+r_{bille})^2 \end{pmatrix}$$

Ce système d'équations ne possède que 5 paramètres et 6 inconnues puisque nous n'avons considéré les défauts que sur un pied du tripode. Il faudrait, pour être exhaustif, prendre en compte l'ensemble des défauts sur les 3 pieds et les 6 billes ce qui conduit à un système de six équations à 39 paramètres et 6 inconnues, sans prendre en compte les défauts de l'alésage que nous cherchons à contrôler !

Après inversion de la matrice 6x6 précédente, nous pouvons voir l'influence de la variation du diamètre du pied 1 sur la position du tripode dans le montage de contrôle. Il en résulte un déplacement dz du point O_T suivant **z**, et une rotation β autour de l'axe **y**. La prise en compte des termes d'ordre supérieur à 1 montre un petit déplacement supplémentaire dx suivant l'axe **x**. Ce déplacement reste négligeable devant dz (figure 7).

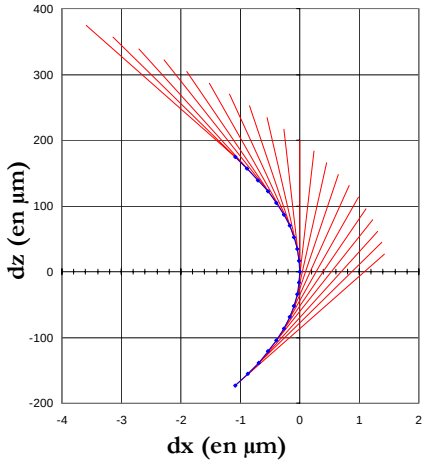


FIG. 7 – Déplacement du point O_T et de l'axe $\mathbf{z_T}$ dans le plan (O_S, $\mathbf{x_s}$, $\mathbf{z_s}$)

4.3 Signature du défaut relevée par les comparateurs

Les comparateurs C_1 et C_2 sont fixes par rapport à l'axe de rotation **ω** d'une part, et en contact avec l'alésage d'autre part. En considérant que le support de contrôle est parfait et que le seul défaut du tripode est un diamètre légèrement plus grand que le diamètre nominal sur un des pieds, alors l'alésage tourne autour de l'axe **ω** qui n'est pas l'axe de l'alésage. On peut définir un nouveau repère d'axe principal **ω** et d'axe secondaire $\mathbf{x_C}$ donné par la direction des capteurs. On supposera que l'origine du repère se situe de façon équidistante entre les deux capteurs. L'axe $\mathbf{y_C}$ est déterminé par construction à partir des deux vecteurs précédents. A l'instant initial, l'axe **a** de l'alésage coupe le plan ($\mathbf{x_C}$, $\mathbf{y_C}$) au niveau du capteur C_1 (respectivement C_2) au point A_1 (resp. A_2) qu'on peut repérer par une excentration e_1 (resp. e_2) et un angle η_1 (resp. η_2) par rapport à l'axe $\mathbf{x_C}$ (figure 8). On a alors :

$$A_1 = \begin{pmatrix} e_1.\cos\eta_1 \\ e_1.\sin\eta_1 \\ h \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad A_2 = \begin{pmatrix} e_2.\cos\eta_2 \\ e_2.\sin\eta_2 \\ -h \end{pmatrix}$$

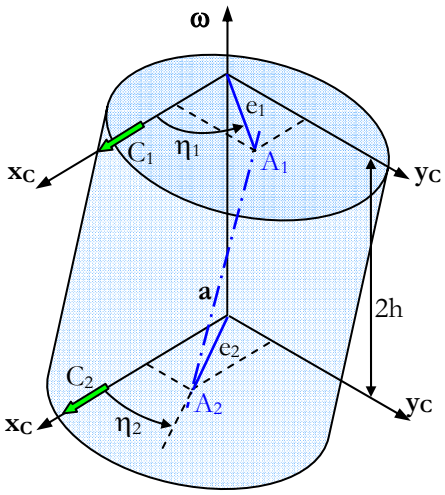


FIG. 8 – Cylindre en rotation autour d'un axe quelconque

Le calcul de l'intersection entre l'alésage de rayon R_a et l'axe $\mathbf{x_C}$ au niveau des deux capteurs, nous donne au niveau du capteur C_1, après rotation d'un angle ω :

$$X_{C_1} = \frac{4e_1h^2\cos[\eta_1+\omega] + e_1e_2\left(e_1\sin[\eta_1+\omega] - e_2\sin[\eta_2+\omega]\right)\sin[\eta_1-\eta_2] + \sqrt{\left(e_1^2+e_2^2+4h^2-2e_1e_2\cos[\eta_1-\eta_2]\right)\left(R_a^2\left(4h^2+\left(e_1\sin[\eta_1+\omega]-e_2\sin[\eta_2+\omega]\right)^2\right)-4e_1^2h^2\sin^2[\eta_1+\omega]\right)}}{4h^2+\left(e_1\sin[\eta_1+\omega]-e_2\sin[\eta_2+\omega]\right)^2}$$

Par permutation des indices, on retrouve facilement l'équation qui décrit le déplacement du capteur C_2. Remarquons à ce niveau que si nous choisissons des capteurs relatifs (type comparateur), nous risquerons de faire une erreur sur le résultat relevé puisque la signature de la rotation d'un cylindre autour d'un axe quelconque dépend de son rayon. Plus le rayon sera grand, plus l'erreur que nous ferons sera importante.

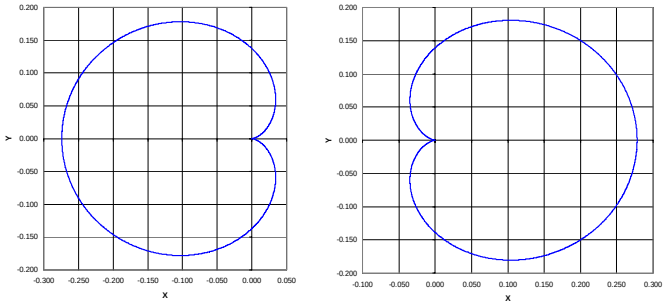


FIG. 9 – Signature des capteurs C_1 (à gauche) et C_2 (à droite) en coordonnées polaires

En résumé, la mesure de l'alésage par révolution de la pièce revient à dire que chaque comparateur relève une distance relative entre un point fixe et un point qui décrit une ellipse. La signature du défaut relevée par le comparateur est donc proche d'une cardioïde (figure 9). Il s'agit en réalité d'une cardioïde projetée dans un plan légèrement incliné par rapport au support de celle-ci. A partir de l'orientation et de l'amplitude des deux « cardioïdes », on peut avoir une image de l'axe de l'alésage relativement rapidement et en déduire facilement son battement.

Le problème à ce niveau est que nous ne pouvons pas dissocier le défaut d'un pied plus gros en diamètre de celui d'un alésage incliné par rapport au plan des trois pieds du tripode par cette unique mesure puisque les signatures sont identiques. Il serait alors dommage de conclure trop rapidement qu'il n'existe pas d'enveloppe de la pièce finie dans le brut forgé. En effet, si un pied est bien positionné mais que son seul défaut est d'avoir un diamètre plus gros que le nominal, alors on est assuré d'être capable de produire une pièce conforme. Rebuter cette pièce en sortie de forge alors qu'elle pourrait être usinée génère un surcoût pour la production non négligeable. Dans ce cas, nous pouvons envisager une seconde mesure de la pièce en la retournant ce qui permet de dissocier les deux défauts à signatures identiques sur une seule mesure.

5 Conclusion

Le contrôle de pièces forgées "near net shape" en ligne nécessite des moyens à la fois rapides et précis. Les montages dédiés sont donc les plus appropriés. Cependant, les relevés que nous obtenons doivent être interprétés de façon judicieuse. Des défauts complètements différents peuvent avoir des signatures sur le processus de contrôle proches voire identiques. Or, il serait dommage d'exclure des pièces de la phase de finition alors qu'une enveloppe de la pièce finie existe dans le brut forgé, ne serait-ce que pour une raison économique.

Une étude plus complète permettra de savoir comment séparer les différents défauts et d'analyser lesquels sont critiques pour la phase finale de production. Une fois l'existence de la pièce finie dans le brut forgé prouvée, il reste à concevoir le montage d'usinage qui permettra de s'adapter à chaque tripode afin d'en rebuter le moins possible. On peut envisager, par exemple, que les billes du montage de brochage soient réglables comme pour l'usinage de pièces classiques [3, 5]. Ces montages devront être intelligents et commandés informatiquement ou basés sur un principe de lames flexibles où l'adaptation se fait automatiquement par un effort ou un déplacement [6] puisque les cadences de production nous laissent que quelques secondes pour réaliser la phase de brochage.

Références

[1] T. A. Dean, "The net-shape forming of gears", Materials & Design, vol. 21, pp. 271-278, 2000.

[2] AFNOR, "Tolérancement géométrique : Généralités, définitions, symboles, indications sur les dessins", NF E 04-552, Novembre 1983.

[3] P. Bourdet, "Contribution à la métrologie tridimensionnelle : modèle d'identification géométrique des surfaces, métrologie fonctionnelle des pièces mécaniques, correction géométrique des machines à mesurer tridimensionnelles", Thèse de Doctorat, Université de Nancy I, Juin 1987.

[4] T. L. Ward, "Homogeneous coordinate definition of work method", Computers & Industrial Engineering, vol. 29, issues 1-4, pp. 433-436, Septembre 1995.

[5] M. Vancaelemont, "Conception des porte-pièces d'usinage. Cotation des mécanismes", Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Janvier 1990.

[6] L.L. Howell, "Compliant mechanisms", John Wiley & Sons Limited, ISBN: 0-471-38478-X, 459 pages, 2001.

CONTRIBUTION A LA QUALIFICATION D'UN PROCESSUS DE FABRICATION PAR UNE APPROCHE DIMENSIONNELLE : APPLICATION AU PIGNON CONIQUE FORGE DIT « NET SHAPE »

RESUME :

Les relations donneurs d'ordres – fournisseurs évoluent de plus en plus vers des relations de partenariat. Le fournisseur voit ainsi son métier évoluer vers la maîtrise de la conception et de la réalisation de ses produits. Dans ce contexte, les forgerons ont développés les pièces « Net Shape », c'est-à-dire des pièces dont les surfaces fonctionnelles principales sont obtenues directement par formage, sans reprise d'usinage. De nouveaux besoins sont alors apparus dans le domaine de la forge, comme le contrôle dimensionnel et géométrique de précision. Ce contrôle a, non seulement, pour objectif de vérifier la conformité de la pièce en relation avec une fonctionnalité attendue, mais aussi de mieux comprendre chaque étape du processus de fabrication. Sans remettre en cause ni le tolérancement, ni le processus de fabrication, le choix du mesurande, pour évaluer à la fois chaque étape du processus de fabrication et la qualité fonctionnelle de la pièce obtenue, est déterminant.

Dans ces travaux, le choix du mesurande pour contrôler un pignon conique forgé « Net Shape » pour différentiel automobile est discuté avec ce double objectif. Il doit être représentatif de l'engrènement, d'où une étude sur les paramètres normalisés de qualification d'un pignon et la façon de les estimer. Il doit également permettre de mieux appréhender le processus de fabrication afin de l'améliorer. Le nouveau mesurande utilisé, mieux représentatif des surfaces fonctionnelles, impose un contrôle avec une machine à mesurer à coordonnées. Le résultat de mesure est dépouillé avec une méthode mathématique vectorielle qui permet de dissocier l'influence de chaque phénomène physique ou technologique représentatif de la fonctionnalité ou du processus de fabrication dès lors qu'ils sont identifiés. L'étude du pignon dans plusieurs états au cours du processus de fabrication aide à mieux comprendre chaque phénomène physique afin d'aboutir à la description mathématique de leurs effets, difficulté de la méthode utilisée. Dans un premier temps, seule une étude qualitative de quelques états de la pièce au cours de son processus de fabrication a été réalisée.

Mots clés : engrenage, métrologie, MMT, mesurande, analyse vectorielle, forgeage de précision

ABSTRACT :

During the recent years, the relationship between customers and suppliers turned to a partnership relation. That's why, the supplier had to change his skills in order to control all the manufacturing process of his products, i. e. from the conception to the realization. In this context, blacksmiths developed a new range of workpieces called "Net Shape", i. e. their functional surfaces are achieved by forging, thus eliminating the following reworking machining operations. New needs appeared in the forging industry, like the precision monitoring. This control aims at certifying that the workpiece has the required geometrical measurements, but also to better understand every manufacturing process steps. In order to evaluate step by step the manufacturing process and the obtained workpiece functionality it is necessary to accurately choose the measurand without to question the workpiece tolerance and the manufacturing process.

In this work, the choice of the measurand to check a forged "Net Shape" bevel pinion for automobile differential is dwelt framework of two goals. Firstly, the measured surface must be representative of a meshing. This implies the study of the pinion's normalized parameters and the way to evaluate them. Secondly, it has to allow a better understanding of the manufacturing process in order to improve it. The new methodology developed in this paper requires the use of a coordinate measuring machine. This method is more suitable to measure the functional surfaces. The results analysis is carried out thanks to a mathematical vector approach. Thus, it allows the dissociation of the influence- once it has been identified-of each physical or technological phenomenon which is representative of the workpiece functionality or the manufacturing process. The study of the pinion after each manufacturing process step enables to better understand the physical phenomena involved in order to develop the mathematical model describing their effects. Initially, just a qualitative study of some manufacturing process steps has been analyzed.

Keywords : gear, metrology, CMM, mesurand, vectorial analysis, net shape forging

ENSAM