

VERS LA MAÎTRISE DE LA QUALITÉ DES ASSEMBLAGES DE PRÉCISION

THÈSE N° 3825 (2007)

PRÉSENTÉE LE 15 JUIN 2007

À LA FACULTÉ DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR
Laboratoire de Production Microtechnique
SECTION DE MICROTECHNIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE

POUR L'OBTENTION DU GRADE DE DOCTEUR ÈS SCIENCES

PAR

Fabien BOURGEOIS

ingénieur en microtechnique diplômé EPF
de nationalité suisse et originaire de Ballaigues (VD)

acceptée sur proposition du jury:

Prof. M.-O. Hongler, président du jury
Prof. J. Jacot, directeur de thèse
Y. Carrara, rapporteur
Dr J.-M. Fuerbringer, rapporteur
Prof. M. Pillet, rapporteur



ÉCOLE POLYTECHNIQUE
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

Lausanne, EPFL

2007

VERS LA MAÎTRISE DE LA QUALITÉ DES ASSEMBLAGES
DE PRÉCISION

LAUSANNE, EPFL

2007

THÈSE PARTIELLEMENT FINANCÉE PAR LE PROJET FRANCO-SUISSE INTERREG 3, "TOLÉRANCEMENT
DE SYSTÈMES ASSEMBLÉS"

à Celui qui est source de vie

Remerciements

A mon directeur de thèse, Prof. Jacques Jacot, pour avoir cru au potentiel de ce sujet et avoir assuré son financement. Merci de m'avoir accompagné sur le chemin de la thèse, d'avoir continuellement stimulé *le bon sens de l'ingénieur* et d'avoir apporté tes idées.

Au Dr. Yuri Lopez de Meneses, qui m'a ouvert à la recherche scientifique, conseillé au début du doctorat et avec qui j'ai payé (!) pour poser les bases de mes travaux sur la maîtrise de la qualité.

A mon Jury de thèse, Prof. Max-Olivier Hongler, Prof. Maurice Pillet, Dr. Jean-Marie Fürbringer, Yann Carrara, et à mon comité de parrainage, Prof. Jacques Giovanola, Dr. Thomas Maeder, Dr. Leon Benmayor et Dr. Jean-Marie Fürbringer pour leurs remarques constructives.

A tous mes collègues du Laboratoire de Production Microtechnique, et en particulier ceux avec qui j'ai collaboré, et dont plusieurs ont été d'infatigables relecteurs : Dr. Sandra Koelemeijer Chollet, Pierre Roduit, Louis-Séverin Bieri, Mathieu Oulevey, Frank Seigneur, Mario Bellino, Dr. Pierre Lambert (ULB), Cédric Wulliens, Julien Gfeller et Caroline Jacq (merci pour les images au SEM !). Aux anciens thésards qui m'ont apporté de précieux conseils, Dr. Julian Randall, Dr. Thierry Zimmermann et Dr. Leon Benmayor. A Karine Genoud, GO du labo, ainsi que Diane Morier-Genoud pour l'administration. Merci à tous d'avoir animé cette tranche de vie !

A tous les étudiants que j'ai supervisé, et desquels j'ai humainement beaucoup appris : Fu Yu, Marc Braun, Gaëtan Matthey, Jérôme Werlen, Olivier Karlen, Julien Jodry, Alexandre Chiriotti, Joëlle Stauffer-Tossetti, Ludovic Dovat, Alain Burkhardt et Nadim-Bruno Dziri.

A mes poinçonneurs des lilas, Jean-Jacques Crausaz, Pascal Zbinden, Georges Perrenoud, Claude Amendola et Jean-Pierre Rougnon.

Aux partenaires de différents projets qui ont contribué à cette thèse :

- Bruno Boffin, Sylvain Freiholz, Antoine Jequier, Patrick Meylan et Ulrich Müller (Audemars-Piguet, Le Brassus). Merci de votre ouverture, l'échange a été fructueux !
- Dr. Grégoire Genolet et Dr. Hubert Lorenz (Mimotec, Sion).
- Christophe Jaquier et Angelo Todeschini (Stoco, Vaumarcus).
- Pierre-Antoine Adragna et Prof. Maurice Pillet (Ecole Polytechnique de Savoie, Annecy) pour la sympathique collaboration sur le tolérancement.

Dans le désordre, j'aimerais encore mentionner Sylvain Hugon (Symbios, Yverdon), Dr. Yann Caloz (Golay, Lausanne), Panos Maltsis (Axnum, Bienne), Dr. Alain Küng (Metas, Berne) et Frédéric Chautems (Micro Precision System MPS, Bienne et Bonfol).

Aux individus actifs dans la vie associative de l'EPFL, dans le GBU, le GBA et le Polyathlon ; aux nageurs et aux coureurs du BM !

Et finalement à ma famille et mes amis, pour leur soutien et leur présence. Clin d'œil à Stephan Gamper et Jean-Pascal Pfister !

Résumé

Dans plusieurs cas industriels, nous avons mis en évidence que les coûts de production en microtechnique sont grevés par des faibles rendements. Parfois les fonctions étaient mal définies, parfois les outils de mesure ne mesuraient pas la fonction malgré leur coût élevé, d'autres fois les décentrages mesurés sur les séries de composants imposaient une retouche systématique, ou encore les cibles n'étaient pas centrées par rapport aux tolérances. Tous ces facteurs rendaient le produit non profitable ou pire, déficitaire.

Souvent, ce sont les responsables des procédés de production qui tirent la sonnette d'alarme, et leur réflexe est de s'attaquer à la variabilité des procédés. L'éclairage que nous avons apporté est de montrer que cette voie ne prime pas. Il s'agit d'abord de s'assurer de la fiabilité des mesures, puis du bien-fondé de la fonction et enfin du pilotage des procédés pour éviter le décentrage. Il est alors temps de chercher des moyens de réduire la variabilité. Les enchaînements de questions proposés guident l'ingénieur, pour l'analyse des problèmes, et que dès l'origine du produit, il s'inquiète de son coût et de sa profitabilité.

Pour décortiquer les problèmes de rendement en microtechnique, nous avons proposé une formulation générale pour calculer le rendement d'un assemblage quelles que soient les distributions de ses composants. Nous avons montré qu'il y a trois principales sources de mauvais rendement : la tolérance sur la fonction, le décentrage et la variabilité des procédés. La variabilité de mesure est une quatrième source non négligeable, souvent incluse dans, et confondue avec la variabilité des procédés.

Un premier remède au mauvais rendement a été illustré par un exemple où des tolérances serrées et la variabilité de mesure sont renversées par le tolérancement et la mesure fonctionnelle.

L'effet catastrophique du décentrage pour les assemblages de précision a été montré. Le tolérancement inertiel est un moyen pour le concepteur de s'assurer que la réalisation de son produit se fasse bien au coût estimé. La spécification est posée conjointement sur la variabilité et le décentrage du procédé de fabrication ou d'assemblage.

S'il savère que l'excès de coût est dû à la variabilité des procédés, nous avons montré que l'assemblage sélectif (tri et appairage) peut être économiquement viable. Bien plus, il permet d'atteindre des variabilités très réduites, inatteignables avec les équipements existants, ou d'éviter un lourd investissement dans de nouvelles machines. Nous avons voulu réhabiliter cette méthode plus souvent appliquée qu'avouée, mais sans que tout son potentiel ne soit exploité. Notre état de la technique, le plus important connu à ce jour, a mis en évidence que le problème n'était jamais approché par les coûts, point sur lequel nous amenons une contribution.

En étudiant en détail un procédé d'assemblage de précision, le chassage à l'échelle submillimétrique, nous avons illustré différentes techniques imaginées pour réduire la variabilité. Il faut clairement identifier la fonction demandée au chassage avant d'optimiser le design pour la remplir. Les paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron sont identifiés comme étant les plus importants à prendre en compte pour concevoir un chassage. Parmi eux, le serrage est le paramètre le plus sensible et le plus critique, à cause de la difficulté à produire des trous précis.

La connaissance des exigences fonctionnelles et des principales sources de variabilité oriente le choix des moyens pour améliorer la robustesse de l'assemblage, de l'insensibiliser aux variations dimension-

nelles. L'électroformage est une technique de fabrication qui ouvre de nouvelles possibilités de créer une section de contact axe-trou adaptée à la fonction.

En bref, nous avons mis en exergue l'importance de la maîtrise de la qualité des assemblages de précision, proposé les meilleurs moyens à disposition pour y parvenir, y compris des techniques de fabrication et matériaux nouveaux pour ces applications, issus de la microélectronique.

Mots-clés maîtrise de la qualité, chassage, analyse fonctionnelle, mesure, tolérancement inertiel, assemblage sélectif.

Abstract

In several industrial case studies, we put in evidence that microsystem manufacturing costs skyrocket because of low yields. Sometimes product functionalities are badly defined ; sometimes metrology systems, in spite of their high cost, happen not to measure the desired functions of the assembly ; at other times process off-centerings (mean distance to target) measured on batches required systematic adjustment, or else targets are not in the middle of the tolerances range. Resulting products present lack of profitability.

Often, quality engineers first reaction is to fight process variability. We have shown that this is not the right policy in precision engineering. The first step is to verify that measurements are reliable, then insure the relevance of the functional requirements and after that, control the process off-centerings. It is then time to search ways to reduce variability. We provide engineers with a set of questions to analyse problems, so that product cost and profitability are considered from the beginning.

For the low yields seen in precision assembly, we formulate how to calculate the ratio of conforming assemblies whatever part probability density functions might be. Low yields are due to three main sources : functional interval, off-centering and variability. Measurement variability is a fourth one, not negligible, often included in, and mixed up with process variability.

A first cure for low-yields is illustrated by an example where measurement variability and tight tolerances are overturned by functional tolerancing and measurement.

In precision engineering, where tolerance intervals are specified in the range of some microns, off-centering effects greatly influence assembly yields. Inertial tolerancing allows designers to assure that assemblies are produced at expected cost. Inertia is a joint specification including both process variability and off-centering.

If high costs are due to process variabilities, selective assembly (sorting and mating parts) may be a cost-effective option. Moreover, it affords to reach very small variabilities, unreachable with existing manufacturing machines, or to avoid heavy investment in new equipment. Few make the most of this method, which is more practiced than confessed. Our state of the art, the most important to our knowledge, has pointed out the lack of cost perspective on this subject, on which some work is presented.

Through an in-depth study of submillimetric press-fit, different techniques to reduce variability are illustrated. It all starts with a clear definition of press-fit functional requirements, before trying to optimize its design. Parameters of the Lamé-Clapeyron model are identified to be the relevant ones to design press-fits. Among them, interference is the most sensitive and critical one in press-fit, because submillimetric holes are hard to produce precisely. Knowing the functional requirements and the main sources of variability affords the optimization of assembly robustness, to desensitize it to dimensional variations. Electroforming is a manufacturing technique that opens up new opportunities for creative design by adapting the contact surface between hub and shaft.

To sum things up, we have shown the great influence of quality control in precision engineering, proposed the best ways to achieve it, including the use of novel microelectronic manufacturing processes.

Keywords quality control, press-fit, function analysis, measurement, inertial tolerancing, selective assembly.

Table des matières

Résumé	v
Abstract	vii
1 Introduction	1
1.1 Origine et motivation de la problématique de la thèse	1
1.2 Structure de la thèse	3
1.3 Suggestion de lecture	4
1.4 Nécessité d'une démarche holistique et itérative	5
1.5 Le champ applicatif de la thèse	9
1.5.1 Le chassage horloger	9
1.5.2 Les enjeux de l'assemblage des microsystèmes hybrides	10
1.5.3 Notre approche de l'assemblage de précision	12
1.6 Perspective historique de la maîtrise de la qualité	13
1.7 Notre vision de la conception de produit	13
2 La mesure en microtechnique	17
2.1 La problématique de la mesure à l'échelle micrométrique	18
2.2 Les limites d'un système de mesure en microtechnique	19
2.2.1 La mesure du diamètre d'un trou par jauges	20
2.2.2 Mesure de la rugosité et du profil d'un trou au profilomètre optique	21
2.2.3 Mesure des sections d'un trou avec un palpeur nanométrique	25
2.2.4 Comparaison de la forme des trous selon le procédé de fabrication	26
2.2.5 Résumé des systèmes de mesure des trous submillimétriques	32
2.2.6 En ligne de mire : l'analyse modale décrit les défauts de forme et de surface	32
2.3 Estimer le rendement d'une production	33
2.3.1 La dispersion est due à la machine, le décentrage au mécanicien	33
2.3.2 Le rendement d'assemblage	34
2.3.3 Généralisation à plus de deux composants ou procédés	38
2.4 La capabilité est un indicateur du rendement	39
2.4.1 Les relations non-linéaires entre rendement et capabilité	41
2.4.2 Evaluation rapide de la capabilité d'assemblage, par l'impédance d'assemblage	42
2.4.3 Quelques dangers de ne travailler qu'avec l'indice C_p	45
2.4.4 Résumé	51
2.5 Capabilité et variabilité de mesure	51
2.5.1 La variabilité mesurée est due au procédé et à l'instrument	52
2.5.2 Précision et exactitude	55
2.5.3 Répétitivité et reproductibilité	56
2.6 La mesure fonctionnelle	57

2.6.1	Le produit étudié	58
2.6.2	La problématique menant à la mesure fonctionnelle	59
2.6.3	L'application de la mesure fonctionnelle	60
2.6.4	Les gains de la mesure fonctionnelle	61
2.7	Conclusion	62
3	Réduire le décentrage par le tolérancement inertiel	65
3.1	Introduction	66
3.1.1	Motivation à travailler sur le tolérancement comme moyen d'augmenter le rendement du microassemblage	66
3.1.2	Différentes visions du tolérancement	67
3.2	Le tolérancement pour l'assemblage des microsystèmes	67
3.3	Les différents types de tolérancement	69
3.3.1	Tolérancement au pire des cas ou tolérancement min-max	69
3.3.2	Tolérancement statistique	70
3.3.3	Critique des tolérancements existants (min-max et statistique)	70
3.3.4	Le tolérancement inertiel est-il une nouvelle méthode de tolérancement ?	71
3.3.5	Exemple de tolérancement fonctionnel	74
3.4	Le tolérancement inertiel en questions	76
3.5	La prédiction du rendement	77
3.5.1	La prédiction du rendement sans décentrage	77
3.5.2	Le prédiction du rendement avec décentrage	78
3.5.3	Combien d'assemblages y a-t-il à gagner en centrant les procédés ?	79
3.6	La sensibilité du rendement	80
3.6.1	La sensibilité du rendement au décentrage et à la variabilité	81
3.6.2	L'influence du nombre de pièces de l'assemblage	82
3.6.3	L'influence de l'instrument de mesure	82
3.7	Répartition des inerties en tolérancement inertiel	82
3.7.1	Procédure de conception	83
3.7.2	Allocation d'inerties	83
3.7.3	Analyse des coûts d'une opération d'assemblage : manuelle ou automatisée ?	84
3.8	Cas d'étude industriel	85
3.9	Récapitulatif des réponses aux différents intervenants	89
3.9.1	Le point de vue de l'atelier de fabrication : le responsable d'atelier et le mécanicien	89
3.9.2	Le point de vue du concepteur	90
3.9.3	Le point de vue du responsable qualité	90
3.10	Conclusion	91
4	Assemblage sélectif	93
4.1	Qu'est-ce que l'assemblage sélectif ?	94
4.1.1	Définition de l'assemblage sélectif	94
4.1.2	Motivation	94
4.1.3	Quelques exemples industriels	96
4.2	Historique de la recherche sur l'assemblage sélectif	97
4.3	Les principaux thèmes de recherche	98
4.3.1	Stratégie d'appariage : nombre de classes et limites des classes de tri	99
4.3.2	Maîtrise de la qualité	106

4.3.3	Logistique et flux : aspects dynamiques de l'assemblage sélectif	107
4.3.4	Hardware : comment mesurer et trier les pièces ?	108
4.3.5	Conception et assemblage sélectif : comment tolérer ?	109
4.3.6	Le tri d'après l'ordre d'usinage	109
4.4	Les coûts - notre vision	109
4.4.1	L'assemblage sélectif vu sous l'angle des coûts	109
4.4.2	Tri parfait modélisé par des distributions uniformes	112
4.4.3	Tri imparfait modélisé par des distributions gaussiennes	113
4.4.4	Coût du tri	115
4.4.5	Exemple	117
4.4.6	Trouver une voie entre réalisme et simplicité	118
4.5	Conclusion	119
5	La force de chassage	123
5.1	Problématique du chassage à l'échelle microtechnique	124
5.1.1	Analyse fonctionnelle du chassage	124
5.1.2	Les questions de recherche	125
5.2	Etat de la science	126
5.2.1	Le modèle du cylindre à parois épaisses, ou modèle de Lamé-Clapeyron	126
5.2.2	Les travaux de Yang sur le frettage	130
5.2.3	Les travaux expérimentaux de Radhakrishnan et al. sur le frettage	132
5.2.4	Les travaux expérimentaux de Jones sur des trous submillimétriques usinés par LIGA	139
5.2.5	Comparaison des modèles de chassage existants	141
5.2.6	Survol d'autres publications sur le chassage et le frettage	142
5.2.7	Domaines couverts par les travaux existants et spécificité de notre travail	144
5.3	L'espace et les directions de recherche	148
5.3.1	Liste des paramètres possibles	148
5.3.2	Les paramètres choisis et l'espace de recherche	149
5.3.3	Les idées pour augmenter la tenue et la robustesse du chassage	151
5.4	Expériences dans les trous électroformés	152
5.4.1	Chassage de l'axe	153
5.4.2	Test de résistance au couple de l'assemblage chassé	155
5.4.3	La procédure expérimentale suivie	157
5.5	Analyse des résultats	158
5.5.1	Descriptions qualitatives des courbes	158
5.5.2	Influence des paramètres géométriques sur la force de chassage et le couple de glissement	167
5.5.3	Le type de section de contact	171
5.5.4	Synthèse des influences des paramètres géométriques et des sections de contact sur la force de chassage et le couple de glissement	181
5.5.5	Observations sur les échantillons et hypothèses sur les phénomènes	181
5.5.6	Comparaison avec un plan d'expériences mené chez Audemars-Piguet	186
5.5.7	Idées pour de nouveaux contacts	187
5.5.8	Un modèle élasto-plastique du chassage conviendrait-il mieux ?	189
5.6	Vers l'utilisation du chassage pour les microsystèmes ?	190
5.6.1	L'influence des variations de la forme des trous est importante	190

5.6.2	Les procédés d'usinage chimique	191
5.7	Les enseignements de cette recherche	192
5.8	Perspectives	193
6	Réduire la variabilité du positionnement par chassage	195
6.1	La problématique du positionnement répétitif par chassage	196
6.1.1	Exemple industriel : le chassage des pierres en horlogerie	196
6.1.2	Etat de la science	197
6.2	La position varie avec la force d'insertion	198
6.2.1	Un modèle de déformation d'une poutre pour comprendre	199
6.2.2	Les modèles de déformation des plaques	200
6.3	Les autres obstacles à un positionnement axial précis	203
6.3.1	Rigidité du système de chassage	203
6.3.2	Variation de la géométrie d'un trou sous l'effet de la flexion	205
6.3.3	Le stick-slip limite la précision de positionnement	205
6.4	Mesurer la déformation et corriger	206
6.4.1	Procédure pour obtenir un positionnement répétitif en plusieurs mouvements	207
6.4.2	Procédure pour obtenir un positionnement répétitif en un seul mouvement	207
6.5	Expériences de positionnement en plusieurs mouvements	209
6.5.1	Méthode et dispositif expérimental	209
6.5.2	Résultats des expériences	210
6.5.3	Analyse des résultats	210
6.6	Réalisation de machines de chassage	211
6.6.1	Machine d'empierrage sur le principe de positionnement en plusieurs mouvements, par Stoco	211
6.6.2	Machine d'empierrage sur le principe de positionnement en un seul mouvement, par Sysmelec et Patek Philippe	212
6.7	Conclusion	212
7	Conclusion	217
	Bibliographie	231
	Curriculum Vitæ	233

Si nos fabriques imposent à force de soin la qualité supérieure de nos produits, les étrangers trouveront avantage à se fournir en France et leur argent affluera dans le royaume.

Jean-Baptiste Colbert (1619-1683), Intendant des Finances.

1

Introduction

1.1 Origine et motivation de la problématique de la thèse

Lors des projets menés avec des entreprises suisses actives dans la microtechnique, nous avons rencontré des situations particulièrement édifiantes. Elles nous ont révélé qu'en microtechnique, le rebuts des opérations de fabrication est rarement inférieur à 3% et peut avoisiner 30%. Sans parler des micro-systèmes, dont la fabrication est sujette à des rebuts de 10% dans le meilleur des cas, jusqu'à plus de 80% pour les premières séries. Sur les opérations d'assemblage de précision, le taux de retouche est fréquemment supérieur à 5%, et peut atteindre 100%. Le rebuts et les retouches révèlent des procédés non maîtrisés.

En microtechnique, le coût de la main d'œuvre ne doit pas dépasser 15% du coût du produit pour produire dans les pays d'Europe occidentale [96]¹. Or, l'assemblage est une part importante du travail manuel. La maîtrise des procédés d'assemblage de précision est donc vitale pour l'industrie européenne².

L'enjeu est important, et le défi technique l'est autant. Diminuer la part de main d'œuvre dans le coût des produits passe par l'automatisation, soit des investissements importants. La difficulté est réelle, car si l'opérateur peut assembler des pièces pas tout à fait conformes - grâce à sa dextérité, sa compliance et sa réflexion - en assemblage automatisé, seuls les composants conformes pourront être assemblés correctement. La maîtrise des procédés d'assemblage passe par celle des procédés de fabrication.

Cette thèse se veut très concrète, appliquée et applicable. A cette fin, les domaines d'application représentés dans cette thèse sont représentatifs de l'industrie helvétique, comme les domaines du luxe, du médical, de la micromécanique ou des semis-conducteurs, et les exemples sont réels, parfois simplifiés pour faciliter la compréhension.

Zoom avant sur le contexte dans lequel ont surgi les problèmes qui nous ont été posés, et qui ont mené à notre proposition de conception orientée coût.

¹En 1984, Hayek avait estimé que réduire le coût de main d'œuvre sur les montres bas de gamme à 20% du coût total lui permet de vendre des montres à plus de la moitié de la population mondiale [88, pp. 87-88], de vendre davantage que les Japonais, à cause de l'image du Swiss made. De là lui vint la conviction que sauver l'horlogerie suisse était possible.

²L'innovation est sans doute l'autre dynamique essentielle au maintien - et au développement - de l'industrie en Europe occidentale. Il n'en est pas directement question dans cette thèse.

Considérons le préhenseur d'une tête de placement de composants électroniques (sect. 2.6). Une machine de placement, composée de six à douze préhenseurs, positionne plus d'un composant à la seconde sur un circuit électronique. Sur demande du client, il faut augmenter la résolution angulaire du préhenseur, bref, améliorer une fonction du produit. Les dessinateurs diminuent les dimensions des pièces et les tolérances, et le tour est joué. Les premières séries sont lancées. Résultat de cette démarche accélérée : certains produits dans les spécifications ne sont pas fonctionnels, alors que d'autres hors des spécifications le sont. Les tolérances sont serrées une seconde fois. Les outils de fabrication et de mesure n'ont pas changé, les variabilités sont aussi étendues qu'auparavant. Une petite amélioration est constatée, mais la qualité n'est toujours pas garantie.

Le concepteur qui avait défini les fonctions et posé les spécifications du produit originel est parti, et son travail n'a pas été documenté. La fonction demandée a été déclinée en tolérances géométriques serrées, difficiles à obtenir avec les outils de production. Les mesures sur les composants se font par rapport à ces tolérances géométriques et aucun appareil ne mesure la fonction du produit.

Notre démarche est partie de l'analyse des défauts, de comprendre pourquoi certains produits dont les dimensions étaient mesurées conformes ne l'étaient pas fonctionnellement, et vice-versa. La mise sur pied d'une station de mesure de la fonction du produit, ainsi que du tolérancement fonctionnel de l'assemblage a permis de diminuer le rebuts, mais aussi de requalifier une part des rebuts du passé.

Portons nos regards sur une nouvelle prothèse de hanche qui doit être lancée rapidement. La liaison des deux pièces principales est réalisée par des cônes oblongs, produits sur un centre d'usinage cinq axes. Les spécifications de ces surfaces compliquées sont extrêmement serrées, mais ne donnent aucune information sur la fonction de l'assemblage. Ces surfaces sont mesurées à grand prix, et induisent un rebut de 30%.

Les spécifications fixées n'étaient pas celles qui assureraient la résistance exigée. Comme très souvent, elles ne portent pas sur les fonctions du produit, mais sur les cotes des composants. Notre analyse définit les fonctions d'assemblage, redéfinit les moyens de mesure.

Le même constat est valable pour la spécification des assemblages horlogers. Prenons un assemblage horloger complexe de quatre composants, dont les spécifications sont très serrées, mais héritées d'un passé lointain. Pour les connaisseurs, il s'agit de garantir un ébat, un certain jeu axial d'une roue engrenée. Là, tous les assemblages sont ajustés manuellement, et le coût unitaire de la retouche est gigantesque.

Les mesures sur différents lots de production ont mis en évidence l'effet désastreux des lots décentrés sur le taux de conformité des assemblages. De plus, nous montrons que le chassage par presse numérique et non plus manuelle offre des perspectives très réjouissantes pour la maîtrise de la variabilité de l'ébat.

Le chassage à l'échelle submillimétrique est le procédé d'assemblage de précision sur lequel nous avons concentré nos recherches pour illustrer les options en maîtrise de la qualité du microassemblage. Au début de nos recherches en 2003, très peu d'industriels suisses reconnaissaient avoir des problèmes de chassage. Dès les premières visites d'entreprises horlogères, il a été évident que la réalité était tout autre. Dans les ateliers, les praticiens nous montraient des procédés dont la variabilité ne pouvait de loin pas satisfaire les exigences fonctionnelles.

D'un point de vue scientifique, la pertinence d'une recherche sur le chassage n'a été que renforcée par le peu de littérature trouvée sur le procédé. A témoin, le modèle de base, de Lamé-Clapeyron, n'est pas souvent formulé, encore moins discuté, et n'a jamais été vérifié expérimentalement !

Les questions qui ont guidé cette recherche sont les suivantes :

1. Pourquoi y a-t-il autant de rebuts et de retouches sur les assemblages de précision ?

- Quels sont les paramètres influents ?
- 2. Comment maîtriser la qualité des assemblages de précision ?
 - Comment définir la qualité d'un assemblage de précision (p.ex. chassé) ? Comment la mesurer ?
 - Quels sont les paramètres influents ?
- 3. Comment rendre les assemblages de précision robustes ?

C'est ainsi que dans plusieurs cas industriels étudiés pendant la thèse et qui ne sont pas tous présentés dans ce document, nous avons mis en évidence que les coûts de production en microtechnique sont très souvent grevés par des faibles rendements. Parfois les fonctions étaient mal définies, parfois les outils de mesure ne mesuraient pas la fonction malgré leur coût élevé, d'autres fois les décentrages mesurés sur les séries de composants imposaient une retouche systématique, ou encore les cibles n'étaient pas centrées par rapport aux tolérances. Tous ces facteurs rendaient le produit non profitable ou pire, déficitaire.

Souvent, ce sont les responsables des procédés de production qui tirent la sonnette d'alarme, et leur premier réflexe est de s'attaquer à la variabilité des procédés. L'éclairage que nous tenterons d'apporter ici est de montrer que cette voie ne prime pas, et même qu'elle n'est pas la plus judicieuse dans un premier temps. Il s'agit d'abord de s'assurer de la fiabilité des mesures, puis du bien-fondé de la fonction, avant de mettre sous contrôle les procédés pour éviter le décentrage. Il est alors temps de chercher des moyens de réduire la variabilité. Nous proposerons plusieurs séries de questions à l'ingénieur, pour que dès l'origine du produit, il s'inquiète de ses coûts et de sa profitabilité.

C'est ainsi que la démarche d'analyse et de conception proposée utilise le coût et donc le rendement comme critère d'évaluation. Ces critères guident les itérations.

1.2 Structure de la thèse

La structure de cette thèse suit une démarche d'analyse et de résolution de problèmes (fig. 1.1), davantage que le sens d'une procédure de conception. Cette démarche correspond plus ou moins au sens inverse de l'analyse des chutes de capacités proposée par Pillet [158, p. 159].

La thèse débute par la problématique de la mesure à l'échelle microtechnique (chap. 2). Il convient de commencer par s'assurer du constat de non qualité, que les valeurs mesurées soient porteuses de sens. Cela ne va pas de soi. En particulier, la mesure des trous sera identifiée comme le point critique pour l'étude du chassage. Il sera aussi expliqué comment calculer un rendement d'un assemblage, le critère de mesure de performance prôné pour la conception en microtechnique.

Puis sera traité le thème de la spécification (chap. 3). Le tolérancement inertiel est un des outils qui permet au concepteur de s'assurer que la réalisation de son produit se fasse bien au coût estimé. La contrainte est posée conjointement sur la variabilité et sur le décentrage du procédé de fabrication ou d'assemblage.

S'attaquer à la variabilité des procédés est souvent plus coûteux qu'une analyse fonctionnelle ou la mise sous contrôle du décentrage. Nous montrerons que l'assemblage sélectif (tri et appairage) peut être une solution économiquement intéressante pour réduire la variabilité (chap. 4). Bien plus, il permet d'obtenir des variabilités inatteignables avec les machines existantes, ou d'éviter un lourd investissement dans de nouvelles machines.

Pour terminer, en étudiant en détail un procédé d'assemblage de précision, le chassage à l'échelle submillimétrique, nous montrerons qu'il est possible d'optimiser le chassage pour répondre au mieux à la fonction demandée, et de réduire la variabilité du chassage par rapport à cette fonction. Il sera d'abord question de la fonction de tenue au déchassage et au couple (chap. 5), puis de celle de positionnement (chap. 6).

Bas rendement Coût élevé	Mesure pas capable?	Mesure variabilité : R&R study, Anova Mesure fonctionnelle
	Spécifications trop étroites?	Redéfinir fonction: Analyse fonctionnelle Répartir selon procédé: Allocation à iso-capabilité
	Décentrage trop élevé?	Spécification intégrant décentrage: Tolérancement inertiel Carte de contrôle
	Variabilité trop élevée?	Modèle local du procédé: Plan d'expériences Tri et appairage: Assemblage sélectif

FIG. 1.1 – Démarche qualité préconisée pour augmenter le rendement de l'assemblage de précision.

Cette introduction laisse entrevoir que l'analyse fonctionnelle sous-tend chaque chapitre de la thèse. Cette notion n'est pas nouvelle, mais est revêtue d'un intérêt particulier lorsque les exigences sur le produit sont élevées et difficiles à atteindre. Il est alors d'autant plus indiqué de ne réaliser que ce qui est nécessaire.

1.3 Suggestion de lecture

Aux lecteurs qui ne pourraient s'offrir le temps de parcourir toute cette thèse... l'itinéraire suivant est proposé :

1. L'histoire du jeune ingénieur, pour saisir la problématique de l'échelle microtechnique. Certains chiffres cités montrent les origines de mauvais rendements - la tolérance sur la fonction, le décentrage et la variabilité (tab. 3.1).
2. Comment calculer un rendement d'assemblage ? La formulation générale, pour calculer le rendement d'un assemblage quelles que soient les distributions de ses composants, est donnée à la section 2.3.2.
3. En microtechnique, la différence entre la mesure et la réalité peut être significative (tab. 2.3). Cette différence est source de variabilité importante lors du chassage. Une démarche pour approcher les problèmes de mesure en microtechnique est proposée (tab. 2.1).
4. Comparaison de la mesure des trous électroformés, étampés-rectifiés, et percés-alésés (sect. 2.2.4). La variation de forme des trous est une source de variabilité non négligeable lors du chassage (sect. 2.2.4).
5. La mesure et le tolérancement fonctionnels focalisent sur la fonction du produit et constituent une voie alternative qui évite bon nombre de mesures et spécifications coûteuses (sect. 2.6).
6. L'effet du décentrage sur le rendement est montré à la figure 3.6, et la figure 3.7 montre une proposition de carte de contrôle des procédés.
7. Le tolérancement inertiel permet d'éviter de perdre trop de rendement à cause du décentrage. Il est présenté à la section 3.3.4.
8. Les enjeux de l'assemblage sélectif et les questions clés (tab. 4.2).

9. L'analyse des résultats sur la force de chassage et la tenue au couple (sect. 5.5), ainsi que les hypothèses sur les phénomènes, et les propositions de design des sections de contact pour les assemblages chassés.
10. La stratégie de positionnement par chassage en une seule descente (fig. 6.8).

A ceux qui ne parcoureront cette thèse qu'en images... ne manquez pas celles-ci (tab. 1.1) :

Point important	Figure	Tableau
Les mauvais rendements en microtechnique	3.5	3.1
Le calcul du rendement d'un assemblage		2.5
La forme des trous selon le procédé de fabrication	2.8	
L'effet du décentrage sur le rendement	3.6	
L'effet de la variabilité et du décentrage	3.7	
L'effet de la mesure sur le rendement		2.7
La mesure microtechnique en questions		2.1
Le tolérancement inertiel en questions		3.3
L'assemblage sélectif en questions		4.2
Le positionnement par chassage en une seule descente	6.8	
Les paramètres influents du chassage	5.29	5.6, 5.7
Les idées de contact, pour le chassage		5.48, 5.49, 5.50
La méthode de conception préconisée	1.4	

TAB. 1.1 – Pour survoler la thèse en images...

1.4 Nécessité d'une démarche holistique et itérative pour maîtriser la qualité des produits microtechniques

L'histoire qui suit a été publiée dans la Revue Polytechnique du mois de novembre 2005 [30]. L'objectif était de sensibiliser les industriels aux difficultés propres à l'échelle microtechnique. Elle montre que des problèmes apparaissent à l'assemblage, à la mesure ou ailleurs, mais qu'il n'est pas possible de les résoudre en concentrant ses efforts sur l'assemblage, ou la mesure, respectivement. La démarche est holistique, concerne tout le processus de génération du produit, de la conception au contrôle final, en passant par le tolérancement, la fabrication, la mesure, l'assemblage, etc. Une procédure linéaire, cartésienne, n'assurerait ni la qualité d'un produit microtechnique dès la première tentative, ni sa profitabilité. La démarche nécessaire est holistique et itérative. Le coût et le rendement indiquent si le produit peut remplir sa fonction au coût désiré, ou si la démarche doit être reprise, par exemple avec des spécifications différentes.

Une partie des chiffres avancés sera repris dans le tableau 3.1.

Histoire d'un jeune ingénieur qui se lance dans la microtechnique

René Descartes est un jeune ingénieur en mécanique. Il vient de trouver un travail dans une PME de l'Arc jurassien, sous-traitant microtechnique. Le tout petit, c'est ça l'avenir, lui avait-on dit.

Petites séries, petits problèmes

Premier jour. L'ancien qui lui remet son poste est là, et lui transmet la pile de dossiers des clients. Le premier dossier attire son attention, il est marqué URGENT en rouge. Après quelques banalités, l'ancien l'avertit : "Fais attention, le premier dossier vient de notre plus gros client." Sur le pas de la porte, il lui lance encore un "Bonne chance !" et s'en va en riant.

Le jeune René ouvre le dossier. Il lit : Délai... C'était hier, ça commence bien ! Il parcourt le dossier et constate qu'il s'agit d'un produit composé seulement de deux pièces à assembler. En y regardant de plus près, il constate que les pièces doivent avoir entre elles un jeu de six microns pour que le fonctionnement soit correct. C'est petit, il avait plutôt l'habitude d'une vingtaine de microns, lorsqu'il consultait les normes pour ses propres dessins. Et ce qu'il construisait fonctionnait toujours. Bien-sûr, il ne faisait que des prototypes, mais là, la série demandée -une série zéro- n'était que de vingt pièces ; il se dit que si nécessaire, le mécanicien pourrait bien ajuster les quelques assemblages récalcitrants. Après tout, il n'y a qu'un ordre de grandeur de différence entre ce jeu et ceux qu'il mettait à l'école.

Le patron passe, lui souhaite la bienvenue, et d'une voix ferme lui demande que le dossier urgent soit traité au plus vite, il rend visite au client le lendemain et doit lui amener les pièces. "Quitte à bloquer un mécanicien toute l'après-midi !" René Descartes reprend les dessins sur son logiciel de conception 3D, il fixe les tolérances, six microns à répartir sur deux pièces, pas difficile, ça fera trois et trois, et dans tous les cas ça marche !

Paire ou impair ?

Avant midi, il s'en va d'un bon pas à l'atelier, souriant déjà à l'idée de classer l'affaire, mais néanmoins anxieux de devoir, lui le jeune débutant, imposer ce travail urgent dès son premier jour au plus ancien mécanicien. L'affaire est rondement menée et en fin d'après-midi, il reçoit ses pièces, court à l'atelier avant quatre heures pour demander à un opérateur de faire des heures supplémentaires pour effectuer le montage. Non sans heurt, il trouve un volontaire, promettant que le problème est très simple, qu'il sera vite réglé. Il a parlé trop tôt. Les trois premières pièces essayées ne rentrent pas, il n'y a pas de jeu ! Le temps presse, le mécanicien est déjà parti, donc impossible de reprendre les pièces. Il y en a peu, et ils décident de mesurer les axes et les trous ; les pièces sont toutes dans les tolérances, le mécanicien a bien travaillé, mais ils n'ont pas eu de chance en montant les premières pièces. Il décide simplement de mettre les grandes pièces ensemble. Bref, ils appaissent. Il n'en avait jamais entendu parler à l'école, mais c'est la première idée qui lui est venue, cela devrait marcher, il faut parfois être pragmatique.

Grosses séries, gros problèmes

Troisième jour. Le patron revient avec le sourire : c'est bien René, ils en veulent dix mille. René se crispe, ça fait 500 fois plus que l'autre jour, et il avait passé deux heures avec l'opérateur à appairer et ajuster ces pièces. Total : 1000 heures. Pas possible de s'y prendre de la même manière. Ah et c'est pour dans dix jours, ajoute-t-il en posant sa tasse de café.

Il faut trouver une autre solution. On l'a prévenu que tout le monde est très chargé en ce moment, en particulier au fraisage. René décide de sous-traiter une des deux pièces. La pièce mâle sera décollée ici, et la pièce femelle sera fraisée à l'atelier mécanique voisin. René retourne derrière son écran, il reprend le dessin de ses pièces. Il faut qu'ils puissent usiner plus vite et que l'assemblage soit le plus simple possible. Design for manufacturing, design for assembly, design for X, il a vu toutes ces méthodes à l'Ecole d'ingénieurs, il s'agit de retrouver vite comment les mettre en pratique. Il saute de son bureau à l'atelier. Revient en courant, repart, toute la matinée. Comment répartir les tolérances ? La dernière fois, ils n'ont pas pu les tenir, enfin surtout au fraisage. Il en discutera avec son collègue du bureau de

construction. Va voir le chef de l'atelier mécanique d'à côté, il a l'habitude de faire des pièces pour l'industrie automobile, il a de bons conseils !

Il jauge le p'tit jeune. C'est quoi ta valeur cible ? Depuis l'école de recrue, il n'avait plus entendu parler de cible. Il se demande ce que cela vient faire dans son problème de tolérance. Et quelle dispersion a la fraiseuse avec cet outil pour la passe de finition ? Non, il n'est pas peintre en bâtiment, le rapport entre la dispersion et son problème lui échappe. Mais l'oeil rieur du chef d'atelier, lui, ne lui échappe pas, et il accueille avec un grand soulagement le "Si vous avez encore des questions, n'hésitez pas !" qui clôture leur conversation. Il reviendra, c'est sûr, mais il ne faudrait pas être trop ridicule.

Probabilités et statistique, utiles uniquement pour la loterie ?

Retour, il se plonge dans ses vieux livres de cours. Dispersion, variabilité, c'est sigma (σ) ! Il n'avait jamais pensé que la statistique pourrait servir à la production. Il avait d'improbables souvenirs probabilistes, à peine suffisants pour comprendre qu'il ne devait pas jouer à la loterie. Il s'égaré dans un chapitre sur Six Sigma, découvre les indices de capacités et repart à l'atelier.

L'auteur mettait en garde contre une utilisation imprudente des résultats de mesure. Il veut en avoir le coeur net. Il fait refaire un lot de vingt, et mesure. Plutôt deux fois qu'une. Il veut connaître la reproductibilité de son instrument. Il trouve $\sigma_{\text{instrument}} = 0.5 \mu\text{m}$. Sa tolérance IT étant de $6 \mu\text{m}$, il calcule son rapport précision sur tolérance $\frac{P}{IT} = \frac{6\sigma_{\text{instrument}}}{IT} = 1/2$. Il aurait bien voulu $1/10$ puisque le livre dit que l'instrument de mesure doit être dix fois plus précis que ce qu'il veut mesurer, ou à défaut se contenter de $1/4$, mais là, ça semble un peu juste.

Il soupçonne que son instrument de mesure lui biaise ses mesures. Mais de combien ? Instinct de survie ou don du ciel, à l'instant, il lui revient du cours de stat' que les variances s'additionnent, donc $\sigma_{\text{mesure}}^2 = \sigma_{\text{reel}}^2 + \sigma_{\text{instrument}}^2$. Sur ses vingt pièces, il mesure $\sigma_x = 2.5 \mu\text{m}$ pour les pièces fraisées et $\sigma_y = 1.5 \mu\text{m}$ pour les décolletées. Pour les décolletées, il trouve $\sigma_{\text{reel}} = 1.4 \mu\text{m}$, ouf, il respire, le biais dû à l'instrument de mesure n'est pas si grand. Il repart le soir en se demandant comment il pourrait prévoir le nombre d'assemblages conformes sur la série qu'il va lancer, en fait il souhaite savoir combien de pièces il doit lancer pour être sûr d'avoir le nombre d'assemblages demandé.

En manque de repères

Les lois normales. Cette fois il a eu la soirée pour feuilleter ses livres de cours. Deux pièces, les variances s'additionnent. Donc si son procédé d'assemblage est parfait, la variance de son assemblage doit furieusement ressembler à la somme de celles de ses composants. $\sigma_a^2 = \sigma_x^2 + \sigma_y^2 \Rightarrow \sigma_a = 2.9 \mu\text{m}$, il arrondit à $3 \mu\text{m}$. Que donne la capacité s'il considère le 99% de ses pièces : $C_p = \frac{IT}{6\sigma} = 0.33$, mmmh pas bon.

Il faut que la dispersion de ses pièces soit au moins inférieure à l'intervalle de tolérance. Il manque de repères. Comment se fait-il qu'à l'école tout fonctionnait sans problème, il contrôlait seulement s'il avait mis une tolérance d'usinage assez serrée. Ah mais oui, il avait alors des plages fonctionnelles de vingt microns : $C_p = 1.11$, qu'il aurait eu. Il comprend que tant que sa capacité ne vaudra pas au moins un, il s'exposera à des problèmes en fin d'après-midi...

Un problème d'intégration

Simplement resserrer les tolérances, il risque le goudron et les plumes, le mécanicien lui a bien dit qu'il était aux limites de la décolleteuse et de la fraiseuse. Comment obtenir que toutes les pièces donnent des assemblages conformes ? Le rendement de son assemblage l'obsède. Il regarde une courbe droit dans

les yeux, il la dévisage, elle est normale, eureka, il a trouvé, il l'intégrera, non sans lui avoir fixé des limites.

Mais alors son rendement ? $\mathcal{Y} = 68\%$! Déprimant. Il ne peut pas espérer mieux que deux tiers d'assemblages conformes. Comment est-ce possible ? Il reprend son point de comparaison : et s'il avait une plage fonctionnelle de vingt microns ? $\mathcal{Y} = 99.9\%$! Ben si c'est ça la microtechnique...

Montre-moi ton autre chemin !

Le jour d'après, il repasse à l'atelier mécanique voisin, pour discuter avec le gars qui fait des pièces pour l'automobile. Le p'tit jeune lui a mis des cotes cibles et des écart-types. Le regard bon enfant du voisin devient admiratif. René lui explique que si l'écart-type n'est pas le même, c'est qu'il sera plus difficile à tenir pour vous au fraisage que pour nous au décolletage.

Ben il a simplement fait des pièces et mesuré ce qu'il produisait. Il aurait voulu mettre une dispersion plus faible, mais son mécanicien lui a dit que ce n'était pas possible, qu'il était aux limites des machines. René doit encore vérifier, mais il suppose que la dispersion dépend du procédé d'usinage, de la matière et de l'habileté de l'opérateur. Il a dû remettre tellement de choses en question depuis son premier jour.

Par exemple, il a dû changer sa méthode de conception. A l'école, il partait de sa plage fonctionnelle pour fixer les spécifications sur les composants. Ensuite, il élargissait éventuellement les tolérances si possible. Il avait vu suite à sa première série que ce n'était pas applicable dans ces dimensions. Il aurait pu jeter presque toutes les pièces, ou ajuster tous les assemblages.

Alors il est parti des variabilités des machines pour établir les spécifications, et le rendement n'est même pas garanti. D'ailleurs avec les spécifications qu'il a mises, $\sigma_x = 2.5 \mu\text{m}$, $\sigma_y = 1.5 \mu\text{m}$, un tiers des assemblages ne se fera pas du premier coup ! Ensuite il appairera... Le voisin se demande si le jeune lui jette de la poudre aux yeux ou s'il faut le croire. Mi-amusé, il lui glisse qu'il tire toujours au même endroit, mais pas forcément au centre de la cible.

Une dérive cauchemardesque

Ça, René Descartes n'y avait pas pensé. Pour lui, c'était évident qu'il fallait toujours viser le centre de la cible. Il consulte son propre mécanicien qui lui dit très sérieusement qu'il règle généralement sa machine sur la borne supérieure de la tolérance, comme ça il peut aller travailler plus longtemps sur d'autres machines avant que les pièces ne soient sous la borne inférieure de la tolérances.

Il n'en croit pas ses oreilles. Si la lente dérive d'Heyerdahl vers les Polynésiennes l'avait fait rêver, celle de son mécanicien le fait cauchemarder. René Descartes se rend alors compte qu'il a parcouru beaucoup de chemin en une semaine. Que le chemin à venir ne sera pas moins long, et surtout qu'il ne peut pas le faire seul.

Un nouveau mode de tolérancement, l'inertiel

Cette fois, il dessine deux lois normales sur deux calques. Il les fait glisser horizontalement devant lui (fig. 1.2). Et si elles étaient décentrées ? Mais si elles sont décentrées du même côté, rien ne change. Donc si le voisin tire à côté de sa cible pour la première pièce, il doit tirer dans la même direction pour la seconde et les assemblages resteront conformes. Et s'il tire du côté opposé, alors il n'y aura presque plus d'assemblages conformes.

Il calcule que si son voisin est de $2 \mu\text{m}$ à côté de la cible, il perd encore 10% d'assemblages conformes. Pour se faire une idée, il reprend son repère de $20 \mu\text{m}$. 0.1% . Il ne perdrait que 0.1% si son voisin décentrait de $2 \mu\text{m}$ dans ce cas. Cette fois, il y a deux ordres de grandeur de différence. Il constate que l'écart à la cible a dans certains cas des conséquences bien plus graves que l'augmentation

de la dispersion. Donc il mettra une tolérance sur la variabilité et sur le décentrage. Ou les deux en même temps. Il se dit que si son écart-type est faible, il peut se permettre davantage de décentrage, et réciproquement. Il retombe sur la fonction de perte de Taguchi qu'il avait croisé dans un livre sur la qualité. Cette fois, il comprend, il fera du tolérancement inertiel.

La nécessité d'une nouvelle vision

Que d'aventures pour un assemblage de seulement deux composants. Auparavant, il s'imaginait concevoir des constructions gigantesques, comprenant de nombreuses pièces complexes. Il se prend maintenant à rêver de simplicité, de nouveaux moyens d'assemblage, où il pourrait mesurer la fonction pendant l'opération, avec des moyens d'ajuster automatiquement cette fonction.

Le premier jour, il était arrivé en pensant appliquer ce qu'il avait appris à l'école, il ne se s'était pas douté des nouveaux chemins qu'il devrait emprunter. L'usage du monde de Nicolas Bouvier aurait dû lui mettre la puce à l'oreille [36, p. 7] :

On croit qu'on va faire un voyage, mais bientôt c'est le voyage qui vous fait, ou vous défait.

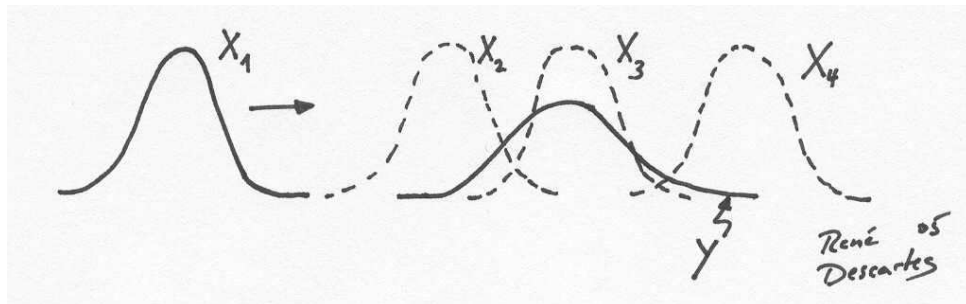


FIG. 1.2 – Les lois normales des composants X et Y . Celle de X qui glisse horizontalement est dessinée en quatre positions, X_1 , X_2 , X_3 et X_4 .

1.5 Le champ applicatif de la thèse

Notre recherche sur la maîtrise de la qualité des assemblages de précision est née de constats alarmants de coûts de non qualité en horlogerie, en particulier sur des assemblages chassés. En horlogerie, les procédés d'assemblage de précision sont parfois de très anciennes techniques d'assemblage mécaniques, comme le chassage. Très anciennes, mais peu développées, et malheureusement l'empirisme règne (sect. 1.5.1).

Les microsystèmes hybrides réclament des techniques d'assemblage précises et fiables. Les enjeux de l'assemblage des microsystèmes hybrides seront décrits (sect. 1.5.2). Pour y pallier, le chassage offre un potentiel substantiel. Il évite de nombreux défauts du collage, qui est très pratiqué.

1.5.1 Le chassage horloger

Définition du chassage Le chassage est l'insertion d'un axe dans un trou, par le moyen d'une presse. L'axe est un peu plus large que le trou pour assurer une liaison durable entre les composants. La différence de diamètre s'appelle le serrage, ou l'interférence.

Les produits concernés par le chassage sont très nombreux. Montres, moteurs électriques, instruments dentaires ou médicaux, roulements à billes miniatures. Tous les produits microtechniques sont susceptibles d'être assemblés par des procédés mécaniques, et par chassage en particulier.

Le chassage à l'échelle microtechnique L'assemblage des composants dans le domaine du "petit" a toujours été un problème. Les vis, quand on en réduit les dimensions, prennent une forme étrange, il devient difficile d'assurer un serrage permanent. On est tenté d'imaginer d'autres principes d'attachement des pièces : dans les microsystèmes on utilise souvent le collage, avec tout ce que cela implique d'aléatoire parce que nous n'avons pas trouvé autre chose. Le chassage est une alternative a priori intéressante parce qu'elle prend peu de place, mais actuellement deux risques essentiels subsistent : le premier est que les pièces ne tiennent pas toujours après assemblage, le second est qu'il arrive que l'opération endommage les pièces, les déforme, parce que les efforts sont parfois trop grands. Le problème est donc de maîtriser le chassage de manière à rendre cette opération fiable et utilisable avec une réussite dans 100% des cas.

Les chassages dans une montre Dans le calibre Audemars-Piguet 3120, il se chasse 81 pièces, dont 35 pierres synthétiques (paliers), 25 goupilles, 7 tenons et 12 tubes (dont 10 pieds-vis). Dans une montre complète, les aiguilles sont aussi chassées, et parfois des maillons du bracelet. Le nombre de chassages dans une montre est très important. Une avancée significative dans la maîtrise du procédé permettrait d'augmenter la qualité des montres, et corollaire important, de réduire considérablement les coûts de non qualité.

Les coûts de non qualité dans le chassage horloger Les coûts de non qualité dans le chassage horloger apparaissent sous diverses formes :

- Retravail, nécessitant du démontage, de l'ajustement par un opérateur.
- Assemblages complets rebutés. Ce qui induit :
 - Augmentation du nombre de pièces dans l'ordre de fabrication.
 - Mise en stocks des pièces surnuméraires.
 - Perte de matière parfois coûteuse (métaux nobles, etc).
 - Rebut de pièces lorsqu'elles ont une valeur ajoutée déjà importante.
- L'image de marque, particulièrement importante dans le marché du luxe (horlogerie haut-de-gamme).

Les coûts de non qualité dans le chassage horloger sont importants, et l'image de la marque en est une composante non négligeable.

1.5.2 Les enjeux de l'assemblage des microsystèmes hybrides

Le plus souvent, un microsystème substitue un autre produit plus grand, existant déjà sur le marché. Il est en compétition avec ce produit standard, il doit :

- offrir les mêmes fonctions, et si possible, de nouvelles,
- être moins cher, ou en tout cas pas plus cher.

Ce dernière contrainte est la plus forte. En effet, la plupart du temps, il faut maintenir des taux de non conformité de l'ordre de quelques pièces par million (ppm), c'est-à-dire viser zéro défaut, et juste du premier coup. Le défi est énorme, car les procédés de fabrication des microsystèmes ne sont pas aussi éprouvés que ceux des produits standards.

Les coûts d'assemblage des microsystèmes Madou avance que plus de 70% du coût d'un capteur peut être déterminé par son packaging [139, p. 478], et Koelemeijer prétend que les coûts d'assemblage peuvent représenter 80% du coût de production [124]. Ces chiffres mettent en garde contre une conception centrée sur l'optimisation du coût de fabrication des composants du microsystème : il faut optimiser le coût de production du produit dans son ensemble, assemblage compris.

Pour diminuer les coûts d'assemblage des microsystèmes, certains intègrent toutes les fonctions sur une seule pièce. Le microsystème est dit monolithique. Néanmoins, la plupart des microsystèmes sont hybrides, composés de plusieurs pièces parce que la conception nécessite :

- utiliser plusieurs matériaux (métal, céramique, verre, polymère) pour satisfaire des fonctions différentes : conducteur, isolant, peu rigide, très rigide, optique, photosensible, actuateur.
- utiliser des pièces en GaAs et en Si. Or, les technologies y relatives sont incompatibles.
- disposer de mécanismes 3D complexes.
- des pièces distinctes en mouvement relatif.
- utiliser un mode de production optimal. Par exemple, les aimants produits sur wafer jusqu'à ce jour ne présentent pas la qualité de ceux produits par des techniques conventionnelles, à cause de la difficulté à maîtriser la troisième dimension.

La particularité des microsystèmes : les forces de gravité deviennent inférieures aux forces surfaciques La principale particularité des microsystèmes est que le rapport $\frac{\text{surface}}{\text{volume}}$ augmente comparativement aux produits de dimensions conventionnelles. Lorsque les dimensions diminuent, les forces proportionnelles à la surface augmentent par rapport aux forces proportionnelles au volume. Ainsi, les forces d'adhésion prennent l'ascendant sur la gravité et l'inertie (*sticking effect*), ce qui rend le lâcher des composants (*release*) difficile à contrôler, mais procure aussi de nouvelles opportunités de conception de préhenseurs [11]. Les exemples foisonnent, on citera Lambert qui a montré l'intérêt des forces de capillarité pour saisir et assembler des billes de roulements de 50 μm [131].

Nous avons aussi mis en évidence ce phénomène lors de travaux expérimentaux sur les limites des distributeurs vibrants [203] [75]. Nous avons constaté expérimentalement que des billes céramiques (Al_2O_3) de 1.0 mm de diamètre subissent sur une plaque en aluminium une force d'adhésion valant une à deux fois la gravité. Pour les plus petites billes (0.2 – 1.0 mm), les forces d'adhésion varient significativement selon l'état de surface de la plaque (polie, sablée ou éloxée), le revêtement (hydrophile ou hydrophobe) et la température (plaque chauffée ou non) [75].

Une définition du microassemblage De notre point de vue, la frontière entre le microassemblage et l'assemblage conventionnel se situe dans la zone où les phénomènes d'adhésion prennent le pas sur la gravité. Nous venons d'évoquer les conséquences pratiques que cela peut avoir sur l'alimentation et le transport de composants. Madou donne une définition très voisine : *Le domaine d'application du microassemblage se trouve entre l'assemblage conventionnel (ou macroscopique), où les pièces ont des dimensions supérieures au millimètre, et le nanoassemblage, où les limites des pièces sont inférieures au micron* [139, p. 503].

Böhringer et al. ont proposé une typologie du microassemblage [25, pp. 1054-1055]. Cette typologie est construite pour des chercheurs en microrobotique, préoccupés par le développement de nouveaux préhenseurs ou par le développements de nouvelles méthodes de fabrication, mais elle ne rend que peu compte des techniques d'attachement des pièces entre elles. Peu s'intéressent à comprendre et fiabiliser les techniques d'assemblage proprement dites.

Dilthey et al. soulignent qu'il y a peu de connaissance sur l'assemblage de microsystèmes hybrides [65, p. 2], et il pointe les deux courants existants :

1. Les connaissances issues des technologies du Silicium, limitées parce qu'il y a peu de possibilités d'usiner hors du plan xy du wafer.
2. Les connaissances issues des techniques de production du monde macroscopique, limitées parce que des effets négligés à l'échelle macroscopique deviennent importants à l'échelle microscopique (adhésion, état de surface, etc).

Et l'assemblage de précision ? Dans cette thèse, nous utilisons davantage le terme *assemblage de précision*³, en faisant référence à des pièces qui peuvent avoir des dimensions conventionnelles, de plusieurs millimètres ou centimètres, mais pour lesquelles les tolérances sont de l'ordre de quelques microns ($< 10 \mu\text{m}$).

La nuance entre microassemblage et assemblage de précision se restreint aux dimensions extérieures des pièces. Elle est quelque peu artificielle, car la caractéristique fonctionnelle a le même ordre de grandeur, quelques microns. Les scientifiques imaginent des produits microélectroniques (MEMS) à partir du terme microassemblage, les ingénieurs sont plus à l'aise avec le terme assemblage de précision. Le lecteur bienveillant ne se formalisera pas...

Les spécificités des microsystèmes pour les techniques d'assemblage Les contraintes sur les techniques d'attachement utilisées pour l'assemblage de microsystèmes hybrides sont nombreuses :

- La biocompatibilité, pour tous les produits implantables (micropompes, etc).
- La basse température (ex : $< 80^\circ\text{C}$), pour ne pas endommager l'électronique.
- Assemblage sous vide, sous azote.
- Pièces fragiles, déformables, de faible épaisseur, de faible aspect ratio.

Les techniques de microattachement existantes L'ouvrage de Dilthey et al. est un des rares à compiler plusieurs techniques d'attachement pour l'assemblage de microsystèmes hybrides [65]. Il détaille des techniques de soudage (laser, ultrasons, à faisceau d'électrons), de bonding (laser, à transition de phase), de collage, de surmoulage. Peirs [153] ajoute le vissage, le micro-rievetage, le chassage, le fretage, le snap-fit, et d'autres encore. Nous ajoutons des systèmes d'ancrage (*quicklock* ou *leafspring*), extrêmement efficaces en force axiale, mais irréversibles [66].

1.5.3 Notre approche de l'assemblage de précision

Nous avons choisi d'étudier les limites de miniaturisation d'une technique d'attachement conventionnelle : le chassage. C'est une approche *top-down*, de la mécanique traditionnelle vers la microtechnique. Les points forts du chassage sont les suivants :

- C'est une technique pratiquée massivement dans la micromécanique et l'horlogerie.
- A cette échelle, elle se réalise manuellement ou est automatisée.
- Des presses numériques existent maintenant pour des forces inférieures à 1000 N. Il y a une dizaine d'années, à l'exception du Japon, seules des presses manuelles, hydrauliques ou pneumatiques étaient visibles dans les ateliers. Aucun contrôle ni enregistrement de données n'était ni prévu ni possible.
- Le composant de liaison (axe ou goupille) est très simple, donc bon marché, et très résistant par rapport à ses dimensions.
- Les techniques de fabrication du composant de liaison permettent d'atteindre une plage de variation sur le diamètre de l'ordre du micron.

³En anglais, *precision assembly*.

Notre approche est de cerner les limites de la miniaturisation de cette technique, et d'évaluer l'apport potentiel des procédés de fabrication issus de la microélectronique quant au contact axe-trou. En effet, ces procédés offrent au concepteur une totale liberté dans le plan xy du récepteur. Des surfaces de contact non cylindriques sont facilement réalisables, alors que les techniques d'usinage traditionnelles (décolletage, fraisage, tournage, perçage) sont très limitatives. Seul l'étampage permet de ne pas former des contacts cylindriques, mais est peu propice aux essais (réservé aux grandes séries).

Le champ applicatif existant est immense, en micromécanique et en horlogerie en particulier, et deviendrait gigantesque si le chassage se révélait une alternative fiable pour les microsystèmes hybrides.

Au travers de l'étude de cette technique d'assemblage à l'échelle microtechnique, nous dégagerons quelques grands principes pour la maîtrise de la qualité des assemblages de précision.

1.6 Perspective historique de la maîtrise de la qualité

Les méthodes et outils qualité que nous utilisons ne sont pas nouveaux. Un de nos buts est de montrer l'intérêt particulier qu'ils ont dans l'assemblage de précision. Avant d'entrer dans les détails de nos travaux, il est bon d'évoquer sa filiation. Quelques repères historiques sont rappelés dans le tableau 1.2, résumé adapté de celui proposé par Montgomery, plus complet [147, pp. 9-10].

1.7 Notre vision de la conception de produit

Une vision classique de la conception de produit est une procédure linéaire, allant du bureau technique à l'atelier, en passant par les méthodes (fig. 1.3). A l'origine, il y a parfois une demande des clients, une idée des ingénieurs ou une demande du marketing.

Notre vision de la conception de produit est que le processus est initié par le marché, par le biais d'un besoin identifié par le marketing ou évoqué par les clients. Ce besoin est traduit en fonctions par les ingénieurs et le marketing. Des critères - quantitatifs si possible - sont posés sur ces fonctions. On aboutit à un cahier de charges fonctionnel. Cette première phase s'appelle l'*analyse fonctionnelle* (un document de synthèse est proposé par Capron et Bachelet [48]). Tassinari la résume en trois points [192, p. 6] :

1. Pour satisfaire le besoin, il faut le connaître.
2. Pour le comprendre, il faut l'exprimer en termes de fonctions.
3. Pour identifier les fonctions, il faut posséder des méthodes d'analyse et de conception.

Quelques approches d'analyse fonctionnelle typiques sont de définir les limites du système dans lequel se trouve les besoins (produit), dresser la liste des situations de vie du produit, développer la situation de vie la plus importante, déterminer le cycle de vie du produit [48]. Toutes ces approches aident à définir les fonctions puis à les quantifier.

C'est seulement après l'analyse fonctionnelle que les concepteurs peuvent lâcher les chevaux, et énoncer des solutions concrètes, qui ne sont rien d'autre que des réponses aux fonctions. La démarche de conception et réalisation qui suit est itérative, faite de multiples interactions entre le bureau technique, les méthodes (industrialisation), et la production (fig. 1.4).

Année	Événement
1875	F.W. Taylor propose que dans une production en grandes séries, les tâches complexes soient découpées en tâches simples pour faciliter l'assemblage.
1900	Pour l'assemblage de ses automobiles, H. Ford utilise le contrôle durant le procédé (<i>in-process inspection</i>), l'auto-contrôle (<i>self checking</i>), et beaucoup d'autres méthodes pour augmenter la productivité et la qualité.
1922	R.A. Fisher publie une série de papiers sur les plans d'expériences (<i>designed experiments</i>), appliqués à l'agriculture.
1924	W.A. Shewhart introduit sa carte de contrôle (début du contrôle de qualité statistique (<i>statistical quality control</i>)).
1928	H.F. Dodge et H.G. Roming introduisent le contrôle d'entrée par échantillonnage (<i>acceptance sampling</i>).
1946	G.E. Deming est invité au Japon ⁴ pour aider à reconstruire l'industrie japonnaise.
1948	G. Taguchi commence ses travaux sur les plans d'expériences.
1949	L.D. Miles propose l'analyse de la valeur des fonctions d'un produit comme outil d'optimisation (prémisse d'analyse fonctionnelle).
1951	G.E.P. Box et K.B. Wilson sortent leurs premières publications sur l'optimisation des procédés par plans d'expériences et surfaces de réponses, et leur application à l'industrie chimique.
1960	Les premiers programmes "Zéro Défaut" sont introduits dans l'industrie américaine.
1980	Publications des travaux de G. Taguchi aux Etats-Unis.
1987	ISO publie le premier système de qualité standardisé ISO 9000 (buts : traçabilité ; suppression des dysfonctionnements dans une entreprise ; qualité dès la conception).
1989	Six Sigma chez Motorola, puis dans les autres industries (dès 1997).
2000	Révision 2000 du standard ISO 9001 (organisation en processus pour satisfaire le client). La notion d'entreprise globale devient importante (<i>supply-chain management</i>).

TAB. 1.2 – Quelques repères historiques du développement de la maîtrise de la qualité. Adapté de [147, pp. 9-10].

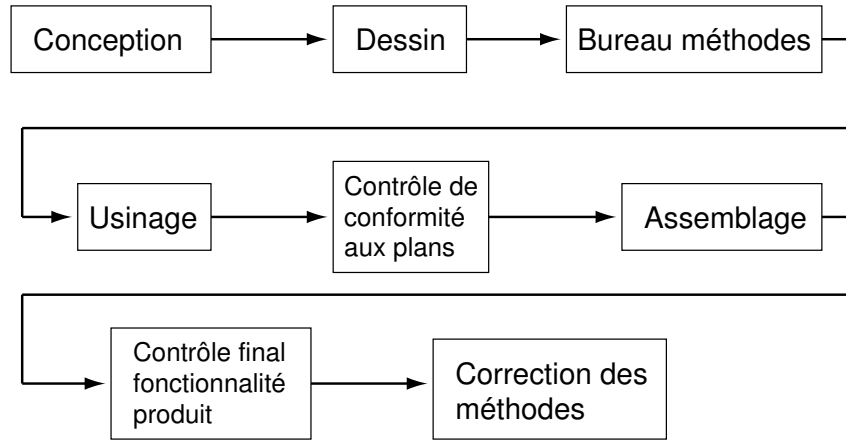


FIG. 1.3 – Procédure de conception linéaire, vision classique.

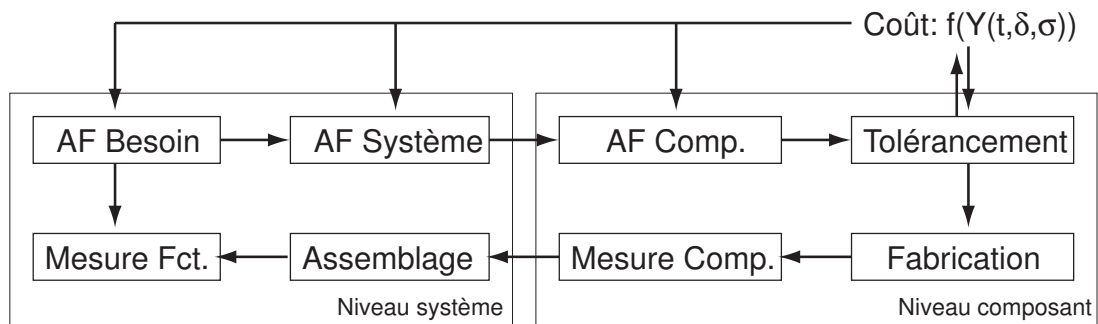


FIG. 1.4 – Procédure de conception itérative, intégrant l’analyse fonctionnelle (AF), du point de vue du produit. Le critère qui détermine la nécessité d’une itération est le coût, qui est une fonction du rendement \mathcal{Y} , lui-même fixé par l’exigence fonctionnelle $2t$, la variabilité celle-ci σ et son décentrage δ .

Mesure la sincérité et la piété dans ton cœur et tu sauras les distances dans le ciel.

Akiba ben Joseph (50-132), rabbin et martyr juif.

2

La mesure en microtechnique

Idées fortes

- A l'échelle microtechnique, il faut être conscient des limites de la représentation que l'on se fait d'un objet à partir de ses mesures. Un modèle précis d'un trou tient compte de sa fabrication.
- La mesure de trous submillimétriques est difficile, c'est un obstacle majeur à l'étude du chassage.
- La force appliquée et la vitesse d'approche d'un palpeur ont un effet significatif sur la mesure.
- Il est montré comment calculer le rendement d'assemblage selon le type de distribution des composants.
- Il est expliqué que le décentrage d'un procédé par rapport à la valeur cible est dû au mécanicien, et la variabilité à la machine.
- Il est rappelé que la capabilité est un indicateur non linéaire du rendement.
- Il faut tenir compte de la variabilité du système de mesure pour estimer le rendement réel d'un procédé.
- Il est proposé de développer des mesures fonctionnelles, où la fonction du produit est directement mesurée, et non des dimensions géométriques.

Mots-clés variabilité, palpeur, rendement, capabilité, mesure fonctionnelle.

Organisation du chapitre Au début, la problématique de la métrologie en microtechnique est discutée, avec la différenciation entre la mesure, le modèle et la réalité (sect. 2.1). Nous parcourons ensuite le cas de la mesure des trous submillimétriques pour illustrer (sect. 2.2), et présentons un questionnaire utile à l'ingénieur de production abordant un problème de métrologie en microtechnique.

Dans la suite de la thèse, il sera fréquemment fait appel à la notion de rendement d'assemblage (sect. 2.3), qui est le taux d'assemblages conformes, dont le lien avec la capabilité est montré (sect. 2.4). Les calculs sont détaillés pour des distributions uniformes, triangulaires et gaussiennes, et une formulation générale est également proposée.

Lorsque l'on veut mesurer le rendement réel d'un procédé, la variabilité de l'instrument de mesure doit être soustraite pour acquérir une juste image du procédé (sect. 2.5). Une démarche permet de s'affranchir de nombreux problèmes de mauvais rendement et autres tolérancements empiriques : il s'agit de la mesure fonctionnelle (sect. 2.6). Le rappel des principes à retenir clôt ce chapitre (sect. 2.7).

2.1 La problématique de la mesure à l'échelle micrométrique : la mesure, le modèle et la réalité

Clair de lune *La pleine lune le fascinait. Obnubilé par le spectacle, il en oubliait le vent qui s'était levé. Comment cet astre peut-il tant faire rêver, alors qu'il ne fait que refléter la lumière du soleil ? Est-ce par méconnaissance ? Gamin, il dessinait un croissant, pour la distinguer du soleil. Menteuse, le plus souvent. Mais qui mentait ? Pourquoi la représentait-il toujours ainsi, alors que son reflet ne cesse d'évoluer au fil des cycles ? Pire, pourquoi ne dessinait-il que sa partie éclairée ? Un disque aurait été plus réaliste. Sans doute, mais cela lui semblait encore tellement enfantin tandis qu'il en suivait le contour de ses jumelles. Fractal. Infinie dentelle, une arête se découpait au loin. Et les flocons déjà recouvraient ses skis. La descente s'annonçait bien !*



FIG. 2.1 – Dessin : Marc Bourgeois, www.crearc.ch.

Le jeune René Descartes¹ était perplexe. Comme la lune, les sections des trous qu'il jaugait² ne lui semblaient plus rondes, et les trous encore moins cylindriques. Dans son esprit encore embrumé par la sortie pleine lune de la nuit précédente, les questions s'enchaînaient :

- Quelle représentation me suis-je fait d'un trou ?
- Quelle caractéristique d'un trou est-ce que je mesure avec des jauges ?
- Quelle influence a la force que j'applique lorsque je passe une jauge dans le trou ?
- Quelle partie de la jauge est celle qui est calibrée précisément ? Est-ce que je mesure avec cette partie-là (fig. 2.2) ?
- Si je passe plusieurs jauges dans le même trou, est-ce que ses caractéristiques vont changer ?
- A quelle échelle ai-je besoin de décrire ce trou ?
- Quelle forme a un trou à cette échelle ?
- Quelle différence y a-t-il entre ma représentation et la réalité ?
- Quelles caractéristiques devrais-je mesurer pour rendre compte au mieux d'un trou à l'échelle micrométrique ?

¹Ses aventures ont commencés à la section 1.4.

²mesuré avec des jauges

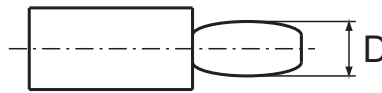


FIG. 2.2 – Forme caricaturée de l'extrémité d'une jauge tampon. La zone de mesure de la jauge se situe à mi-hauteur de son extrémité, l'opérateur doit donc traverser tout le trou avec la jauge.

2.2 Les limites d'un système de mesure en microtechnique : exemple de la mesure des trous

Dès la conception et avant de produire, il est important d'estimer le coût de non qualité dû à la non conformité. Pour cela, il faut modéliser les dimensions obtenues lors de la fabrication par des distributions de probabilités et faire quelques calculs statistiques pour savoir le nombre de bons assemblages qu'il est raisonnable d'espérer. La section 2.3.2 formulera comment calculer un rendement d'assemblage. Pour modéliser fidèlement la dimension d'un composant, il est nécessaire de se baser sur des mesures, de lots précédents ou de pièces similaires. Nous montrerons dans cette section que certaines dimensions sont très difficiles à mesurer en microtechnique. A cette échelle, il est fondamental de faire la distinction entre la mesure, le modèle et la réalité. Nous le mettrons en évidence par l'exemple de la mesure du diamètre d'un trou submillimétrique. Plus loin, nous rappellerons que la grande variabilité a une influence directe sur le rendement qui serait directement extrait des mesures (sect. 2.5).

La mesure des trous de diamètre inférieur au millimètre est un problème important en microtechnique. En le traitant, nous montrerons quelques limites lorsqu'on veut transposer en microtechnique la métrologie appliquée en mécanique traditionnelle. Ces moyens de mesure traditionnels (jagues, palpeur micrométrique, micromètre, etc) ont le grand avantage d'être bon marché, et les entreprises les possèdent déjà. Prendre conscience de leurs limites aide à trouver des moyens de les dépasser, par exemple en améliorant leurs performances en n'utilisant qu'une fraction de leur plage de mesure.

Nous montrons d'abord les limites de la mesure de trou par jagues, puis présentons quelques résultats obtenus sur deux moyens métrologiques utilisables en laboratoire, un profilomètre optique et un palpeur nanométrique. Ces moyens permettent de construire un modèle des trous usinés plus précis que la représentation traditionnelle du cylindre.

Définition Le système de mesure est composé de l'instrument de mesure et de l'opérateur qui l'utilise. Dans les mesures par jagues, le changement d'opérateur risque de décaler la moyenne de $1 - 2 \mu\text{m}$ parce qu'ils appliqueront une force différente pour passer la jauge dans le trou. C'est un problème de reproductibilité. D'autre part, l'instrument de mesure a une variabilité intrinsèque, qui introduit un problème de répétitivité de mesure.

Pour simplifier la discussion, nous utiliserons le terme abusif de *variabilité de l'instrument* pour désigner la variabilité du système de mesure.

Les trous électroformés La plupart des trous mesurés étaient issus de plaquettes fabriquées par électroformage par Mimotec SA, à Sion [4]. Le procédé commence par une photolithographie négative. Le résist en SU-8 est irradié puis développé, et une croissance électrochimique de nickel ou nickel-phosphore est faite dans les zones où le résist a été dissout. La qualité des flancs dépend notamment de la hauteur des pièces (z), et la géométrie (xy) de la résolution du masque. L'*aspect ratio* est de 10, la tolérance dans le domaine millimétrique de $\pm 2 \mu\text{m}$. Les flancs du résist sont à $89 - 90^\circ$. La métallisation est sous-traitée

chez Steiger Galvanotechnique ou Innosurf, à Châtel-St-Denis (CH) [5].

Les plaquettes sont rectangulaires, 29 mm · 4 mm, et ont une épaisseur de 0.4 mm pour le Ni (> 99.9% Ni) et de 0.2 mm pour le Ni – P. Le Ni – P contient 12 – 13% de P, la concentration variant en fonction de la profondeur.

2.2.1 La mesure du diamètre d'un trou par jauges

La mesure par jauges consiste à passer successivement des jauges dans le trou, chaque fois avec un micron de plus au diamètre, jusqu'à ce qu'une ne passe plus librement. La dernière jauge qui passe donne le diamètre du trou.

A échelle différente, représentation différente !

A l'échelle de la mécanique traditionnelle, on se représente un trou comme un cylindre aux parois parfaitement lisses. Et la différence entre la réalité et le modèle est suffisamment faible pour que le modèle soit bon dans la plupart des applications.

Lorsque les caractéristiques fonctionnelles sont de l'ordre de quelques microns (comme l'interférence dans le cas du chassage), la résolution de mesure intéressante est le dixième de micron, soit cent nanomètres. Inutile d'aller un ordre de grandeur plus bas, dix nanomètres, cela ne dépasserait guère les grosses molécules.

A l'échelle du micron, les parois sont rugueuses, les profils non rectilignes. Les bavures, bords de chanfreins et autres copeaux ne sont plus poussières négligeables, mais peuvent fausser la mesure par jauge de 1 – 2 μm , ce qui est déjà important par rapport aux faibles marges prises. Par exemple, dans le cas du chassage d'un axe dans une plaque, le serrage minimal visé va être de 3 – 4 μm . Alors si la jauge prend la mesure à la sortie du trou, et qu'elle est 1 – 2 μm plus étroite que tout le reste du trou, le serrage moyen sera très proche de zéro. Si la force maximale de chassage est donnée par l'arrachage de cette bavure en sortie de trou, alors l'assemblage aura une très faible tenue.

La mesure par jauge détermine le plus grand cylindre inscrit dans un trou. Elle est par essence non symétrique : la distribution des mesures a initialement une borne supérieure, un diamètre maximal qui va s'agrandir par usure au fil des mesures. Lors des premières mesures, le passage de la jauge va probablement améliorer la circularité du trou. Après un certain nombre de passages, la jauge est en contact avec le trou sur une plus grande surface, et donc la force à appliquer pour son passage sera supérieure. Quoiqu'il en soit, la mesure par jauges nécessite plusieurs passages de jauges, et cela modifie le trou. Malheureusement, ce nombre de passages n'est pas forcément répétitif. En première approximation, nous pourrions modéliser la distribution d'une mesure par jauges par une distribution d'Erlang-3. Concrètement, la mesure par jauges est caractérisée par une variabilité, et comme tous les procédés assimilée à une distribution gaussienne. Cette interprétation inexacte peut générer de grosses erreurs d'estimation.

A l'échelle microtechnique, il faut remettre en question la représentation qu'on se fait d'un objet à mesurer. En fonction de la nouvelle représentation, il faut déterminer les caractéristiques ou points à mesurer. Nous verrons que l'analyse modale des défauts est un moyen pour déterminer les caractéristiques ayant le plus de variabilité (sect. 2.2.6).

Proposition de méthode pour analyser et mesurer une géométrie en microtechnique

Suite à plusieurs problèmes de mesure géométrique rencontrés en microtechnique, nous proposons une démarche en plusieurs étapes guidées par des questions (tab. 2.1). Elles conduisent l'ingénieur de

production qui aborde un problème où les systèmes de mesure traditionnels issus de la mécanique sont limités, et où ceux utilisés en physique sont hors de prix et inadaptés.

La calibration requiert un soin particulier. La plage de variation dimensionnelle des pièces est souvent faible comparée à la pleine échelle de l'instrument. Par exemple, on veut mesurer une dimension de 8.50 mm qui varie de < 0.02 mm, et l'instrument à disposition qui convient le mieux a une pleine échelle de 100 mm. Il est alors conseillé de faire une calibration particulière à cette plage de mesure (ex : 8 – 9 mm), ce qui limite les non-linéarités. Il est important d'avoir une idée de l'allure et l'ampleur de ces non-linéarités, qui peuvent être corrigée par un traitement de signal dédié (le plus souvent numérique, on injecte l'inverse de la fonction de sortie mesurée).

Il faut tenir compte de la variabilité de l'instrument de mesure lorsque celle du procédé est mesurée. Ce point est détaillé dans la section 2.5.1.

L'effet de la température est souvent négligé, même si tous les ateliers microtechnique ne sont pas régulés en température. Rappelons que pour une élévation de 5°C (un lundi matin bien ensoleillé), une pièce en laiton (coefficient de dilatation linéique $\alpha = 18.9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$) de 50 mm, telle une platine de montre, verra son diamètre s'allonger de $4.7 \mu\text{m}$! D'autre part, l'humidité a non seulement une influence sur l'adhésion, mais aussi sur le volume de certains polymères. Les vibrations sont une autre source de variabilité à éradiquer, les marbres ou autres tables sur amortisseurs servent à cela.

Les traitements thermiques ont une incidence sur les dimensions de la pièce. Parfois, la pièce est mesurée juste après l'usinage, elle est ensuite trempée, puis assemblée. Or, entre la mesure et l'assemblage, elle s'agrandit de quelques microns. C'est au moment où elle est assemblée que ses dimensions fonctionnelles sont cruciales. Pour garantir la fonction, la mesure des dimensions des composants est judicieuse juste avant l'assemblage. Si la mesure juste après usinage devait être maintenue, il faudrait alors corriger les valeurs cibles de quelques microns pour déterminer la conformité.

Si l'instrument établit un contact mécanique avec la pièce à mesurer, il exerce une certaine force. Nous détaillerons les effets d'un palpeur dans la section 2.2.3. De plus, la mesure en microtechnique n'est jamais ponctuelle, mais prend en compte une zone. Pour les mesures optiques, une moyenne est faite sur la zone considérée, alors que pour les mesures mécaniques, on peut supposer que la tête de mesure s'arrêtera sur les aspérités les plus élevées. Dans le cas du palpeur dans un trou, il y a encore l'arrondi du trou qui a un petit effet (déjà $0.2 \mu\text{m}$ entre le bord et le centre d'un cercle de $20 \mu\text{m}$).

2.2.2 Mesure de la rugosité et du profil d'un trou au profilomètre optique

La mesure au profilomètre optique est destructrice : il faut que le rayon laser ait directement accès au profil du trou sur toute l'épaisseur de la plaque (fig. 2.3), donc il faudra couper la plaque en deux.

Sur la figure 2.5 sont affichées les mesures effectuées avec un profilomètre optique à diode UBM 40 sur cinq trous différents. Pour limiter la variabilité, nous avons effectué six mesures par trou. Nous trouvons une rugosité moyenne (R_a) de $0.16 \mu\text{m}$ et un écart-type de $0.01 \mu\text{m}$. En ce qui concerne la cylindricité, peu de tests ont été menés, cependant nous trouvons une différence de hauteur d'environ $1 - 2 \mu\text{m}$ sur le rayon, avec $1 \mu\text{m}$ sur les derniers $100 \mu\text{m}$ à la sortie du trou. Pour être sûr que cette ampleur corresponde exactement à un différence de diamètre, il faudrait caractériser la perpendicularité du posage de mesure, ce qui n'a pas été fait. Avec les réserves d'usage, ceci permet de proposer un modèle de trou électroformé distinct du cylindre, avec un resserrement à la sortie du trou (fig. 2.6), de $2 - 3 \mu\text{m}$ sur le diamètre pour une épaisseur de 0.4 mm. Ainsi, lorsqu'un trou est jaugé, il faut savoir que la mesure prise représente la sortie du trou, et non tout le trou.

Analyse et mesure de géométrie en microtechnique	
<hr/>	
Quelle est la variabilité du calibre, et du calibrage ?	Ces variabilités vont s'additionner à celle intrinsèque de l'instrument.
Dans quelle partie de la plage de mesure a été calibré l'instrument de mesure ?	Une calibration dans la plage des dimensions à mesurer limite les non-linéarités.
Quelle est la variabilité du système de mesure dans la plage de mesure désirée ?	La variabilité de l'instrument influe sur la mesure.
Quelle est l'ampleur de la non-linéarité de l'instrument dans la plage de mesure désirée ?	Si elle est connue, peut-on la corriger ?
Quelles sont les variations de l'environnement de mesure ?	Température, humidité, vibrations, etc.
Quelle représentation me fais-je de l'objet à mesurer ?	Les dimensions peuvent être modifiées par rapport à la sortie de l'usinage.
Quelle caractéristique de l'objet est-ce que je mesure avec le système de mesure actuel ?	Trou cylindrique, plaque plane, etc.
L'objet à mesurer a-t-il subi un traitement thermique ?	Diamètre d'un trou, position d'un plan, etc.
Quelle influence sur l'objet a la force appliquée par le système de mesure ?	Palpeur : tenir compte de la force appliquée.
Quelle est la grandeur de la zone où l'instrument prend la mesure ?	Mesure laser : taille du faisceau, du point. Ex : Keyence LC-2420, ellipse de $20 \cdot 12 \mu\text{m}$. Palpeur : dimension et forme de la tête.
Dans quelle ampleur mon système de mesure va-t-il changer les caractéristiques de l'objet mesuré ?	Jauge : usure du trou, arrachage des aspérités, augmentation du diamètre.
A quelle échelle ai-je besoin de décrire cet objet ?	Quel ordre de grandeur ont les caractéristiques fonctionnelles ?
Quelle forme a cet objet à l'échelle désirée ? Quelle différence y a-t-il entre ma représentation de l'objet et la réalité ?	Trous électroformés : de forme convexe, avec un resserrement significatif sur le diamètre du côté du substrat.
Quelle imprécision est-ce que j'introduis par les approximations faites ?	Trous percés-alésés : le diamètre jaugé représente le diamètre de sortie du trou.
Quelles caractéristiques devrais-je mesurer pour rendre compte au mieux de cet objet à l'échelle désirée ?	Trous électroformés : prendre trois points de mesure, un au milieu du trou et les deux autres aux extrémités.

TAB. 2.1 – Questions pour l'ingénieur de production abordant un problème de métrologie en microtechnique.

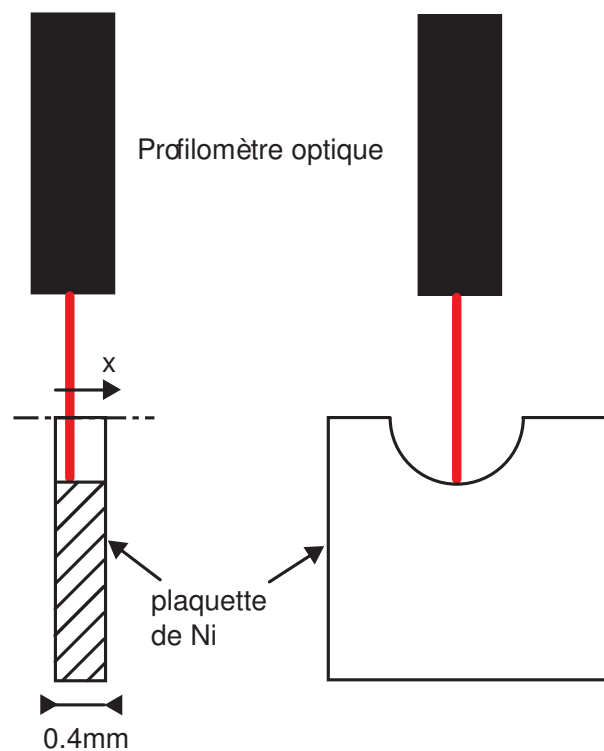


FIG. 2.3 – Schéma d'une mesure typique d'un trou au profilomètre optique. La plaque est coupée en deux en son épaisseur, au milieu du trou. Tiré de [204].

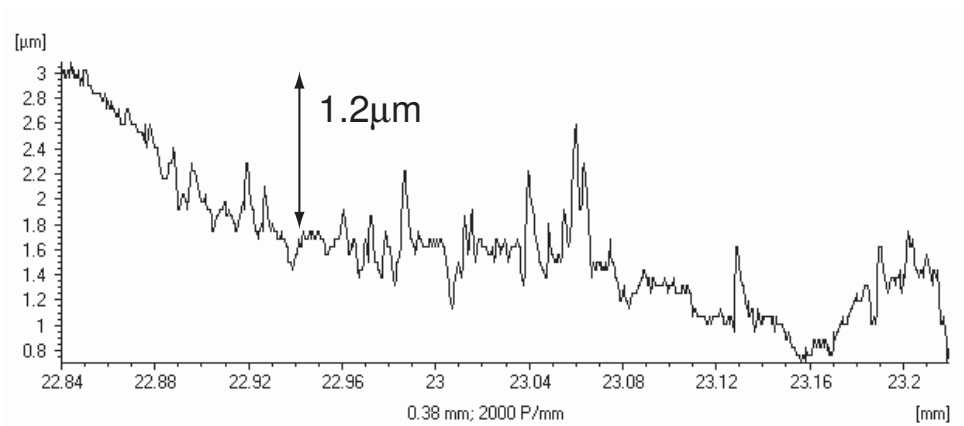


FIG. 2.4 – Etat de surface d'un trou électroformé dans une plaquette de nickel, mesurée au profilomètre optique.

	Essais n°	Ra [µm]	Rp [µm]	Rmax [µm]
Trou 1	1	0.20	0.91	1.10
	2	0.28	0.92	1.12
	3	0.22	0.88	1.34
	4	0.23	0.65	1.08
	5	0.24	0.78	1.18
	6	0.27	0.82	1.24
Moyenne		0.24	0.83	1.18
Ecart-Type		0.03	0.10	0.10
Trou 2	1	0.20	0.62	0.98
	2	0.16	0.54	0.76
	3	0.17	0.57	0.74
	4	0.19	0.77	1.04
	5	0.17	0.67	0.90
	6	0.19	0.65	1.02
Moyenne		0.18	0.64	0.91
Ecart-Type		0.02	0.08	0.13
Trou 3	1	0.10	0.32	0.53
	2	0.08	0.30	0.45
	3	0.10	0.42	0.59
	4	0.09	0.38	0.79
	5	0.09	0.31	0.46
	6	0.08	0.28	0.45
Moyenne		0.09	0.34	0.55
Ecart-Type		0.01	0.05	0.13

	Essais n°	Ra [µm]	Rp [µm]	Rmax [µm]
Trou 4	1	0.18	1.29	1.65
	2	0.16	0.55	1.12
	3	0.21	0.84	1.53
	4	0.21	0.92	1.25
	5	0.21	0.79	1.06
	6	0.22	0.85	1.17
Moyenne		0.20	0.87	1.30
Ecart-Type		0.02	0.24	0.24
Trou 5	1	0.10	0.37	0.60
	2	0.11	0.57	0.90
	3	0.11	0.57	0.57
	4	0.11	0.59	0.60
	5	0.11	0.49	0.60
	6	0.11	0.53	0.65
Moyenne		0.11	0.52	0.65
Ecart-Type		0.00	0.08	0.12

FIG. 2.5 – Mesures de rugosité de trous électroformés dans une plaquette de nickel, au profilomètre optique. On constate que la rugosité dans les trous est de l'ordre de $R_a = 0.1 - 0.2 \mu\text{m}$. Tiré de [204].

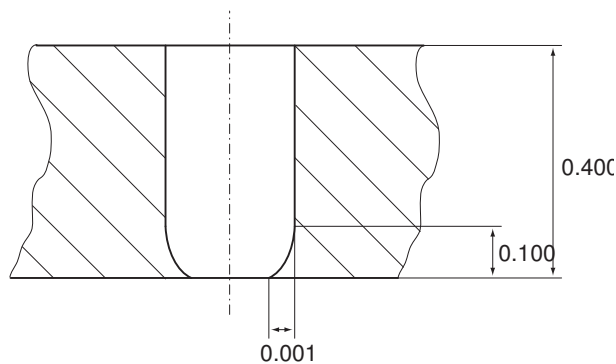


FIG. 2.6 – Un modèle des trous électroformés, corrigé d'après les mesures au profilomètre optique, avec un resserrement du diamètre de $2 \mu\text{m}$ côté substrat, à la sortie du trou.

2.2.3 Mesure des sections d'un trou avec un palpeur nanométrique

Un palpeur nanométrique a été développé à l'office fédéral de la métrologie Metas à Berne [145]. Pour supporter la tête du palpeur, une cinématique parallèle de type Delta, à cols flexibles, a été développée par Fracheboud et al. au laboratoire de systèmes robotiques de l'EPFL [74, 145]. La masse en mouvement (7 gr) et la rigidité (20 mN/mm) sont très faibles. Ce palpeur nanométrique a été placé sur la structure xyz d'une machine à mesurer ultra-précise de Philips CFT (μ CMM). Le point de contact entre la bille du palpeur et l'échantillon pour une force nulle est obtenu en mesurant la déformation de la structure parallèle à différentes positions de la machine à mesurer (CMM). Puis le point à force nulle est extrapolé.

Même pour un outil de mesure sophistiqué comme celui-ci, la force appliquée par la tête du palpeur et la vitesse d'approche ont un effet significatif sur la mesure. C'est ce que nous allons découvrir dans les lignes qui suivent. Les résultats des mesures effectuées seront présentées à la sous-section suivante.

La force appliquée par le palpeur et sa vitesse d'approche ont un effet significatif sur la mesure

Plus le diamètre du trou est petit, plus on a besoin d'une petite tête de palpeur, mais on se heurte à deux limites :

- Statique : la force appliquée par la tête du palpeur (un bille) déforme plastiquement la matière. Nous verrons que la force maximum applicable est proportionnelle au carré du diamètre de la bille ($F_{\max} \propto D^2$ selon éq. 2.1).
- Dynamique : la masse en mouvement (tête du palpeur) doit être minimisée et la vitesse d'approche est critique. Nous verrons que la vitesse maximale est proportionnelle au cube du diamètre ($v_{\max} \propto D^3$ selon éq. 2.4).

En bref, plus la tête de palpeur est petite, moins la force appliquée doit être grande, et plus la mesure (scanning) va être lente [197].

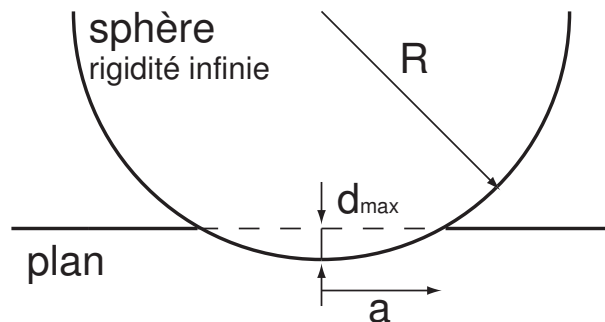


FIG. 2.7 – Modèle de Hertz du contact sphère-plan. Dans notre analogie avec la mesure par palpeur, la sphère est la tête infiniment rigide du palpeur, le plan est l'échantillon à mesurer.

Considérons le mouvement de la tête (bille) du palpeur en direction du plan à mesurer. En statique, le modèle classique de contact sphère-plan est celui de Hertz (fig. 2.7). La force maximale applicable pour ne pas dépasser la pression de contact maximale admissible (seuil de plasticité Y , pratiquement souvent comparable à la limite apparente d'élasticité $R_{0,2}$) est donnée par [100, éq. 4.24] :

$$F_{\max} = \frac{\pi^3}{24} \cdot \frac{D^2 Y^3}{E^{*2}} \quad (2.1)$$

avec le rayon de contact a :

$$a = \left(\frac{3F_{\max} \cdot D}{8E^*} \right)^{1/3} \quad (2.2)$$

et comme déplacement maximal d_{\max} :

$$d_{\max} = \frac{a^2}{D/2} = \left(\frac{9}{8} \cdot \frac{F_{\max}^2}{DE^{*2}} \right)^{1/3} \quad (2.3)$$

Ce déplacement maximal de la matière est donné sous plusieurs hypothèses :

- La bille du palpeur est infiniment rigide par rapport à l'échantillon, donc tout le déplacement de matière se fait sur l'échantillon, et la bille reste intacte.
- Le modèle du contact hertzien considère que la matière déplacée "disparaît" : les propriétés du matériau du plan ne changent pas (pas d'augmentation de densité), et aucun bourrelet ne se crée au bord de l'indentation (augmenterait la surface de contact).

Ces approximations sont évidemment grossières. L'intérêt du modèle de Hertz est sa simplicité, et il sert de référence aux concepteurs de palpeurs nanométriques.

Van Vliet utilise Newton et trouve la vitesse de contact à ne pas dépasser pour éviter de marquer plastiquement la pièce [196] :

$$v_{\max} \approx \left(1.275 \cdot \frac{D^3 Y^5}{m E^{*4}} \right)^{1/2} \quad (2.4)$$

Le tableau 2.2 donne quelques valeurs numériques pour la force et la vitesse maximales de contact. Dans un contact hertzien, la rugosité est négligée. Néanmoins, les ordres de grandeur sont instructifs. Nous pouvons constater que les limites sont très vite atteintes. Un palpeur assez commun avec une sphère de $\varnothing 1$ va déjà générer un déplacement maximal de plus de deux microns dans l'aluminium s'il ne dépasse pas 6.5 mN et devra se limiter à 4.1 mm/s. Le palpeur nanométrique a typiquement une tête de 200 μm (minimum : 125 μm), et dans ce cas, la vitesse maximale chute à 0.4 mm/s ! Mais alors, le déplacement maximal est limité à 0.4 μm .

Par ce modèle simple, nous souhaitons mettre en évidence que même en utilisant des instruments de mesure très performants et très coûteux, définir le diamètre d'un trou au micron près est une tâche extrêmement difficile. En particulier, les vitesses maximales sont très basses et augmentent énormément les temps de mesure. Il est important de connaître la force appliquée et qu'elle soit très répétitive.

De nombreuses mesures ont été effectuées (fig. 2.9 et 2.10).

2.2.4 Comparaison de la forme des trous selon le procédé de fabrication

En mesurant des trous avec des jauges micrométriques, René Descartes s'était rendu compte que jusqu'à ce moment-là, il avait toujours considéré un trou comme étant cylindrique. Et que la mesure par jauge ne permet pas de mesurer autre chose qu'un cylindre, par principe. Or, le cylindre n'est qu'une représentation, qui ne correspond qu'imparfaitement à la réalité.

Le chassage requiert une très bonne connaissance de la géométrie des trous, comme nous le verrons par la suite. Examinons la différence de géométrie de trous fabriqués par trois techniques différentes :

1. Trous électroformés : diamètres nominaux de 0.5 mm, dans des plaquettes en Ni et NiP, de 0.4 mm et 0.2 mm d'épaisseur, respectivement.
2. Trous percés-alésés : diamètres nominaux de 0.9 mm, passage d'alésoir, dans des barquettes en laiton de 0.8 mm d'épaisseur. Les trous sont percés à $\varnothing 0.8$ mm, puis il y a un passage d'alésoir à $\varnothing 0.9$ mm.

$\varnothing_{\text{bille}}$ [mm]	0.1	0.2	0.3	0.5	1.0
$F_{\text{max}}(\text{Ac})$ [mN]	0.4	1.5	3.4	9.4	37.8
$F_{\text{max}}(\text{Al})$ [mN]	0.1	0.3	0.6	1.6	6.5
$a(\text{Al})$ [μm]	3.3	6.7	10.0	16.7	33.3
$d_{\text{max}}(\text{Al})$ [μm]	0.2	0.4	0.7	1.1	2.2
$v_{\text{max}}(\text{Al})$ [$\frac{\text{mm}}{\text{s}}$]	0.1	0.4	0.7	1.4	4.1

TAB. 2.2 – Le contact tête du palpeur-échantillon modélisé par un contact sphère-plan de Hertz. La force maximale admissible pour mesurer des trous submillimétriques sans les déformer plastiquement est F_{max} , a est le rayon de la surface de contact, d_{max} la profondeur maximale de l'indentation dans l'échantillon, v_{max} la vitesse maximale d'approche pour ne pas dépasser le seuil de plasticité. Pour les calculs (éq. 2.1,2.3,2.2,2.4), les matériaux choisis [196] sont l'aluminium AlMgSi1, $E_{\text{Al}} = 66$ GPa, $Y_{\text{Al}} = 280$ MPa et l'acier C45, $E_{\text{Ac}} = 154$ GPa, $Y_{\text{Ac}} = 885$ MPa. La masse en mouvement du palpeur nanométrique est de 7 gr.

3. Trous étampés-rectifiés : diamètres nominaux de 0.5 mm, mesuré sur une platine en laiton d'Audemars-Piguet. Les trous sont rectifiés par broche.

Les trous ont été mesurés par Dr. Alain Küng avec le palpeur nanométrique de Metas. L'incertitude sur chaque point palpé est de $0.05 \mu\text{m}$. Le diamètre de la bille du palpeur est de $0.3 \mu\text{m}$. Les trous sont caractérisés par des sections prises tous les $0.05 - 0.25 \mu\text{m}$ (fig. 2.8). Par exemple, la figure 2.9 détaille la mesure d'un trou électroformé en dix sections.

Nous avons choisi de représenter leur géométrie par l'évolution de leur diamètre en fonction de la profondeur des trous (fig. 2.8, tab. 2.3). Il apparaît que :

- Les mesures prises chaque fois sur deux échantillons différents sont très proches l'une de l'autre, la dispersion au sein d'un même lot est faible, et la représentativité de ces mesures est bonne.
- Les trous électroformés ont une forme convexe, en tonneau (fig. 2.11). Le diamètre est plus large au milieu du trou qu'à ses extrémités. Il y a $3.5 \mu\text{m}$ de différence entre le milieu du trou et le côté substrat pour le Ni, et plus de $2 \mu\text{m}$ du côté opposé. Concernant les trous dans le NiP, il y a plus de $5 \mu\text{m}$ de différence entre le côté substrat et le minimum qui n'est plus exactement au milieu du trou, et un peu plus de $1 \mu\text{m}$ du côté opposé.
- Le jaugeage des trous a donné des mesures plus larges de $2 - 3 \mu\text{m}$. Il est possible que le jaugeage arrache une partie du resserrement, mais sans doute guère plus de $1 \mu\text{m}$. Cela confirme les limites de ce type de mesure.
- Les trous étampés-rectifiés ont une forme concave. Ils ont des chanfreins à l'entrée et à la sortie du trou, visibles en partie sur ce graphe. Le diamètre le plus étroit se trouve aux $2/3$ du trou, à 0.350 mm de profond. Par rapport au sens d'usinage, sur la partie du trou entre les chanfreins, le resserrement au milieu du trou est de l'ordre de $2.5 \mu\text{m}$.
- Les trous percés-alésés sont plus étroits à la sortie qu'à l'entrée du trou, par rapport au sens d'usinage. Un des deux trous avait une bavure intentionnelle à l'entrée, de l'ordre de $8 \mu\text{m}$.

Il faut retenir de ces mesures que les trous électroformés ont une conicité de $1 - 2^\circ$ à la sortie du trou, et qu'ils ont une forme convexe. Les profils axiaux mesurés confirme cette géométrie (fig. 2.10).

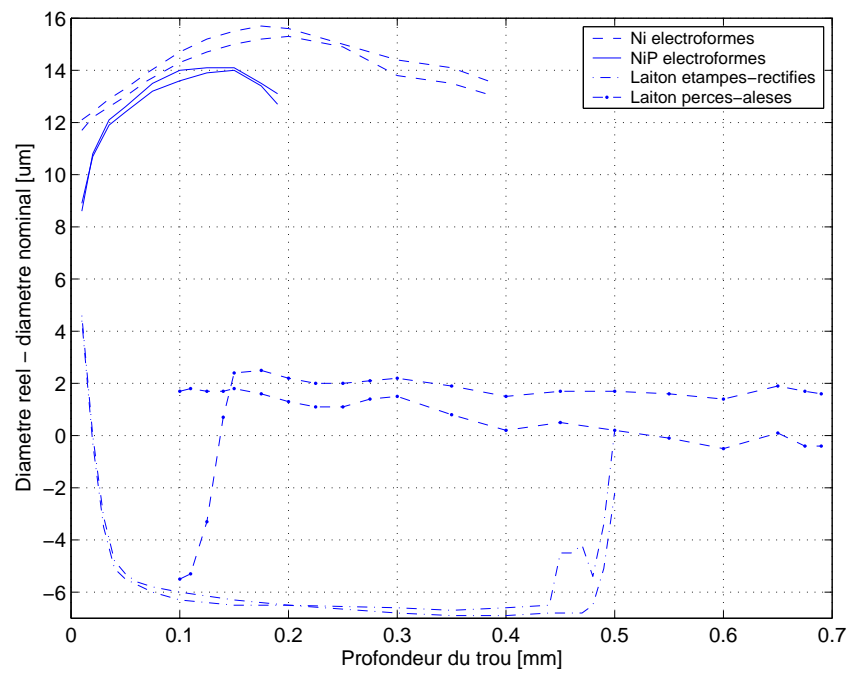


FIG. 2.8 – Evolution du diamètre des trous en fonction de la profondeur selon le type de fabrication : trous électroformés, percés-alésés et étampés-rectifiés.

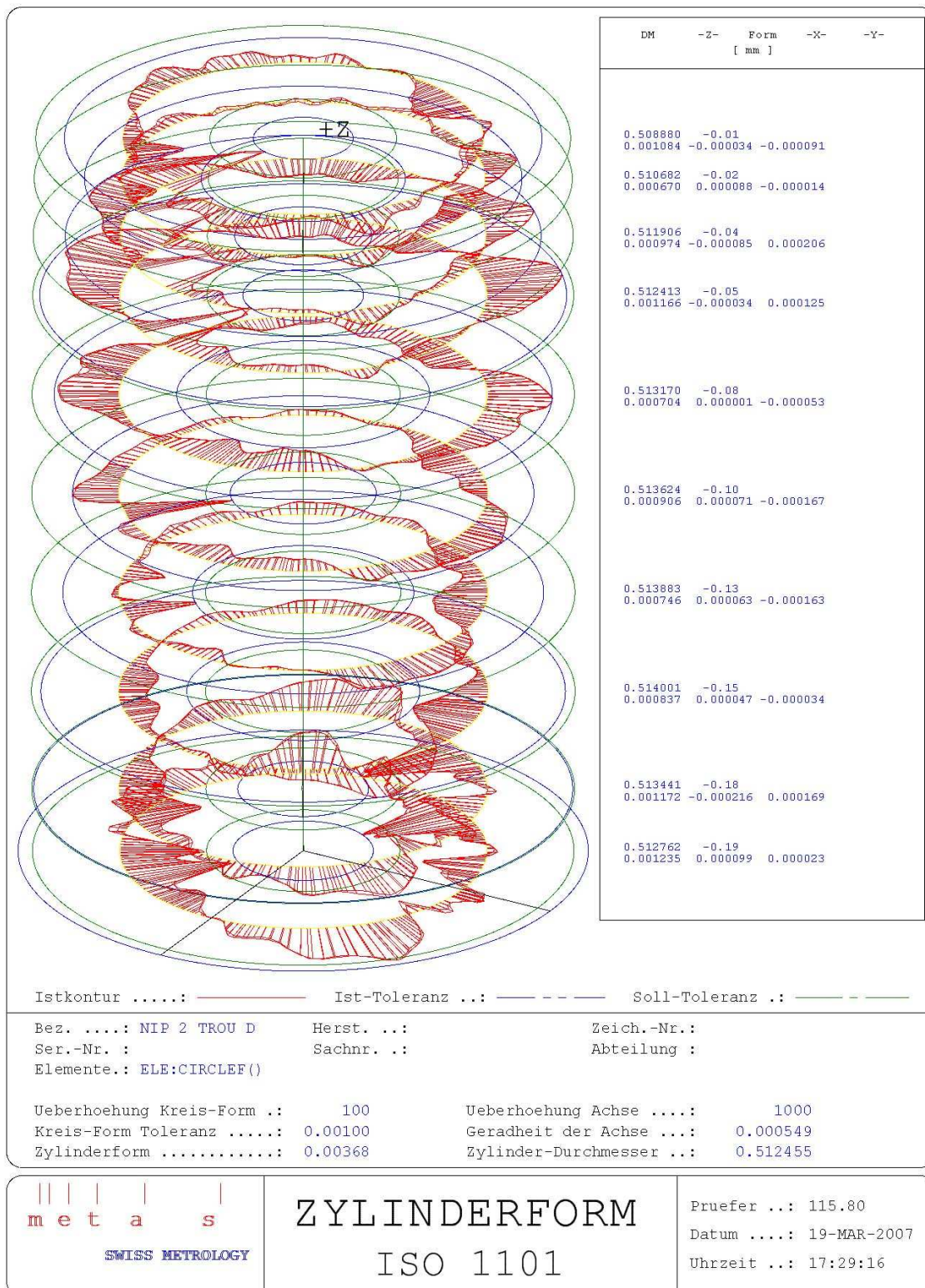


FIG. 2.9 – Mesure sur la machine μ CMM 3D d'un trou électroformé en NiP. Dix sections sont mesurées en 36 points sur le pourtour (tous les $43 \mu\text{m}$). Le graphe donne le diamètre, la hauteur, l'erreur de forme, ainsi que l'erreur d'axialité en X et Y pour chaque cercle mesuré. Les sections sont prises tous les $10 - 25 \mu\text{m}$ de profondeur, jusqu'à $10 \mu\text{m}$ de chaque extrémité du trou (épaisseur totale 0.2 mm). On voit que le diamètre diminue à chaque extrémité, de $3.6 \mu\text{m}$ entre -0.050 mm et -0.010 mm et de $1.3 \mu\text{m}$ entre -0.150 mm et -0.190 mm .

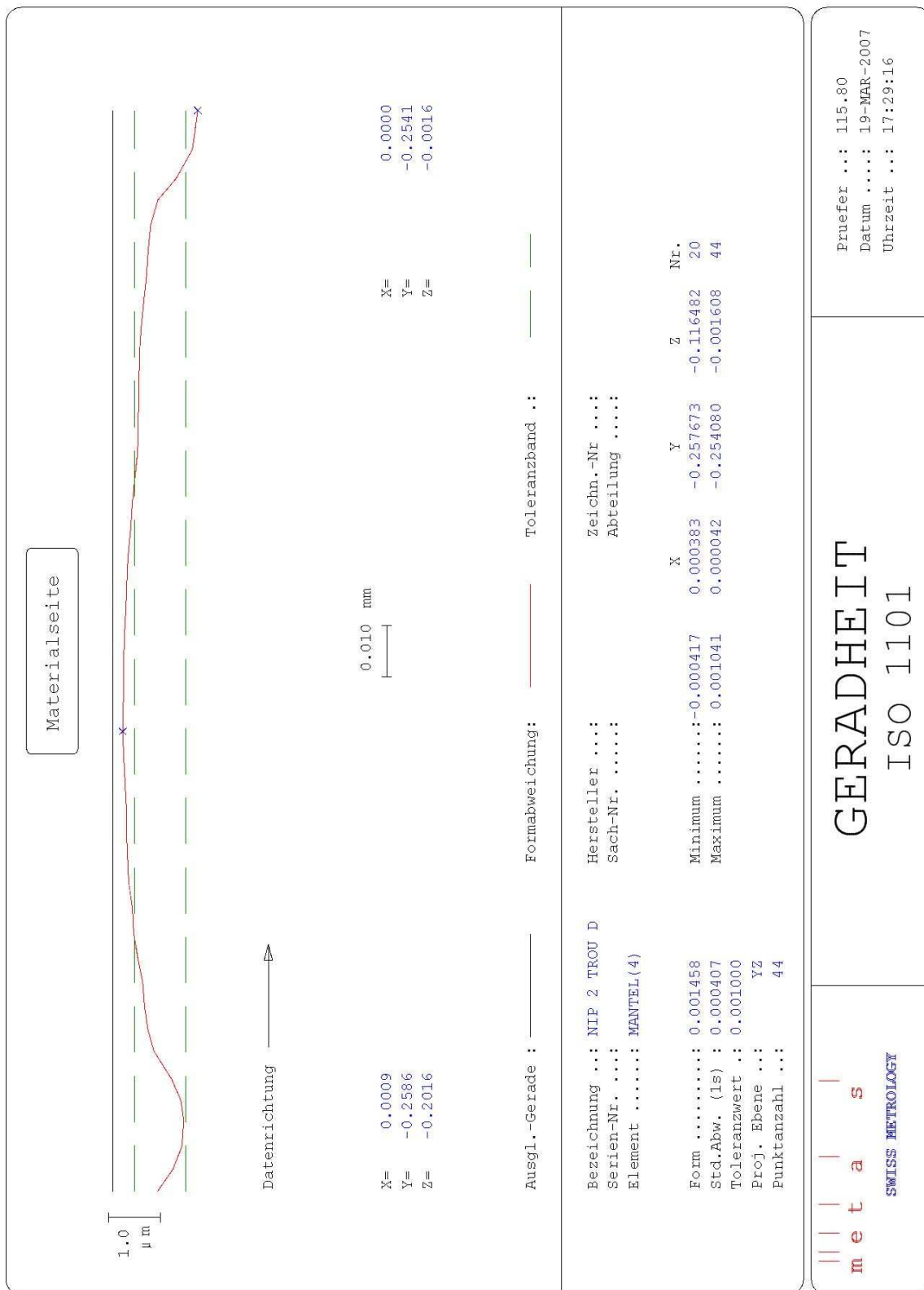


FIG. 2.10 – Mesure sur la machine μCMM 3D d'un trou électroformé en NiP. Le profil axial du trou (profondeur) est donné par 40 points. Une variation de $1.5 \mu\text{m}$ peut être constatée, avec un resserrement à chaque extrémité du trou (épaisseur totale 0.2 mm).

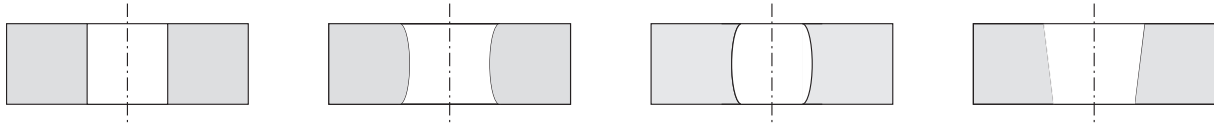


FIG. 2.11 – Les différents types de formes des trous : droit, concave, convexe ou conique.

	Trous électroformés en Ni				Trous électroformés en NiP			
	Ni 2G		Ni 1D		NiP 1D		NiP 2D	
	D [μm]	z [mm]	D [μm]	z [mm]	D [μm]	z [mm]	D [μm]	z [mm]
D_{jauge}	513		513		512		512	
D_{in}	513.0	0.390	513.5	0.390	513.1	0.190	512.7	0.190
D_{max}	515.3	0.200	515.7	0.175	514.1	0.125	514.0	0.150
D_{out}	511.7	0.010	512.1	0.010	508.6	0.010	508.9	0.010
$D_{\text{max}} - D_{\text{out}}$	3.6	0.190	3.6	0.165	5.5	0.115	5.1	0.140
$D_{\text{max}} - D_{\text{min}}$	2.3	0.190	2.2	0.215	1.0	0.065	1.3	0.040
$\alpha_{\text{out}} [^\circ]$	1.1		1.2		2.7		2.1	
$\alpha_{\text{in}} [^\circ]$	0.7		0.6		0.9		1.9	
	Trous étampés-rectifiés dans du laiton				Trous percés-alésés dans du laiton			
	P2 T200		P3 T200		C3 TM		C4 TM	
	D [μm]	z [mm]	D [μm]	z [mm]	D [μm]	z [mm]	D [μm]	z [mm]
$D_{\text{mes. optique}}$					893		900	
D_{in}	495.3	0.040	494.9	0.040	901.7	0.100	902.4	0.150
D_{min}	493.1	0.350	493.3	0.350	899.6	0.690	901.6	0.690
D_{out}	493.5	0.480	494.6	0.480	899.6	0.690	901.6	0.690
$D_{\text{in}} - D_{\text{min}}$	2.1	0.310	1.6	0.310	2.1	0.590	0.8	0.540
$D_{\text{out}} - D_{\text{min}}$	0.4	0.130	1.3	0.130				
$\alpha_{\text{out}} [^\circ]$	0.4		0.3		0.2		0.1	
$\alpha_{\text{in}} [^\circ]$	0.2		0.6					

TAB. 2.3 – Comparaison des diamètres des trous selon le procédé de fabrication. D_{in} et D_{out} sont les diamètres à l'entrée et à la sortie du trou. La sortie est définie par rapport à la direction d'usinage (et de chassage) pour les trous percés et étampés, et pour les trous électroformés, il s'agit du côté substrat, la surface à partir de laquelle le métal a crû. D_{max} et D_{min} sont des diamètres maximaux et minimaux mesurés vers la mi-profondeur. α_{in} , α_{out} sont les conicités à l'entrée et à la sortie du trou, respectivement. Les conicités des trous électroformés sont de $1 - 2^\circ$ à la sortie du trou.

2.2.5 Résumé des systèmes de mesure des trous submillimétriques

Le tableau 2.4 résume les performances et limites des systèmes de mesure des trous submillimétriques. Les valeurs de ce tableau sont indicatives, un travail de caractérisation systématique serait bienvenu. Un moyen important n'est pas répertorié, il s'agit de la mesure optique des trous (par rétro-éclairage), valable pour les pièces peu épaisses. Son principal intérêt est d'être une mesure sans contact. Le palpeur à capteur inductif est de TESA, modèle GT21.

Pouvoir définir un diamètre au micron près (si possible au dixième de micron) coûte très cher et représente une limite importante dans une recherche sur le chassage, où l'interférence (serrage) doit être déterminée avec précision. C'est un écueil important sur le plan méthodologique. Nous avons décidé de faire avec une certaine imprécision, en utilisant le moyen courant de l'atelier, les jauges micrométriques.

Système de mesure	Type de mesure	Résol. [μm]	Répétitivité [μm]	\varnothing limite [mm]	Force appliquée [mN]
Jauges micrométriques	Plus petit diamètre	1	4 μm *	$\varnothing 0.3$	variable
Palpeur inductif Tesa	Plus petit diamètre	0.01	0.2*	$\varnothing 0.5$	< 630
Profilomètre optique	Profil rectiligne	0.01	0.2*	-	-
Talyrond	Profil circulaire	0.25		$\varnothing 0.5$	< 1
Palpeur nanom. Metas	3D	0.005	0.05	$\varnothing 0.2$	< 0.5

TAB. 2.4 – Les performances et limites des systèmes de mesure pour mesurer des trous submillimétriques. Les valeurs de ce tableau sont indicatives. * estimation suite à nos mesures.

2.2.6 En ligne de mire : l'analyse modale décrit les défauts de forme et de surface

Les travaux de Samper et al. à l'Ecole Polytechnique de Savoie à Annecy [7] visent à tolérer une pièce par le langage des modes, qui permet d'englober la taille, la position, la forme, l'ondulation et la rugosité dans la seule signature modale de la pièce.

L'analyse modale, qui est une partie de la démarche du tolérancement modal, est intéressante pour connaître les défauts typiques d'une pièce, et ensuite choisir judicieusement les points de mesure. L'application se fait comme suit :

1. Constituer une base modale : il s'agit des modes de déformation de la pièce (typiquement les 100 premiers modes).
2. Mesurer des échantillons. Chaque pièce mesurée a une *signature modale*, c'est-à-dire qu'elle est vue comme la somme des modes, chaque mode étant pondéré d'un coefficient. Plus la pièce est géométriquement similaire à un mode, plus le coefficient sera élevé.
3. Identification des types de défauts par l'analyse des écarts de forme. Pour chaque défaut type, il s'agit de voir sur la signature modale quels modes sont corrélés. A noter que si des modes sont corrélés, cela réduit le nombre de points à mesurer pour identifier ce défaut, pour autant que le mode mesuré ne se retrouve pas dans un autre défaut type.

L'intérêt de cette analyse est qu'une signature modale contient toute l'information sur la pièce, des variations à haute fréquence comme la rugosité aux variations à basse fréquence, comme la forme globale de la pièce. La recherche d'un type de défaut est aisée. L'analyse modale offre de belles perspectives sur la classification des défauts de forme.

Pour être appliquée à bon escient, celle qui mène une telle analyse ne doit jamais perdre de vue la fonction de la pièce, de l'assemblage et du produit. Un défaut n'est défini que par rapport à une fonction.

2.3 Estimer le rendement d'une production

Les deux premières sections du chapitre traitent de l'acquisition de mesures. Un des objectifs des mesures est de calculer le nombre d'assemblages conformes qu'on est statistiquement en droit d'attendre suite à un procédé d'assemblage. Ce chapitre montre comment estimer un rendement d'assemblage sur la base de modèles (des distributions de probabilités, ou PDFs) qui représentent les mesures des composants.

Une des tâches du développement de produit est la prédiction de son coût et de ses performances. De nombreuses personnes doivent faire des estimations. Le concepteur doit fournir à un stade de plus en plus précoce du développement du produit des estimations précises de son coût de production, le producteur aussi. Ce dernier devra en plus s'engager sur la qualité (conformité) des composants qu'il fournit. La propagation de la variabilité rend ces prévisions difficiles : si une variabilité σ_a est acceptable sur la fonction d'un produit assemblé de N composants, quelle variabilité σ_i accepter sur les cotes fonctionnelles de ses N composants ?

Le coût concerne tous les secteurs d'une entreprise qui doivent collaborer pour minimiser le coût final. Il ne s'agit pas de minimiser le coût d'un composant, au risque de faire exploser le coût d'assemblage. Il faut mesurer le coût global (total) d'un produit. Cela se fait en prenant un rendement³ global dans le modèle. La détermination des rendements de production nous occupera plus loin. Précisons déjà que $(1 - \mathcal{Y})$ représente les composants non conformes. Le rendement de production englobe :

- Le rendement de l'usinage de chaque composant \mathcal{Y}_{m_i} .
- Le rendement de l'opération d'assemblage des composants, \mathcal{Y}_a .

$(1 - \mathcal{Y}_a)$ prend généralement en compte deux causes d'assemblages échoués :

1. Les paires de composants incompatibles parce que le tolérancement le permet.
2. Les mauvaises réalisations de l'opération d'assemblage.

Nous considérerons que l'opération d'assemblage ne subira pas d'échec (ou approximé négligeable au nombre de paires de composants incompatibles). Nous nous limiterons à la quantification de la première cause.

Nous allons montrer comment calculer précisément le rendement d'une production regroupant plusieurs procédés (usinage et assemblage), en prenant l'exemple du chassage. Différents modèles de dimension seront examinés : celui de la distribution uniforme et celui de la distribution gaussienne.

2.3.1 La dispersion est due à la machine, le décentrage au mécanicien

La dispersion quantifie la répétitivité d'une machine. C'est une caractéristique de la machine. Pour la diminuer, il faut faire un saut technologique comme par exemple changer de machine ou rendre plus rigide certaines parties.

Le décentrage est principalement dû aux variations thermiques dans l'atelier (soleil, etc), qui se répercutent sur le bâti de la machine ou sur le liquide de coupe et changent les conditions d'usinage, sauf s'il est question d'usinage de matériaux durs. A cette restriction près, l'usure de l'outil peut avoir un effet, mais comme il péjore premièrement l'état de surface, il sera ré-aiguisé avant que la cote n'ait significativement dérivé. Donc le décentrage quantifie avant tout l'habileté d'un mécanicien à utiliser le potentiel de sa machine. Pour diminuer le décentrage, le mécanicien peut agir sur l'environnement de sa machine (protection du soleil, éviter les courants d'air, stabiliser la température, etc.). Bref, il peut diminuer le décentrage presque sans investissement.

³En anglais, *yield*.

Des problèmes de décentrage peuvent apparaître lorsqu'une dimension s'obtient par un fraisage qui se ferait dans deux sens opposés. La force appliquée lors de l'usinage induit une déformation dans un sens puis dans l'autre, différente car la rigidité de la pièce peut changer en cours d'usinage selon la géométrie, induisant une hystérèse "mécanique" : le principe est le même que pour le rattrapage de jeu, mais est dû au changement de sens de la force et dépend de la raideur des éléments. Nous regrouperons ce type de phénomène sous le terme d'*hystérèse mécanique*. Un mécanicien qui connaît bien sa machine sait les valeurs typiques de ces décentrages et anticipe en corrigeant la consigne.

En résumé, la dispersion est due à la machine, et le décentrage peut être corrigé par le mécanicien.

2.3.2 Le rendement d'assemblage

La quantité de rebus ou de retouche est trop souvent constatée après l'assemblage, ou après l'opération critique. Son coût n'est pas évalué, et le risque de perdre de l'argent est important. Nous proposons d'estimer ce coût avant de produire, et une seconde fois avant d'accepter les lots de pièces d'un sous-traitant. Pour cela, il faut modéliser les dimensions obtenues lors de la fabrication par des distributions de probabilités et faire quelques calculs statistiques pour savoir le nombre de bons assemblages qu'il est raisonnable d'espérer. Cette section formule comment calculer un rendement d'assemblage.

Avant de commencer, rappelons que l'utilisation de la statistique pour tolérer des assemblages remonte à la fin des années 50, on retiendra en particulier les travaux de Gladman [83] qui formula la variabilité d'assemblages à partir des variabilités de composants dont les dimensions fonctionnelles étaient modélisées soit par des lois uniformes soit par des lois normales.

Nous allons quantifier les taux d'assemblages conformes (rendement) en modélisant les cotes fonctionnelles des composants par différentes distributions.

Notons X et Y des dimensions fonctionnelles d'un chassage, par exemple les diamètres de goupilles et de trous, et μ_x, μ_y and σ_x, σ_y leurs dimensions nominales visées et écarts-types respectifs. Usinés par des procédés différents, les diamètres de ces composants suivent des distributions indépendantes :

$$P(X, Y) = P(X) \cdot P(Y) \quad (2.5)$$

Notons P_A, P_X, P_Y les probabilités relatives à l'assemblage, aux goupilles et aux trous, respectivement. Pour obtenir un serrage i entre la goupille et le trou, le diamètre de la goupille doit être plus large que celui du trou d'une valeur i (fig. 2.12) :

$$Y + i = X \Rightarrow i = X - Y \quad (2.6)$$

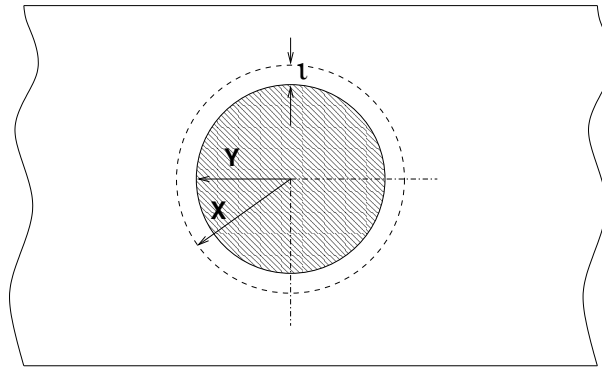
Ainsi, la probabilité d'obtenir ce serrage i est une distribution jointe. Comme X et Y sont indépendants, la fonction de répartition résultante de la superposition $X + Y$ est donnée par l'intégrale de la convolution de leur probabilités [148] :

$$P_A(i) = \int_{-\infty}^{\infty} P_X(u) \cdot P_Y(i - u) \cdot du \quad (2.7)$$

$$= P_X(X) * P_Y(-Y) = R_{XY}(i) \quad (2.8)$$

où $R_{XY}(u)$ est la fonction de corrélation. Cette propriété générale est issue de la nature multiplicative de la superposition de probabilités. Nous pouvons généraliser, par exemple pour dimensionner un serrage acceptable i compris dans l'intervalle $[i - t, i + t]$:

$$i - t \leq X - Y \leq i + t \quad (2.9)$$

FIG. 2.12 – Diamètres de la goupille X et du trou Y , serrage i .

Le taux de pièces conformes \mathcal{Y} , soit la probabilité d'obtenir cet assemblage avec le serrage désiré i , est :

$$\mathcal{Y} = \int_{i-t}^{i+t} P_A(u) \cdot du = \int_{i-t}^{i+t} [P_X(X) * P_Y(-Y)] \cdot du \quad (2.10)$$

Pratiquement, le fabricant ajustera ses valeurs pour que la tolérance soit centrée autour de $i = \mu_x - \mu_y$. Par conséquent, le problème se restreint à l'intervalle $[i - t, i + t]$. Il est maintenant établi que :

$$\int_{i-t}^{i+t} R_{XY}(u - i) \cdot du = \int_{-t}^t R_{XY}(u) \cdot du \quad (2.11)$$

Dorénavant, nous ne nous préoccupons plus de la position des moyennes si nous considérons uniquement la probabilité d'obtenir des assemblages conformes. Cette probabilité n'est pas affectée par les positions absolues des moyennes, mais uniquement par leurs positions relatives.

Nous emploierons des distributions gaussiennes et uniformes pour décrire les diamètres réels des goupilles et des trous. Ce sont des fonctions communes en statistique et nous profiterons de leurs propriétés bien connues en traitement du signal, notamment leur convolution [61, pp. 11-13] [6]. Ces signaux sont toujours normalisés (aire unitaire sous la courbe), puisque la somme de toutes les probabilités est par définition égale à un.

Composants caractérisés par des distributions uniformes

Une dimension de pièce suit une distribution de probabilité quasi uniforme lorsqu'un mécanicien ajuste sa machine de telle sorte que la dimension soit à la limite supérieure de la tolérance et ne l'ajuste plus jusqu'à ce que l'usure de l'outil amène la dimension à la limite inférieure. Ceci est une interprétation, souvent pessimiste certes, du mode de tolérancement ISO, mais elle est communément utilisée lorsque le comportement est inconnu [132].

Soit $x(u)$ et $y(u)$ des distributions uniformes, de moyennes μ_x , μ_y et de largeurs τ_x , τ_y , représentant les diamètres d'un axe et d'un trou qui vont être chassés :

$$x(u) = \frac{1}{\tau_x} \cdot \Pi\left(\frac{u - \mu_x}{\tau_x}\right) \quad (2.12)$$

$$y(u) = \frac{1}{\tau_y} \cdot \Pi\left(\frac{u - \mu_y}{\tau_y}\right) \quad (2.13)$$

où $\Pi(u)$ est une impulsion, centrée à l'origine et de largeur unitaire.

La probabilité d'obtenir un assemblage avec un serrage i est (éq 2.10) :

$$\mathcal{Y} = \int_{-t}^t x(u) * y(-u) \cdot du = \int_{-t}^t f(u) \cdot du \quad (2.14)$$

où, si nous considérons un signal centré à l'origine et si $\tau_y \geq \tau_x$ (mutatis mutandis, sans perte de généralité) :

$$f(u) = \begin{cases} 0 & : u \leq -\frac{\tau_x + \tau_y}{2} \\ \frac{1}{\tau_x \tau_y} \cdot u + \frac{\tau_x + \tau_y}{2\tau_x \tau_y} & : -\frac{\tau_x + \tau_y}{2} \leq u \leq \frac{\tau_x - \tau_y}{2} \\ \frac{1}{\tau_y} & : \frac{\tau_x - \tau_y}{2} \leq u \leq \frac{\tau_y - \tau_x}{2} \\ -\frac{1}{\tau_x \tau_y} \cdot u + \frac{\tau_x + \tau_y}{2\tau_x \tau_y} & : \frac{\tau_y - \tau_x}{2} \leq u \leq \frac{\tau_y + \tau_x}{2} \\ 0 & : u \geq \frac{\tau_y + \tau_x}{2} \end{cases} \quad (2.15)$$

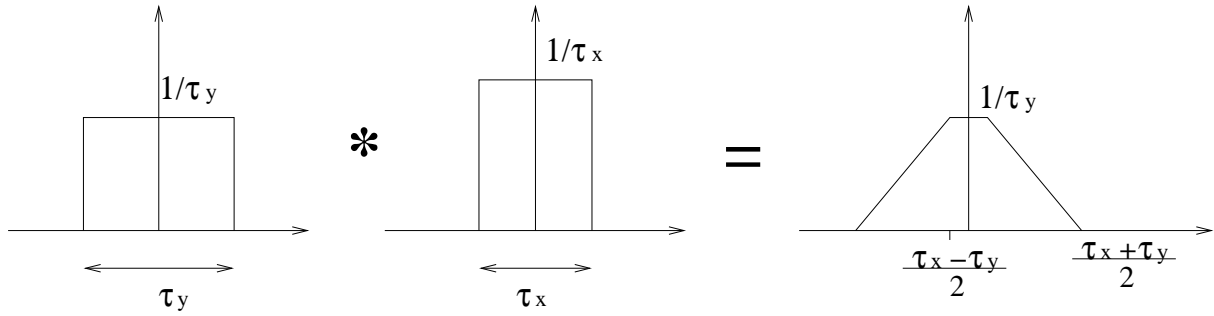


FIG. 2.13 – La convolution de deux impulsions est un trapèze.

La figure est un trapèze (fig. 2.13). Pour une tolérance centrée autour du serrage visé i ($i \leq \left| \frac{\tau_y - \tau_x}{2} \right|$), le taux d'assemblages conformes est $\mathcal{Y} = \frac{2t}{\tau_y}$. Lorsque les deux distributions uniformes sont d'égales largeurs $\tau_x = \tau_y = \tau$; alors :

$$f_i(u) = \begin{cases} 0 & : u \leq -\tau \\ -\frac{1}{\tau^2} \cdot u + \frac{1}{\tau} & : -\tau \leq u \leq 0 \\ \frac{1}{\tau} & : 0 \leq u \leq \tau \\ \frac{1}{\tau^2} \cdot u & : u \geq \tau \end{cases} \quad (2.16)$$

La fonction résultante est un triangle (fig. 2.14), cas particulier du trapèze, pour $\tau = \tau_x = \tau_y$. Dans le meilleur des cas, le taux d'assemblages conformes est, seulement si $t \leq \tau$:

$$\mathcal{Y}_i = 2 \cdot \int_0^t f_i(u) \cdot du = \frac{2t}{\tau} - \frac{t^2}{\tau^2} \quad (2.17)$$

Ainsi :

$$\mathcal{Y}_i = \begin{cases} \frac{2t}{\tau} - \frac{t^2}{\tau^2} & : t \leq \tau \\ 1 & : t \geq \tau \end{cases} \quad (2.18)$$

Et pour $t \ll \tau$, $\mathcal{Y} = \frac{2t}{\tau}$.

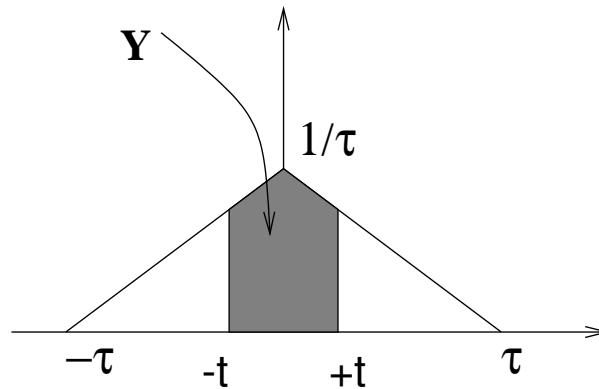


FIG. 2.14 – Taux d'assemblages conformes d'une distribution triangulaire, résultant de la convolution de deux impulsions de largeurs égales.

Composants caractérisés par des distributions gaussiennes

L'apparition des centres d'usinage à commande numérique a ouvert de nouvelles possibilités : une dimension suit une distribution gaussienne si l'usure de l'outil est automatiquement corrigée et si aucune autre dérive systématique n'apparaît. Au lieu de viser un intervalle (ou une de ses extrémités en prévoyant une dérive), comme avec le tolérancement ISO, il est possible de viser directement une cote (valeur moyenne) avec une sorte d'intervalle de confiance donné par la variabilité du procédé (écart-type). Ce changement de mode de tolérancement est nécessaire pour aller vers une maîtrise de la qualité, et se justifie particulièrement en assemblage [121].

Reprenant le cas du chassage, les diamètres des goupilles et des trous sont modélisés comme suit :

$$x(u) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{u-\mu_x}{\sigma_x} \right)^2} \quad (2.19)$$

$$y(u) = \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{u-\mu_y}{\sigma_y} \right)^2} \quad (2.20)$$

Leur convolution donne [148] :

$$x(u) * y(-u) = \frac{1}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\left(\frac{u-(\mu_x-\mu_y)}{\sqrt{2 \cdot (\sigma_x^2 + \sigma_y^2)}} \right)^2} \quad (2.21)$$

La convolution de deux gaussiennes donne encore une gaussienne (fig. 2.15), de moyenne $\mu_{eq} = \mu_x - \mu_y = \Delta\mu$ et d'écart-type $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$. La probabilité d'obtenir le serrage visé est (éq 2.10) :

$$\mathcal{Y} = \int_{i-t}^{i+t} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{eq}} \cdot e^{-\left(\frac{u-\Delta\mu}{\sqrt{2} \cdot \sigma_{eq}} \right)^2} \cdot du \quad (2.22)$$

Le taux d'assemblages conformes est :

$$\boxed{\mathcal{Y} = \frac{1}{2} \cdot erf \left(\frac{i+t-\Delta\mu}{\sqrt{2} \cdot \sigma_{eq}} \right) - \frac{1}{2} \cdot erf \left(\frac{i-t-\Delta\mu}{\sqrt{2} \cdot \sigma_{eq}} \right)} \quad (2.23)$$

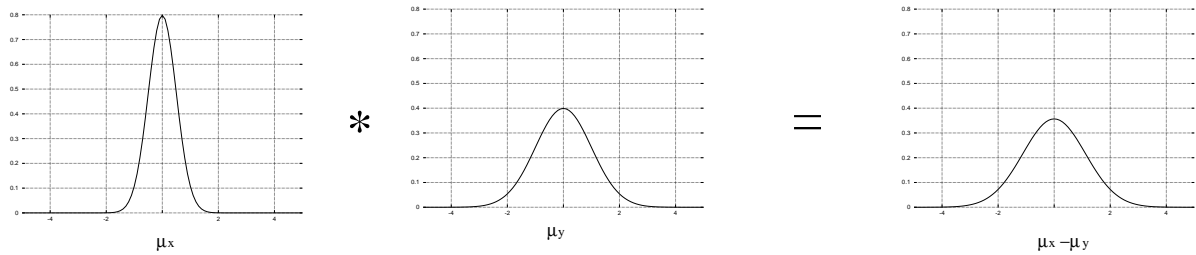


FIG. 2.15 – La convolution de deux courbes gaussiennes est une gaussienne.

où la fonction d'erreur $erf(u)$ est définie ainsi :

$$erf(v) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^v e^{-u^2} \cdot du \quad (2.24)$$

Sensibilités et optimisation Appliquant une analyse de sensibilité au taux \mathcal{Y} (éq 2.23), il s'en suit :

$$\frac{\partial \mathcal{Y}}{\partial \Delta \mu} = 0 \Rightarrow \Delta \mu = i \quad (2.25)$$

Une stratégie de dimensionnement est nécessaire pour atteindre un taux donné de bons assemblages \mathcal{Y} lorsque la différence des moyennes $\Delta \mu$ ou la tolérance $2t$ est donnée. Quelles que soient les dispersions, l'optimum se situe quand $i = \Delta \mu$. Si $i = \Delta \mu$, ce que le concepteur et le producteur essaieront de respecter, alors :

$$\boxed{\mathcal{Y} = erf\left(\frac{t}{\sqrt{2} \cdot \sigma_{eq}}\right)} \quad (2.26)$$

Composants caractérisés par des distributions gaussiennes tronquées

Une courbe gaussienne tronquée symétrique est obtenue par amputation d'égales quantités de la courbe à chaque extrémité. Ces distributions peuvent apparaître lorsque un procédé gaussien n'est pas capable ($2t \leq \tau$ ou $C_p \leq 1$) et que les pièces sont triées grâce à des jauges et que seules les pièces acceptées sont assemblées.

D'autre part, une gaussienne standard n'est pas bornée et s'étend donc de $-\infty$ à $+\infty$, et à ce titre prend en compte des cas irréalistes. Les gaussiennes tronquées ont l'avantage d'éliminer ces cas irréalistes qui ne peuvent survenir.

2.3.3 Généralisation à plus de deux composants ou procédés

En résumé, la distribution de probabilité de produire conformément aux spécifications un produit résultant de l'assemblage de N composants est :

$$PDF_{prod} = PDF_a * (PDF_{m_1} * PDF_{m_2} * \dots * PDF_{m_N}) \quad (2.27)$$

où PDF désigne la distribution de probabilité de la cote fonctionnelle concernée, quelle qu'elle soit (uniforme, gaussienne, triangulaire, etc). Les indices m_i et a réfèrent à l'usinage du i -ème composant et à l'assemblage. Les erreurs de l'assemblage se propageront comme celles d'un composant, d'où l'apparition de PDF_a . Pour l'heure, nous considérerons que le procédé d'assemblage est parfait (PDF_a est un

dirac). Cela revient à dire que ce que nous appellerons dans cet article rendement ou capacité d'assemblage n'est pas le rendement ou la capacité intrinsèque du procédé d'assemblage, mais le rendement ou la capacité résultante des opérations de fabrication précédentes.

Nous avons de plus montré que le taux d'assemblages conformes \mathcal{Y} pour des insertions avec serrage compris dans l'intervalle $[i - t, i + t]$ est :

$$\mathcal{Y}(t) = \int_{i-t}^{i+t} PDF_{prod}(u) \cdot du \quad (2.28)$$

Etant entendu que le concepteur dimensionnera les composants de telle sorte que $i = \mu_x - \mu_y$.

Il faudra porter un soin tout particulier au choix de la distribution afin qu'elle colle le mieux possible à la réalité, sous peine d'obtenir des résultats biaisés. Spotts a quantifié le biais dans quelques exemples [186].

Nous avons montré que la probabilité de réussir l'assemblage de deux pièces (le rendement) est la convolution des distributions représentant les dimensions des pièces individuelles, dans les deux cas des distributions uniformes et gaussiennes. Notre étude s'est limitée au cas de l'assemblage par insertion, soit $X - Y = i$, mais elle peut également s'appliquer aux empilement de cotes, lorsque les tolérances sont sommées : $X + Y = i$.

2.4 La capacité est un indicateur du rendement

La finalité de tout indicateur utilisé en qualité est de permettre de quantifier le rendement d'une production. Le succès de chaque étape de production peut être quantifié par un rendement. Le multiplication des rendements de chaque opération donne le rendement final. Il est plus souvent quantifié par des indicateurs plus simples à calculer, dont font partie les indices de capacité. Plus simples, car la relation avec la tolérance est directe.

Différents formalismes existent pour calculer le rendement d'un assemblage en connaissant le rendement de chacun de ses composants. Nous avons utilisé le formalisme du traitement du signal pour rendre ce calcul abordable pour un ingénieur non mathématicien [32] : il suffit de faire la convolution des distributions des composants, déphasées de la valeur du jeu ou serrage fonctionnel. Malgré tout, ces calculs restent fastidieux pour un praticien (difficiles à faire de tête et donc à l'atelier), qui préférera souvent évaluer la capacité plutôt que le rendement. La capacité est une mesure établissant un rapport entre la performance réelle d'un procédé et la performance demandée. C'est une notion couramment utilisée dans le monde de l'usinage, où une seule dimension fonctionnelle est concernée. Curieusement, la capacité est rarement appliquée en assemblage, où il y a combinaison de plusieurs dimensions fonctionnelles de différents composants.

Notons USL et LSL , les limites supérieure et inférieure de tolérance. De même, UCL et LCL sont les limites posées pour contrôler le procédé [147, chap. 5]. Admettons que la tolérance soit centrée autour de la moyenne du procédé μ , i.e. $\frac{USL-LSL}{2} = \mu$. Une définition générale de la capacité est :

$$C_p = \frac{USL - LSL}{UCL - LCL} \quad (2.29)$$

qui devient, pour un procédé gaussien (fig. 2.16) :

$$C_p = \frac{USL - LSL}{6\sigma} \quad (2.30)$$

Dans le cas du chassage, nous avons $USL = i + t$, $LSL = i - t \Rightarrow USL - LSL = 2t$.

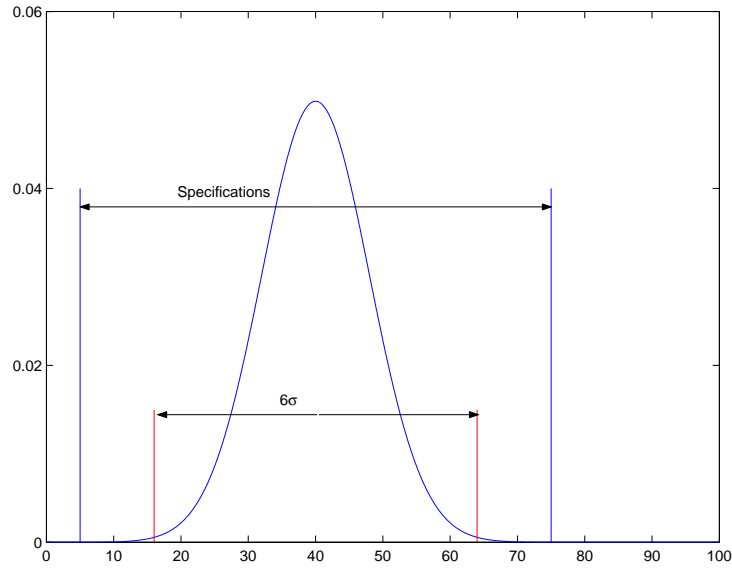


FIG. 2.16 – Définition d'un indice de capabilité, cas d'un procédé gaussien.

- Si la distribution est gaussienne, alors $UCL = \mu + 3\sigma$, $LCL = \mu - 3\sigma \Rightarrow UCL - LCL = 6\sigma$, et :

$$C_p = \frac{t}{3\sigma} \quad (2.31)$$

- Si la distribution est uniforme, alors $UCL = \mu + \frac{\tau}{2}$, $LCL = \mu - \frac{\tau}{2} \Rightarrow UCL - LCL = \tau$, et :

$$C_p = \frac{2t}{\tau} \quad (2.32)$$

De nombreux indices de capabilité ont été définis dans les deux dernières décennies. Les plus connus sont C_p , C_{pk} , C_{pm} [126]. Le choix de l'indice de capabilité à quantifier dépend du procédé et de ses déficiences supposées, mais il se portera sur un indice reflétant la centricité du procédé, par exemple :

$$C_a = 1 - \frac{|\mu - m|}{d} \quad (2.33)$$

où $m = \frac{USL+LSL}{2}$ et $d = \frac{USL-LSL}{2}$. Ou sur un indice reflétant sa variabilité (ex : C_p) ou les deux comme C_{pk} et C_{pm} :

$$C_{pk} = \min \left(\frac{USL - \mu}{3\sigma}, \frac{\mu - LSL}{3\sigma} \right) \quad (2.34)$$

$$C_{pm} = \frac{2t}{6 \cdot \sqrt{\sigma^2 + \delta^2}} \quad (2.35)$$

Ces dernières années, les chercheurs se sont davantage intéressés aux procédés de production de composants à plusieurs caractéristiques fonctionnelles. Chen et al. ont proposé S_{pk}^T , une généralisation très prometteuse de l'indice de capabilité S_{pk} introduit par Boyles pour tenir compte de multiples caractéristiques [56].

2.4.1 Les relations non-linéaires entre rendement et capabilité

Les rendements que nous avons calculé précédemment représentent le véritable rendement d'un procédé. La capabilité n'en est qu'une approximation. Nous allons évaluer le lien entre rendement et capabilité pour identifier les biais introduits lors des évaluations par capabilité.

Assemblage caractérisé par une distribution uniforme

La capabilité pour une distribution uniforme est $C_p = \frac{2t}{\tau}$. Et le rendement vaut :

$$\mathcal{Y} = \int_{i-t}^{i+t} \frac{1}{\tau} \cdot du = \frac{2t}{\tau} = C_p \quad (2.36)$$

Pour une distribution uniforme, il n'y a aucune différence entre la capabilité et le rendement (fig. 2.17).

Assemblage caractérisé par une distribution triangulaire

La capabilité pour une distribution triangulaire de dispersion 2τ est $C_p = \frac{t}{\tau}$. Et nous avons montré que le rendement vaut : $\mathcal{Y} = \frac{2t}{\tau} - \frac{t^2}{\tau^2}$, pour $t \leq \tau$, ou $C_p \leq 1$. Ainsi :

$$\mathcal{Y} = 2C_p - C_p^2 = C_p \cdot (2 - C_p) \quad (2.37)$$

Avec une distribution triangulaire, le lien entre rendement et capabilité n'est pas linéaire, mais n'en est pas trop éloigné (fig. 2.17).

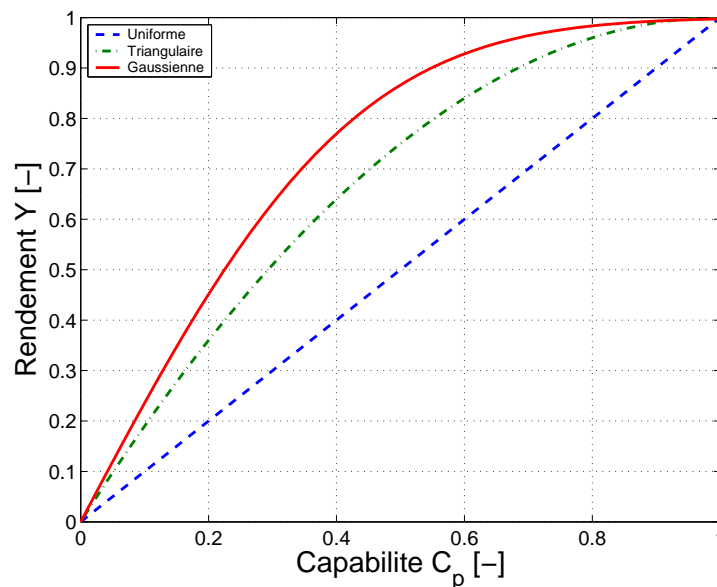


FIG. 2.17 – Le rendement en fonction de la capabilité, selon le type de distribution : uniforme (—), triangulaire (-.) ou gaussienne.

PDF _a	Dispersion PDF _a	Rendement \mathcal{Y}_a	Capabilité C_p	Relation $\mathcal{Y}_a = f(C_p)$
Uniforme	τ	$\frac{2t}{\tau}$	$\frac{2t}{\tau}$	$\mathcal{Y}_a = C_p$
Triangulaire	2τ	$\frac{2t}{\tau} - \frac{t^2}{\tau^2}$	$\frac{t}{\tau}$	$\mathcal{Y}_a = C_p \cdot (2 - C_p)$
Normale	6σ	$erf\left(\frac{t}{\sqrt{2}\sigma}\right)$	$\frac{t}{3\sigma}$	$\mathcal{Y}_a = erf\left(\frac{3}{\sqrt{2}}C_p\right)$

TAB. 2.5 – Résumé des relations entre rendement et capabilité d’assemblage, pour des assemblages ayant des distributions centrées.

Assemblage caractérisé par une distribution gaussienne

La capabilité pour une distribution gaussienne est $C_p = \frac{t}{3\sigma}$. Et nous avons montré que le rendement vaut $\mathcal{Y} = erf\left(\frac{t}{\sqrt{2}\sigma}\right)$. Par conséquent :

$$\mathcal{Y} = erf\left(\frac{3}{\sqrt{2}} \cdot C_p\right) \quad (2.38)$$

S’agissant des distributions gaussiennes, le lien entre rendement et capabilité n’est pas linéaire (fig. 2.17). Nous constatons que :

- La courbe est quasi linéaire pour les faibles capabilités ($0 \leq C_p \leq 0.5$), ce qui signifie que $C_p \propto \mathcal{Y}$. La capabilité représente donc convenablement les rendements inférieurs à 80%.
- La courbe est fortement non linéaire pour les capabilités supérieures ($C_p \geq 0.5$). Par sa non-linéarité, la capabilité est une représentation dangereuse des procédés à hauts rendements : doubler la capabilité ne divise pas par deux le coût de non-conformité.

Quel indicateur utiliser, le rendement ou la capabilité ?

S’il s’agit de mesurer la propagation de la variabilité, la capabilité est l’outil approprié, car $C_p \propto \sigma$ tandis que $\mathcal{Y} \not\propto \sigma$.

S’il est question d’évaluer des coûts de production, le rendement est mieux adapté que la capabilité, puisque le coût $C \propto \frac{1}{\mathcal{Y}}$ et $C \not\propto C_p$.

Faire des prévisions lorsque l’on vise un taux de non conformité de quelques pièces par million (ppm) dans une production est plus risqué à l’aide de capabilités qu’à l’aide de rendements, car la sensibilité de la capabilité est très élevée, donc elle amplifiera toute incertitude. Or, l’incertitude sur un paramètre (tolérance visée ou dispersion) est inévitable lorsque l’on fait des prévisions.

Le calcul du rendement d’assemblage à partir des distributions de probabilité (éq 2.27 et 2.28) est certes compliqué pour le praticien, mais il permet de choisir une distribution quelconque correspondant exactement aux performances de la machine. En effet, si la distribution prend une allure de sinc^2 , par exemple, la capabilité rendra les prévisions très imprécises, tandis que le rendement sera précis et fiable. Néanmoins, pour les faibles rendements et capabilités ($\mathcal{Y} \leq 90\%$, $C_p \leq 0.5$), la capabilité est quasi linéairement dépendante du rendement pour toutes les distributions examinées ici. Or, le tri concerne avant tout les procédés à faibles capabilités, c’est pourquoi nous utiliserons par la suite cet outil d’évaluation plus simple que le rendement.

2.4.2 Evaluation rapide de la capabilité d’assemblage, par l’impédance d’assemblage

Nous avons relevé que la capabilité est rarement appliquée en assemblage, où il y a combinaison de plusieurs dimensions fonctionnelles de différents composants. Le rendement ne se prête pas à des

évaluations rapides, à l'inverse de la capabilité. Nous allons montrer comment un praticien peut rapidement se faire une idée de la capabilité d'un assemblage de plusieurs composants.

Composants caractérisés par des distributions gaussiennes

Si $2t$ est la tolérance (t_a pour l'assemblage, t_i pour les composants), si le procédé est gaussien et centré, contrôlé sur 3σ , alors la capabilité vaut $C_p = \frac{t}{3\sigma}$. Considérons maintenant un assemblage de N composants issus de procédés indépendants, chacun d'eux caractérisé par une capabilité $C_p^{m_i} = \frac{t_i}{3\sigma_i}$. Pour un procédé d'assemblage sans échec, la variance est la somme des variances des composants (vrai pour des distributions gaussiennes), alors la capabilité d'assemblage est :

$$C_p^a = \frac{2t_a}{6\sigma_a} = \frac{2t_a}{6\sqrt{\sum_{i=1}^N \sigma_{m_i}^2}} \quad (2.39)$$

Définissons une impédance d'assemblage $Z = \left(\frac{C_p}{2t}\right)^2$, par analogie à l'impédance d'entrée d'un circuit électronique. Nous allons chercher le lien entre l'impédance des composants et celle de l'assemblage. Sous l'hypothèse de normalité, elle vaut :

$$Z = \left(\frac{C_p}{2t}\right)^2 = \left(\frac{1}{6\sigma}\right)^2 = \frac{1}{36 \cdot \text{Var}(X)} \quad (2.40)$$

Nous pouvons écrire, grâce à l'éq. 2.39 :

$$C_p^{a2} = \frac{(2t_a)^2}{\sum_{i=1}^N 36\sigma_{m_i}^2} = \frac{(2t_a)^2}{\sum_{i=1}^N \left(\frac{C_p^{m_i}}{2t_{m_i}}\right)^2} \quad (2.41)$$

$$\Leftrightarrow \frac{C_p^{a2}}{(2t_a)^2} = \frac{1}{\sum_{i=1}^N \left(\frac{C_p^{m_i}}{2t_{m_i}}\right)^2} \quad (2.42)$$

et obtenir la relation :

$$\frac{1}{Z_a} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{Z_{m_i}} \quad (2.43)$$

L'analogie avec un circuit électronique est simple (fig. 2.18) : les éléments à haute impédance d'entrée n'influencent pas la tension d'entrée. L'impédance équivalente (limite) d'un circuit électronique est approximativement égale à la plus petite d'entre les impédances d'entrée : $Z_a \approx \min(Z_{m_i})$.

Composants caractérisés par des distributions uniformes

$2t$ est toujours notre plage de tolérance. Admettons que notre procédé est contrôlé sur τ , la plage de tolérance. La capabilité vaut $C_p = \frac{2t}{\tau}$. Par définition, la largeur d'un signal résultant de la convolution de deux signaux finis (p.ex. distributions uniformes) est la somme de leurs largeurs ($\tau = \sum_{i=1}^N \tau_i$) :

$$C_p^a = \frac{2t_a}{\tau} = \frac{2t_a}{\sum_{i=1}^N \tau_{m_i}} \quad (2.44)$$

Définissant une impédance d'assemblage $Z = \frac{C_p}{2t}$ pour les distributions finies, nous trouvons de la même manière :

$$\frac{1}{Z_a} = \sum_{i=1}^N \frac{1}{Z_{m_i}} \quad (2.45)$$

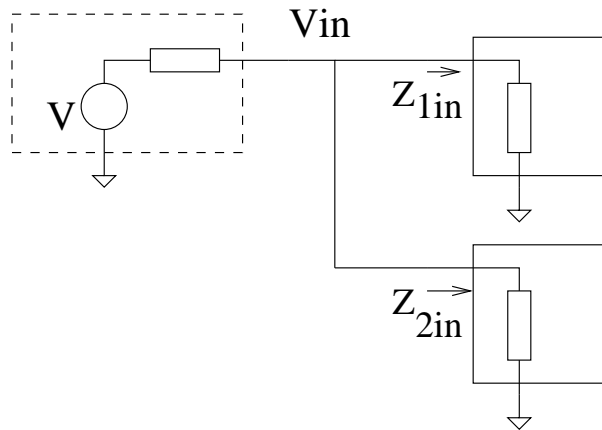


FIG. 2.18 – Impédance d’assemblage : l’analogie du circuit électronique ; si $Z_{1in} \ll Z_{2in}$, alors $V_{in} = f(Z_{1in})$.

L’intérêt du parallèle impédance-capabilité

L’impédance est un concept intéressant offrant aux praticiens une simple règle pour évaluer un assemblage : sous réserve des conditions énoncées précédemment, la capabilité d’assemblage est directement limitée par la capabilité du plus mauvais procédé d’usinage de tous les composants. Pour cette évaluation, nous nous sommes limités au problème de mauvaise combinaison de composants ; dans le futur, il serait souhaitable de prendre en compte d’autres facteurs, comme des opérations d’assemblage défailtantes.

Application numérique

Un concepteur souhaite un serrage fonctionnel i entre axes et alésages de $5 \mu\text{m} \pm 2 \mu\text{m}$ ($t = 2 \mu\text{m}$) sur des diamètres nominaux de 1 mm. Admettons que les pièces sortent de l’usinage avec des diamètres suivant des distributions gaussiennes, de dispersion σ_x de $1 \mu\text{m}$ pour les axes, et de $2 \mu\text{m}$ pour les alésages (σ_y). Nous souhaitons connaître la capabilité d’assemblage, ainsi que le rendement.

Calculons la capabilité d’assemblage, grâce aux impédances :

$C_p^x = \frac{t}{3\sigma_x} = \frac{2}{3}$, $C_p^y = \frac{1}{3}$. Il s’en suit : $Z_x = \frac{C_p^x}{2t} = \frac{1}{36}$, $Z_y = \frac{1}{144}$. Ainsi (éq 2.45) :

$$Z_a = \frac{1}{\frac{1}{Z_x} + \frac{1}{Z_y}} = \frac{1}{180} \quad (2.46)$$

Et finalement, la capabilité d’assemblage vaut :

$$C_p^a = 2 \cdot t \cdot \sqrt{Z_a} = \frac{2}{\sqrt{45}} = 0.298 \quad (2.47)$$

Nous obtiendrons avec ces composants une capabilité d’assemblage $C_p^a \approx 0.3$. Et le rendement est (éq. 2.38 ; calculable directement avec éq. 2.26) :

$$\mathcal{Y}_a = \text{erf} \left(\frac{3}{\sqrt{2}} \cdot C_p^a \right) \approx 63\% \quad (2.48)$$

2.4.3 Quelques dangers de ne travailler qu'avec l'indice C_p

La capabilité $C_p = \frac{IT}{6\sigma}$ est souvent utilisée seule en production, parce que l'on oublie deux des postulats qui permettent de le faire :

1. La distribution doit être normale.
2. La distribution doit être centrée.

Comme on peut le voir sur la figure 2.19, certains groupes de mesure présentent des allures non normales et non centrées. La plupart des logiciels de qualité indiquent néanmoins un C_p quelles que soient les conditions.

Mesures	Cible T [mm]	Tolérance IT [μm]	Décentrage δ [μm]	Ecart-type σ [μm]	C_p [-]	C_{pm} [-]	I [μm]
Série a	0.990	14	2.0	2.1	1.1	0.8	2.9
Série b	0.520	40	17.0	4.6	1.5	0.4	17.6
Série c	0.520	20	30.0	1.6	2.2	0.1	30.0

TAB. 2.6 – Indicateurs des trois séries de mesures : capabilités C_p et C_{pm} , inertie $I = \sqrt{\sigma^2 + \delta^2}$ [156] du procédé.

Tests de normalité

Il y a plusieurs façons de vérifier qu'un échantillon de données a été tiré d'une population à distribution gaussienne. Dans tous les cas, il s'agit d'un test d'hypothèse statistique.

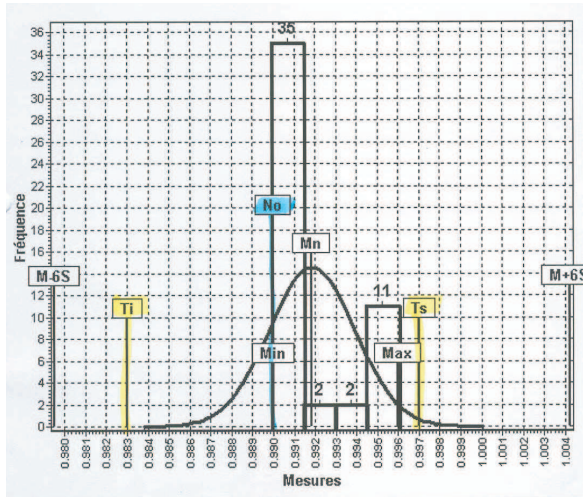
Droite de Henry Ceci est une méthode graphique, appelée en anglais *normal probability plot* ou droite de Henry dans la littérature en langue française [155].

Les données x_1, x_2, \dots, x_n sont d'abord ordonnées de l'observation la plus petite $x_{(1)}$ à la plus grande $x_{(n)}$. Ensuite, on fait un graphique avec les données ordonnées $x_{(j)}$ comme abscisse et une fonction de leur percentile ou fréquence relative $p = \left(\frac{j-0.5}{n}\right)$ comme ordonnée. Cette fonction est $F^{-1}(p)$, l'inverse de la fonction de probabilité $F(x)$. Dans le cas d'une distribution gaussienne cette fonction est :

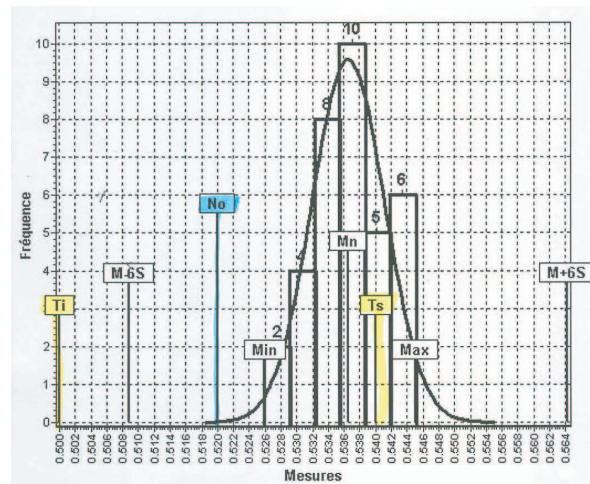
$$F^{-1}(p) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \text{erfinv}(2p - 1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \text{erfinv} \left(2 \left(\frac{j - 0.5}{n} \right) - 1 \right) \quad (2.49)$$

Anciennement, on dessinait les données sur un papier quadrillé avec une échelle inverse de la normale, de façon analogue au papier logarithmique pour dessiner des valeurs exponentielles. De nos jours, on utilise des logiciels comme Maple ou Matlab pour suivre la procédure ci-dessus. Dans Matlab, la commande `normplot` produit directement le graphique.

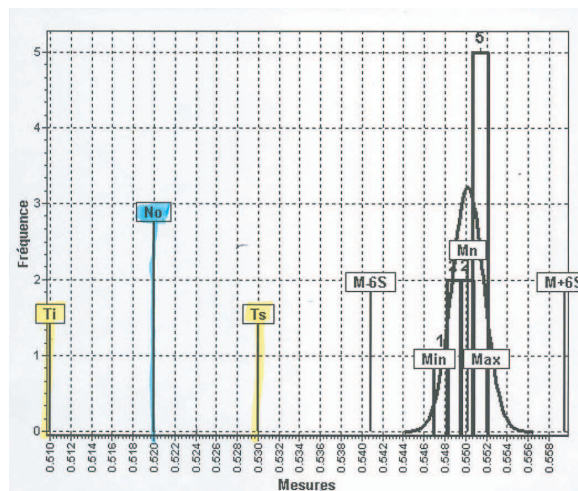
Ainsi, une distribution normale devrait suivre une ligne sur le graphique (fig 2.20). On peut avoir une mesure approximative (à l'œil) ou quantifiée (par une régression linéaire) de la qualité avec laquelle les données s'ajustent à une distribution normale. En effet, si la valeur absolue du coefficient de régression r est supérieure aux valeurs critiques pour la distribution normale (voir tables dans [3] [195]), on peut accepter l'hypothèse de normalité avec une confiance $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ donnée.



(a) Non normal, légèrement décentré



(b) Normal, décentré. La moyenne est sur la tolérance supérieure.



(c) Décentré, et hors tolérance.

FIG. 2.19 – Echantillons mesurés de procédés de production non normal (a) et non centrés (b,c). Sur les graphes apparaissent les cotes nominales No , les limites inférieure T_l et supérieure T_s de la tolérance.

Exemple On obtient une série de mesures tabulées ci-dessous et on souhaite savoir si elles ont une distribution gaussienne (erreur aléatoire) ou autre (erreur d'autre source) :

19.34	18.31	21.00	22.98	18.91	18.31	19.51	21.33	18.29	17.60
19.76	19.87	20.97	18.81	19.70	19.13	19.84	23.07	18.79	17.31

Le graphique de probabilité résultant apparaît à la figure 2.20. On remarque que les points suivent une droite et qu'en principe ils appartiennent à une distribution normale. Mais on peut faire encore mieux : quantifier cette appartenance. Ainsi, on calcule la régression linéaire des points [195] et on obtient un coefficient de corrélation de $r = 0.964$. Sur les tableaux de valeurs critiques [3, section 1.3.6.7.6], on retrouve que pour $n = 20$ points les valeurs critiques sont 0.9256 et 0.9498 aux niveaux de confiance de 99% et 95%. Etant donné que $r > 0.9498$, l'hypothèse H_0 , que la distribution est normale, ne peut pas être rejetée.

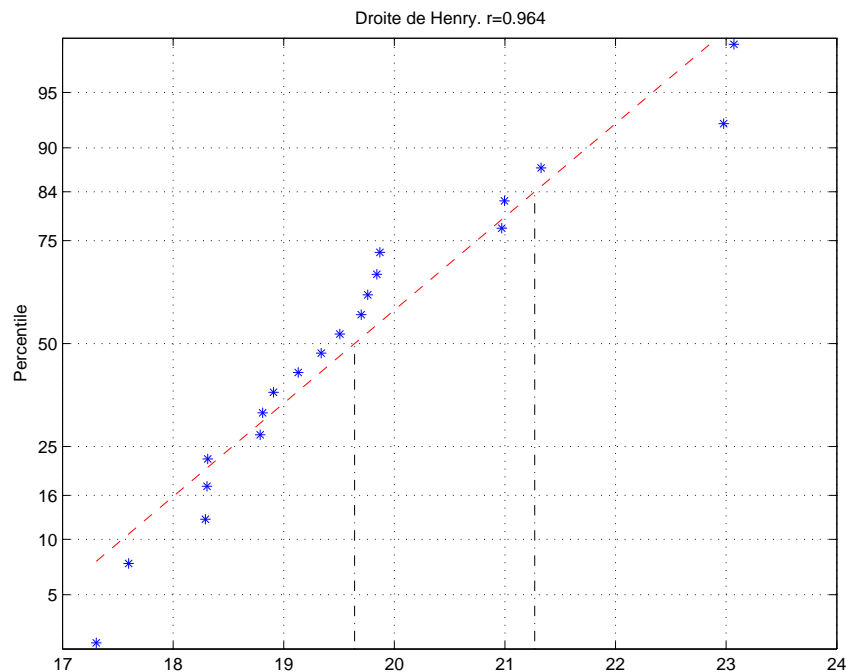


FIG. 2.20 – Graphique de probabilité pour un test de normalité

La droite de Henry est une méthode très pratique parce qu'elle permet à la fois une interprétation graphique et une quantification de la "normalité". En plus elle permet d'extraire rapidement les paramètres de la distribution normale. Ainsi, la valeur de percentile 50% correspond à la moyenne de la gaussienne, et la différence entre les valeurs de percentile 84% ($\mu + \sigma$) et 50% (μ) correspond à l'écart-type σ de la distribution. Dans le graphique 2.20, on obtient $\mu \approx 19.6$ et $\sigma \approx 21.2 - 19.6 = 1.6$

La méthode graphique à banir, mais qui malheureusement est très répandue, est l'utilisation de l'histogramme des données, surtout lorsqu'on a très peu d'échantillons. Pour exemple, la figure 2.21 montre l'histogramme des mêmes données utilisées pour illustrer la droite de Henry, avec 2 tailles de classes⁴ différentes.

⁴En anglais, *bins*.

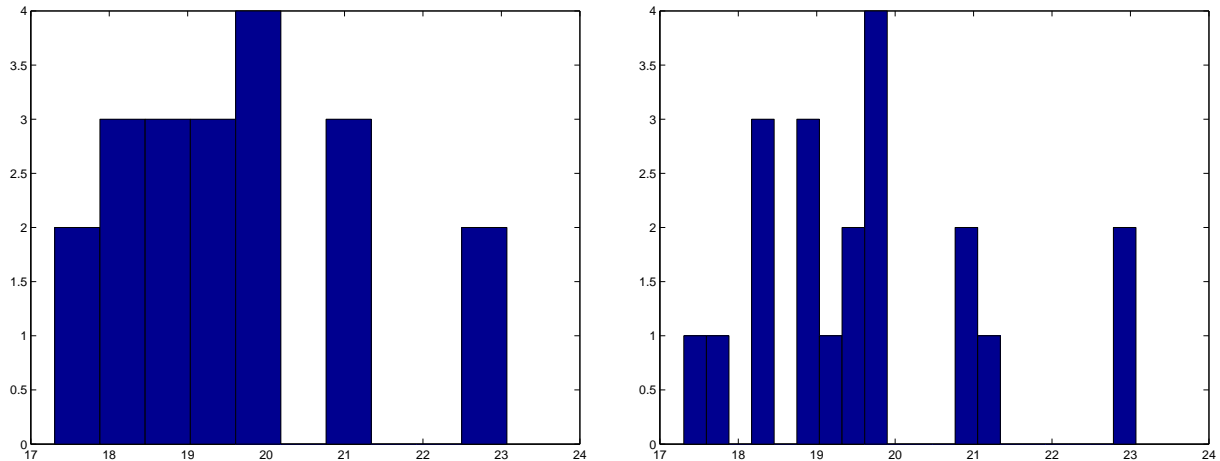


FIG. 2.21 – De la futilité de l’histogramme pour un test de normalité : lequel des deux est plus normal ? Eh, bien, il s’agit des mêmes données avec des largeurs de classes différentes.

Test de Kolmogorov-Smirnov Il s’agit d’un test non paramétrique de l’hypothèse H_0 qu’un échantillon de valeurs a été tiré d’une distribution donnée. La procédure à suivre pour un test de normalité est :

1. Trier les n valeurs en ordre croissant : $x_{(1)}, x_{(2)}, \dots, x_{(n)}$
2. Calculer p_j , la probabilité (selon la distribution hypothétisée) d’avoir une valeur inférieure ou égale à $x_{(j)}$.
3. Calculer $u_j = \frac{j}{n} - p_j$
4. Calculer $v_j = p_j - \frac{j-1}{n} = \frac{1}{n} - u_j$
5. Déterminer la plus grande valeur absolue de u_j et v_j . C’est la statistique de test appelé D-statistique.
6. La valeur critique est $1.36/\sqrt{n+1}$ pour le 95% de confiance et $1.63/\sqrt{n+1}$ pour le 99%.
7. Si la statistique est inférieure à la valeur critique, on acceptera l’hypothèse H_0 et dans la cas contraire on la refusera.

Exemple En prenant les données de l’exemple précédent, on les trie et on les standardise en soustrayant la moyenne m et divisant par l’écart type S . Ainsi, maintenant l’hypothèse H_0 est l’appartenance à la distribution standard $N(0, 1)$.

j	x triée	$z = \frac{x-m}{S}$	$p_j = F(z)$	$u_j = \frac{j}{n} - p_j$	$v_j = \frac{1}{n} - u_j$
1	17.31	-1.488	0.068	-0.018	0.068
2	17.60	-1.302	0.096	0.004	0.046
3	18.29	-0.860	0.195	-0.045	0.095
4	18.31	-0.850	0.198	0.002	0.048
5	18.31	-0.846	0.199	0.051	-0.001
6	18.79	-0.544	0.293	0.007	0.043
7	18.81	-0.530	0.298	0.052	-0.002
8	18.91	-0.467	0.320	0.080	-0.030
9	19.13	-0.325	0.373	0.077	-0.027
10	19.34	-0.192	0.424	0.076	-0.026
11	19.51	-0.085	0.466	0.084	-0.034
12	19.70	0.039	0.515	0.085	-0.035
13	19.76	0.077	0.530	0.120	-0.070
14	19.84	0.128	0.551	0.149	-0.099
15	19.87	0.146	0.558	0.192	-0.142
16	20.97	0.848	0.802	-0.002	0.052
17	21.00	0.864	0.806	0.044	0.006
18	21.33	1.075	0.859	0.041	0.009
19	22.98	2.127	0.983	-0.033	0.083
20	23.07	2.186	0.986	0.014	0.036
m = 19.64				max(u _j) = 0.192	max(v _j) = 0.142
S = 1.57					

La D-statistique est 0.192 et la valeur critique est $1.36/\sqrt{20+1} = 0.2968$ avec une signification de 5%. Puisque la statistique est inférieure à la valeur critique, l'hypothèse de normalité est retenue avec une confiance de 95%.

Autres tests Il existent d'autres test statistiques de normalité qui sont très similaires. Le test de χ^2 ou de Pearson [97], celui d'Anderson-Darling [195], ceux de Cramer-Von Mises et de D'Agostino [195]. Des logiciels statistiques comme Matlab, R, Minitab, Dataplot, etc, offrent plusieurs de ces tests.

Décentrage

L'indicateur C_p ne donne aucune indication sur le centrage du procédé. L'indicateur C_{pk} a été suggéré pour combler cette lacune :

$$C_{pk} = \min\left(\frac{USL - \mu}{3\sigma}, \frac{\mu - LSL}{3\sigma}\right) \quad (2.50)$$

Si le procédé est centré $C_{pk} = C_p$, et $C_{pk} \leq C_p$ s'il ne l'est pas (fig. 2.22). On dit que C_p mesure la capacité possible⁵ du procédé (un procédé centré est le meilleur des cas), tandis que C_{pk} mesure la capacité réelle⁶. C_{pk} doit toujours être indiqué avec le C_p (fig. 2.23). C_{pk} a l'inconvénient que lorsque la variabilité est faible $\sigma \rightarrow 0$, il est élevé quelque soit la position de la moyenne dans l'intervalle de tolérance, et donc il perd la mesure du centrage lorsque la moyenne est quand même dans l'intervalle de tolérance.

⁵En anglais, potential capability.

⁶En anglais, actual capability.

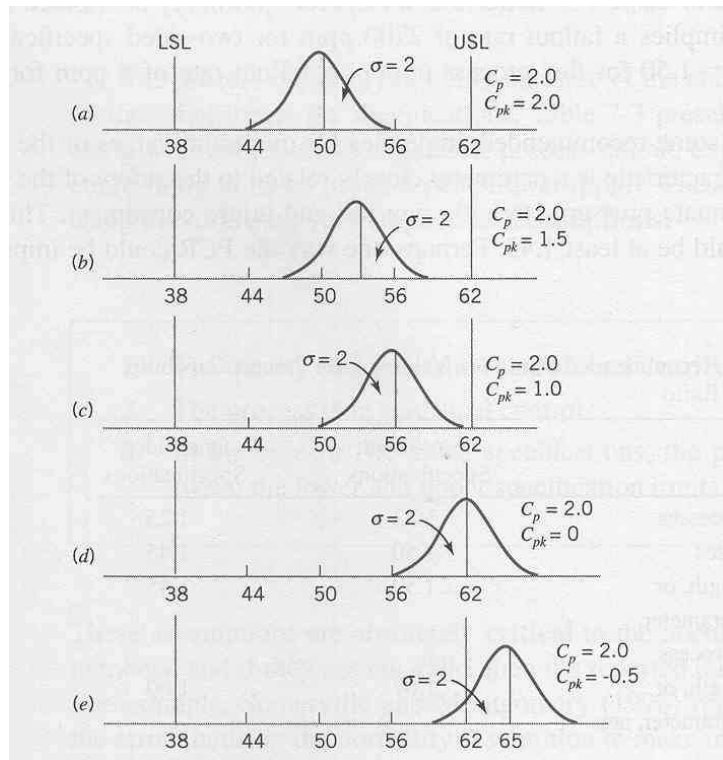


FIG. 2.22 – Comparaison de C_p et C_{pk} . Tiré de [147].

En 1988, Chan et al. ont proposé l'indice C_{pm} :

$$C_{pm} = \frac{USL - LSL}{6\sqrt{\sigma^2 + (\mu - T)^2}} \quad (2.51)$$

où $\mu - T$ est le décentrage. Remarquons que $C_{pm} \leq C_p$. Comme nous le verrons plus tard, la quantité $\sqrt{\sigma^2 + (\mu - T)^2}$ a été reprise sous le terme d'*inertie* par Pillet [156] pour le tolérancement des composants. A notre avis, C_{pm} est un bon indicateur parce qu'il tient compte à la fois du décentrage et de la dispersion, même s'il lui a été reproché de tendre asymptotiquement vers zéro lorsque le décentrage tend vers l'infini. La sensibilité au décentrage a été encore amplifiée par C_{pkm} :

$$C_{pkm} = \frac{C_{pk}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu - T}{\sigma}\right)^2}} \quad (2.52)$$

Certains chercheurs statisticiens ont parfois oublié que les indicateurs avaient pour principale fonction d'être lisibles ou interprétables, simplement destinés à rendre compte d'un rendement de production, ce qui a généré pléthore d'indices parfois très obscurs.

Indicateurs pour composants à multiples caractéristiques La recherche s'oriente maintenant vers des indices permettant de prendre en compte le rendement sur plusieurs fonctionnalités simultanément. Par exemple, un composant peut avoir deux cotes fonctionnelles réalisées durant la même opération d'usinage. Ceci est de plus en plus fréquent lorsque les composants sont miniaturisés, typiquement un

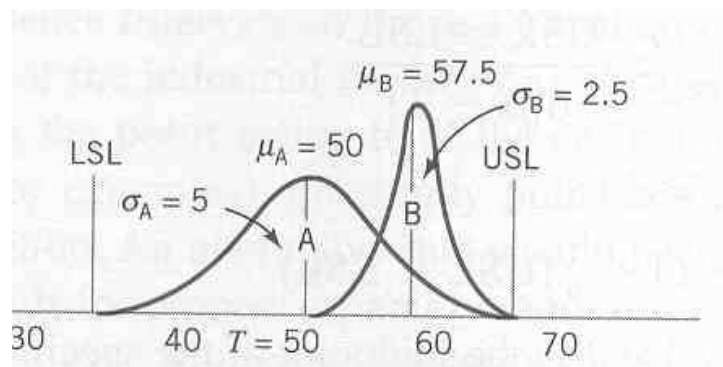


FIG. 2.23 – Deux procédés à même C_{pk} ne donneront pas le même rendement en cas d'assemblage. Tiré de [147].

petit système mécanique monolithique usiné par électroérosion pour éviter l'assemblage. S'il est ensuite assemblé dans un plus grand système et que plusieurs de ses cotes sont fonctionnelles, comment quantifier le rendement de l'usinage ? Par exemple, Chen et al. ont proposé S_{pk}^T , une généralisation du S_{pk} introduit par Boyles, pour tenir compte de multiples caractéristiques [56].

L'expérience des auteurs montre que s'il y a plus de 3 cotes fonctionnelles sur un même composant, la conception devrait être reprise en commençant par une analyse fonctionnelle puis en isolant autant que possible les fonctions. Cette règle empirique limite drastiquement les problèmes de non-conformité. Le plus souvent, les cotes fonctionnelles d'un composant seront quantifiées individuellement.

2.4.4 Résumé

Nous avons montré comment calculer la capabilité d'assemblage et donné une règle d'évaluation rapide de celle-ci en l'approximant par la pire capabilité d'entre ses composants. Nous avons au passage introduit le concept d'impédance d'assemblage.

En explicitant la relation entre rendement et capabilité, nous avons conseillé des domaines d'application : la capabilité est un outil simple et approprié pour mesurer la propagation de la variabilité dans une production, le rendement est un outil plus complexe et plus fiable pour chiffrer des coûts de production.

2.5 Capabilité et variabilité de mesure

Pour estimer correctement le rendement d'un assemblage, il faut modéliser fidèlement la dimension des pièces d'un lot. Pour ce faire, il est nécessaire de se baser sur des mesures, de lots précédents ou de pièces similaires. Nous avons montré que la mesure en microtechnique a souvent une grande variabilité. Nous mettrons en évidence dans cette section que la variabilité de mesure a une influence directe sur le rendement qui serait directement extrait des mesures.

L'analyse de capabilité d'un procédé est la mesure de la variabilité d'un procédé et la mise en rapport de cette variabilité avec les spécifications ou requis du produit [147]. Pour mener à bien cette analyse il est nécessaire d'avoir des instruments de mesure de précision suffisante. Il faudra donc préalablement quantifier la précision de mesure.

Par analogie avec la capabilité des procédés on définit *l'analyse de la capabilité de mesure*⁷ comme l'étude de la capacité d'un instrument à produire des mesures consistantes et précises et la mise en rapport de cette variabilité avec les exigences de la mesure ou les procédés à mesurer. Il s'agit d'une caractérisation du système de mesure, formé de l'instrument et de son opérateur.

2.5.1 La variabilité mesurée est due au procédé et à l'instrument

Dans toute mesure, par exemple la cote d'un produit, une partie de la variabilité observée sera due au produit lui-même (la variabilité du procédé) et une partie sera due à la variabilité de l'instrument de mesure. Si les variabilités sont de distribution gaussienne et dans l'hypothèse qu'elles sont de sources indépendantes, on peut l'exprimer mathématiquement comme [147, Chap 7.6] :

$$\sigma_{\text{total}}^2 = \sigma_{\text{produit}}^2 + \sigma_{\text{instrument}}^2 \quad (2.53)$$

L'équation 2.53 montre que si on faisait des mesures répétées sur le même produit, on pourrait annuler $\sigma_{\text{produit}}^2$ et on obtiendrait la variabilité de l'instrument. Cette simple approche n'est pas toujours applicable (p.ex. si la mesure est destructive ou si on ne peut pas arrêter la production pour isoler un produit), mais en plus, elle ne permet pas une bonne caractérisation de l'instrument, parce que l'écart de cote du produit apparaît comme une erreur systématique qui pourrait être affectée à l'instrument, et qu'il est nécessaire de caractériser l'instrument dans toute l'étendue de mesure dans laquelle il va être utilisé.

Pratiquement, il y a deux façons rigoureuses de mesurer la variabilité de l'instrument : à partir des graphiques de contrôle et par une analyse de la variance (ANOVA). On utilisera la première pour illustrer le calcul de la variabilité de mesure dans l'exemple de la section 2.5.1.

Une façon pertinente et pratique de quantifier la qualité du système de mesure est de comparer sa variabilité à celle du produit, indiquant ainsi la "surcharge" que suppose l'utilisation de l'instrument dans la mesure de capabilité du procédé.

$$\text{figure of merit} = \frac{\sigma_{\text{instrument}}}{\sigma_{\text{produit}}} [\%] \quad (2.54)$$

Il faut faire attention lorsqu'on utilise cette caractéristique. Sa dénomination est troublante, car si les performances de l'instrument sont meilleures (plus faible variabilité de mesure), le mérite diminue !

Exemple de l'influence de l'instrument de mesure sur le rendement d'un procédé

Lorsque les plages fonctionnelles sont de l'ordre de quelques microns (ex : $2t_{\text{micro}} = 6 \mu\text{m}$), les variabilités de procédés nécessaires pour atteindre un bon rendement ($C_p > 1$) sont de l'ordre du micron ($\sigma_{\text{produit}} < 1 \mu\text{m}$). Les procédés de mesure en production ont fréquemment une variabilité qui est aussi de l'ordre du micron ($\sigma_{\text{instrument}} \approx 1 \mu\text{m}$). La variabilité totale observée dans les mesures (σ_{total}) n'est pas seulement déterminée par la variabilité du produit (σ_{produit} , généralement celle du procédé) mais aussi par la variabilité de l'instrument ($\sigma_{\text{instrument}}$, sous-entendu : de l'ensemble opérateur-instrument) (éq. 2.53).

L'influence de l'instrument sur le rendement est évidente dans l'application numérique présentée dans le tableau 2.7. Sous l'hypothèse que les procédés de production et de mesure sont indépendants et gaussiens, le rendement déductible des mesures est environ 3 % plus faible que le rendement réel du procédé de production. De plus, si un assemblage est constitué de plusieurs pièces mesurées par un tel instrument, la sous-évaluation sera pire ! A cette échelle, les instruments courants en production influencent significativement les estimations. Parfois, la variabilité de l'instrument de mesure est même

⁷En anglais, *gage capability study*.

$2t_{\text{micro}} = 6 \mu\text{m}$	$\sigma [\mu\text{m}]$	$C_p [-]$	$\mathcal{Y} [\%]$
Produit ou procédé	1.0	1.00	99.73
Instrument	1.0	1.00	–
Total (mesuré)	1.4	0.71	96.61

TAB. 2.7 – L'influence de l'instrument de mesure sur l'évaluation du rendement. Exemple numérique avec $2t_{\mu} = 6 \mu\text{m}$, $\sigma_{\text{produit}} = 1.0 \mu\text{m}$, $\sigma_{\text{instrument}} = 1.0 \mu\text{m}$. Le rendement apparent est 3 % plus faible que le rendement réel, dans ce cas.

supérieure à celle du procédé ! Et c'est particulièrement vrai en horlogerie... Ceci montre l'importance de la précision de l'instrument, et démontre que son influence sur l'estimation du rendement ne peut être négligée en micromécanique.

La capacité de mesure et le rapport précision-tolérance

Il est habituel de mettre en rapport la variabilité du système de mesure avec la tolérance ou les spécifications du produit. On obtient ainsi un facteur de qualité, adimensionnel, de l'instrument. Il existe deux indicateurs simples :

- La capacité de mesure, qui désigne en fait la capacité de l'instrument de mesure : $C_p = \frac{IT}{6\sigma_{\text{instrument}}}$. Pillet l'appelle généralement C_{mc} [158, p. 117].
- Le rapport précision tolérance $\frac{P}{T}$, qui est l'inverse, comme nous allons le voir.

Le rapport précision-tolérance est une espèce de "capacité de mesure", à ceci près qu'elle est définie à l'envers :

$$\frac{P}{T} = \frac{6\sigma_{\text{instrument}}}{IT} = \frac{6\sigma_{\text{instrument}}}{USL - LSL} \quad (2.55)$$

L'utilisation du rapport P/T est très critiquable [147]. D'une part, on ne dispose pas toujours d'une tolérance définie lorsqu'on veut caractériser un instrument ou un procédé. D'autre part, on ne peut pas définir clairement un seuil à partir duquel l'instrument est capable ou non capable. D'habitude on prend $P/T < 0.1$ comme un bon rapport. Il n'est pas toujours possible de travailler dans des conditions aussi favorables. Un instrument qui permet d'atteindre $P/T < 0.25$ est encore acceptable dans bien des cas. En horlogerie, ce rapport est rarement respecté et respectable. On est limité par des rapports $P/T \approx 0.5$, voire quasiment $P/T \approx 1$ pour la mesure des trous !

En micromécanique, l'intervalle de tolérance IT vaut typiquement moins de $10 \mu\text{m}$, le critère $P/T < 0.1$ exigerait que $\sigma_{\text{instrument}} < 0.17 \mu\text{m}$, ce qui n'est pas forcément possible. On touche les limites de la mesure en production.

La seule mesure qui soit statistiquement significative, durable et utilisable en atelier est le rapport de variabilités (éq. 2.54).

Exemple

Pour analyser la capacité d'un procédé d'alésage on souhaite évaluer la capacité de mesure d'un pied à coulisse. On mesure 20 alésages en prenant 2 fois la mesure sur chacun. Les résultats ainsi que les calculs pour les graphiques de contrôle (avec taille d'échantillon $n = 2$) se trouvent sur le tableau 2.8.

Les graphiques de contrôle correspondants apparaissant dans la figure 2.24. Le graphique \bar{x} indique la pouvoir discriminant de l'instrument [147], c'est à dire, la capacité de distinguer les différents alésages. Rien d'étonnant qu'il semble indiquer une situation hors-contrôle.

Pièce	Mesure 1 [mm]	Mesure 2 [mm]	\bar{x} [mm]	R [mm]
1	1.02	1.03	1.03	0.01
2	1.02	1.05	1.04	0.03
3	1.06	1.04	1.05	0.02
4	0.95	0.95	0.95	0.00
5	1.01	1.01	1.01	0.00
6	1.01	1.00	1.01	0.01
7	0.95	0.94	0.95	0.01
8	0.95	0.97	0.96	0.02
9	1.04	1.05	1.05	0.01
10	0.99	0.99	0.99	0.00
11	1.01	1.03	1.02	0.02
12	0.99	1.01	1.00	0.02
13	0.98	0.96	0.97	0.02
14	0.97	0.99	0.98	0.02
15	1.01	1.03	1.02	0.02
16	0.95	0.97	0.96	0.02
17	1.03	1.05	1.04	0.02
18	1.01	1.02	1.02	0.01
19	0.96	0.95	0.96	0.01
20	1.00	0.99	1.00	0.01
			$\bar{\bar{x}}=1.00$	$\bar{\bar{R}}=0.014$
				$S = 0.035$

TAB. 2.8 – Mesures des alésages avec le pied à coulisse.

Le graphique de R ($R = x_{\max} - x_{\min}$) nous informe de la variabilité de la mesure par la relation

$$\sigma_{\text{instrument}} = \frac{\bar{R}}{d_2} \quad (2.56)$$

qui dans notre cas donne $\sigma_{\text{instrument}} = \frac{0.014}{1.128} = 0.012$ mm. La valeur de d_2 est tabulée pour un nombre d'échantillons donné. Cette relation est basée sur l'hypothèse que les erreurs de mesure suivent une loi normale, ce qui n'est pas toujours le cas avec un pied à coulisse.

Le fait que le graphique de R soit en contrôle indique que les mesures sont consistantes, c'est à dire, que les mesures ont toutes les mêmes sources d'erreur.

La variabilité totale s'obtient de la variance des échantillons

$$\sigma_{\text{total}}^2 = S^2 = 0.0012 \text{ mm}^2 \quad (2.57)$$

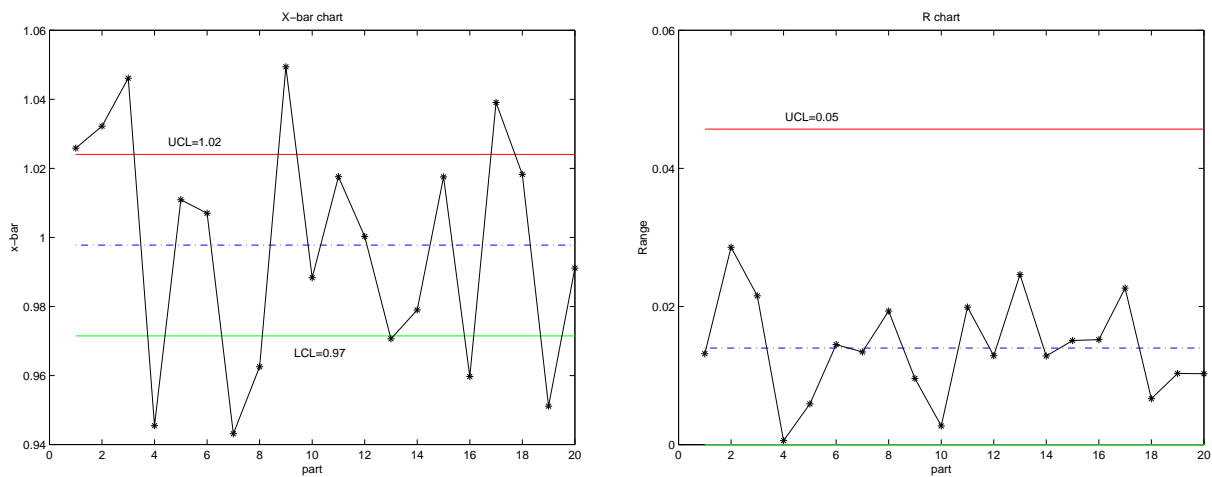
ce qui nous permet d'estimer la variabilité du produit

$$\sigma_{\text{produit}}^2 = \sigma_{\text{total}}^2 - \sigma_{\text{instrument}}^2 = 0.0012 - (0.012)^2 = 0.010 \text{ mm}^2 \quad (2.58)$$

et donc $\sigma_{\text{produit}} = 0.032$ mm.

Et le rapport de variabilités est

$$\frac{\sigma_{\text{instrument}}}{\sigma_{\text{produit}}} = \frac{0.012}{0.032} = 37.5\% \quad (2.59)$$

FIG. 2.24 – Graphiques \bar{x} et R pour les mesures d'alésages.

Ainsi si on utilise cet instrument pour mesurer la capabilité de production des alésages on aurait une “inflation” de $0.375^2 = 14\%$, puisque

$$C_p = \frac{IT}{6\sigma_{\text{total}}} = \frac{IT}{6\sqrt{\sigma_{\text{produit}}^2 + \sigma_{\text{instrument}}^2}} \quad (2.60)$$

$$= \frac{IT}{6\sigma_{\text{produit}} \sqrt{1 + \frac{\sigma_{\text{instrument}}^2}{\sigma_{\text{produit}}^2}}} \quad (2.61)$$

$$\approx \frac{IT}{6\sigma_{\text{produit}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{instrument}}^2}{\sigma_{\text{produit}}^2}\right) \quad (2.62)$$

Il faut être attentif au fait que, même si on écrit cette erreur comme une erreur relative (en pourcentage), il s'agit d'une erreur absolue. En fait, le calcul que nous venons de faire est seulement valable pour la plage de dimensions traitées. Dans le cas d'un pied à coulisse, la précision de l'instrument ($\sigma_{\text{instrument}}$) peut être supposée constante sur sa plage de mesure.

2.5.2 Précision et exactitude

Lorsqu'on caractérise un instrument de mesure, on parlera de sa précision⁸ et de son exactitude⁹. L'**exactitude** est la capacité de l'instrument à donner une mesure qui, en moyenne, est le plus proche possible de la valeur réelle. Ainsi les erreurs systématiques auront un impact sur l'exactitude. La précision est une mesure de la dispersion ou variabilité des mesures. La figure 2.25 illustre cette différence.

L'analyse de variabilité décrite précédemment ne tient pas compte des erreurs systématiques (l'écart de la moyenne des mesures). Le biais introduit par l'instrument aura aussi un impact sur la capabilité du procédé, de la même façon qu'un procédé décentré. Pour évaluer ce biais il faudra utiliser une référence ou avoir recours à des tests d'hypothèses statistiques [3].

⁸En anglais, *precision*.

⁹En anglais, *accuracy*.

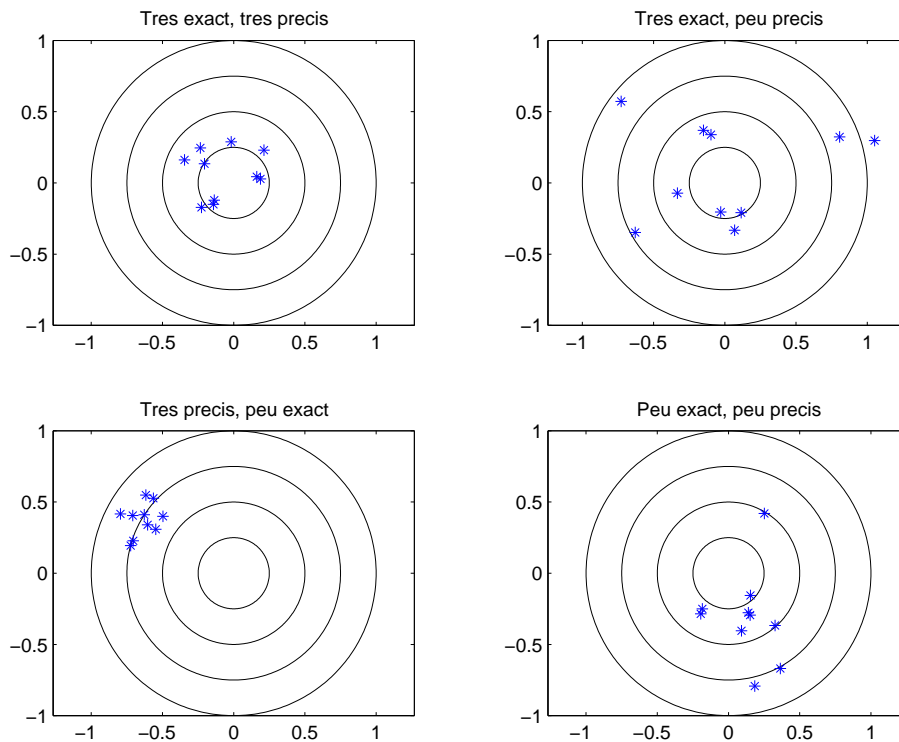


FIG. 2.25 – Illustration de la différence entre précision et exactitude. Tiré de [147]

2.5.3 Répétitivité et reproductibilité

La variabilité de mesure $\sigma_{\text{instrument}}$ est due à plusieurs facteurs. D'habitude on groupe ces facteurs en deux composantes, la répétitivité et reproductibilité.

$$\sigma_{\text{instrument}}^2 = \sigma_{\text{repet}}^2 + \sigma_{\text{repro}}^2 \quad (2.63)$$

On appelle **reproductibilité**¹⁰ la variabilité due à des conditions de mesure variables comme les opérateurs, le temps, l'environnement, la lumière, etc. La **répétitivité**¹¹ est la variabilité intrinsèque à l'instrument.

L'analyse de la répétitivité et de la reproductibilité, appelée **R&R study** en anglais, est une technique courante dans les systèmes de qualité [3][147]. L'analyse se fait typiquement par le biais d'un plan d'expériences et une analyse de la variance (ANOVA) [3], bien qu'il soit aussi possible de la faire à partir de graphiques de contrôle [147].

Analyse par des graphiques de contrôle

La variabilité de mesure peut très bien être étudiée à l'aide d'un graphique de contrôle " \bar{x} et R " :

¹⁰En anglais, *reproducibility*.

¹¹En anglais, *repeatability*.

1. Prenez un nombre N d'échantillons représentatifs de la production et mesurez le paramètre d'intérêt M fois par échantillon et ceci sous P conditions différentes.
2. Pour chaque échantillon et ceci sous chaque condition, calculez la valeur moyenne \bar{x} des mesures et l'écart R entre la mesure maximale et minimale.
3. Pour chaque condition calculez la moyenne des moyennes $\bar{\bar{x}}$ et la moyenne des écarts \bar{R} .
4. Calculez la moyenne des écarts précédents le long de toutes les conditions : $\overline{\bar{R}}$.
5. La répétabilité est estimée comme

$$\hat{\sigma}_{\text{repet}} = \frac{\overline{\bar{R}}}{d_2}$$

6. La reproductibilité est la variabilité due aux différentes conditions d'opération. Ainsi donc, il faut calculer

$$\begin{aligned}\bar{\bar{x}}_{\max} &= \max(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_P) \\ \bar{\bar{x}}_{\min} &= \min(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_P) \\ R_{\bar{\bar{x}}} &= \bar{\bar{x}}_{\max} - \bar{\bar{x}}_{\min}\end{aligned}$$

et par conséquent

$$\hat{\sigma}_{\text{reprod}} = \frac{R_{\bar{\bar{x}}}}{d_2}$$

Analyse de variabilité par ANOVA

Si l'on suit un plan d'expériences factoriel, il faut aussi prendre un nombre N d'échantillons représentatifs de la production et mesurer le paramètre d'intérêt M fois par échantillon et ceci sous P conditions différentes.

Le modèle à étudier avec l'ANOVA considère les effets des pièces τ_n , les effets des conditions β_m , les effets croisés $(\tau\beta)_{nm}$ et l'erreur résiduelle ϵ_{nmp} . Le modèle sera de la forme

$$y_{nmp} = \mu + \tau_n + \beta_m + (\tau\beta)_{nm} + \epsilon_{nmp}. \quad (2.64)$$

Le déroulement de l'ANOVA ne sera par explicité ici, car c'est une technique standard décrite dans de nombreux livres [147], [155], [40], [3], [148].

2.6 La mesure fonctionnelle : étude de cas

Cette partie résume les idées principales et originales qui se cachent dans la mesure de la fonction d'un produit. Elle a été publiée dans le Bulletin de la Société Suisse de Chronométrie [81], et sous forme étendue dans les actes d'une conférence internationale sur l'assemblage [82].

Cette section est destinée à illustrer l'approche de la *mesure fonctionnelle* par opposition au contrôle individuel complet des composants d'un ensemble. Il s'appuie sur un travail de Master que Julien Gfeller a réalisé dans l'entreprise Micro Precision Systems à Bienne (CH). De plus amples informations sont décrites dans son rapport [80]. Ce projet a été initié par une analyse préliminaire faite par Jonas Hiller [89].

Le principe de la mesure fonctionnelle se distingue des méthodes habituelles de mesure par le fait que l'on identifie d'abord les fonctions que le système doit satisfaire, puis on cherche une méthode de mesure qui permettra de contrôler que les fonctions sont remplies sans imposer aucune autre contrainte non indispensable aux fonctions. La mesure fonctionnelle débute par une analyse fonctionnelle du produit, méthodologie introduite par Miles pendant la seconde guerre mondiale [146], et étendue dès 1965 par Bytheway sous le terme *Functional Analysis Systems Technique* (FAST) [47]. Le passage de la fonction aux spécifications, qui ne sont pas forcément des grandeurs géométriques, est difficile, car il requiert une approche multiphysique [202]. Seul Srinivasan a proposé une méthode pour franchir cet obstacle [187] : une fois le problème identifié, il propose d'analyser les erreurs ainsi que leur influence sur la fonction. Nous présentons un cas qui illustre la démarche de tolérancement fonctionnel et la mesure fonctionnelle, ainsi que les gains possibles.

Le produit est un préhenseur à vacuum de composants montés en surface (SMD). Il a ceci de particulier que de nombreux paramètres géométriques et optiques définissent les grandeurs électriques qui constituent les informations exploitables du capteur.

2.6.1 Le produit étudié

Le cas d'étude proposé est un préhenseur à vacuum pour les composants montés en surface. Le client de MPS monte 12 préhenseurs par machine de placement, qui travaille à une cadence de plusieurs composants par seconde. La tête de placement est montée sur une structure $xyz\theta_1$, et chaque préhenseur offre le degré de liberté en rotation (θ_2). Cette rotation est discrétisée en 1440 pas (0.25°) grâce à un codeur optique. Un disque comportant 360 barres de codage chromées (fig. 2.26(b)) et deux bâtons de codage angulaire est collé sur le revers du préhenseur (fig. 2.26(a)). Ces deux bâtons de codage servent pour le positionnement grossier et permettent des mouvements de 90° rapides, sans avoir recours à la résolution fine, qui elle sert essentiellement à s'adapter aux petites variations d'orientation des composants à la sortie de l'alimentation.

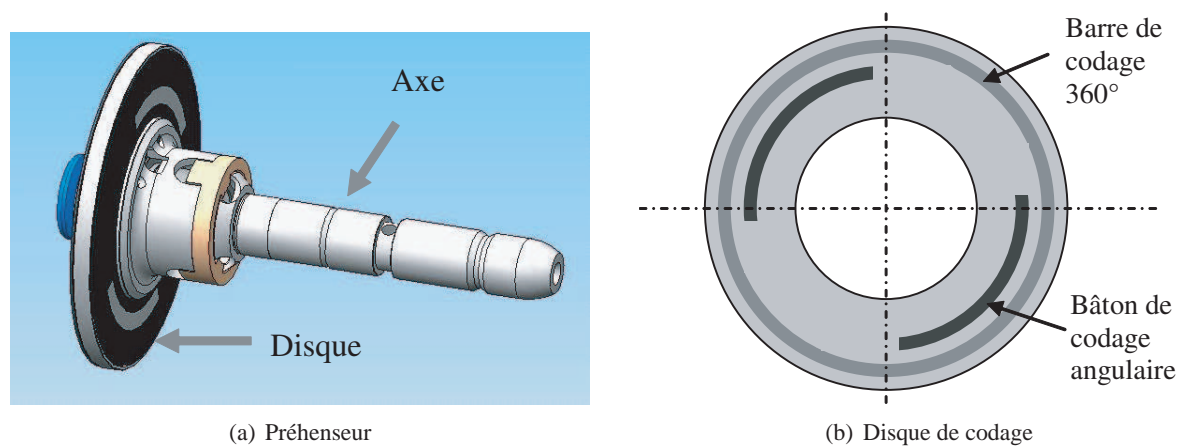


FIG. 2.26 – Le préhenseur de composants SMD et son disque de codage.

Un capteur optique est monté face au disque de codage dans les machines de placement de composants par le client de MPS. Il est équipé de deux grilles comportant des barres au même pas que celles placées sur le disque, elles sont décalées l'une par rapport à l'autre d' $1/4$ de période. Derrière ces grilles, deux couples LEDs-phototransistors envoient et réceptionnent respectivement la lumière qui traverse les

grilles et se réfléchit sur les parties claires des disques. Lors de la rotation du préhenseur, les phototransistors reçoivent donc une lumière dont l'intensité est modulée en fonction de la position angulaire relative des barres du disque et de celle de chaque grille. Lorsque le préhenseur est mis en rotation, les deux signaux sont constitués de deux courbes proches de sinusoides déphasées de $\frac{\pi}{2}$ (fig. 2.27). Le signal est périodique, sa fréquence dépend de la vitesse de rotation du disque. Si le système présente des défauts, la qualité du signal va être affectée. Par exemple, une excentricité du disque de codage par rapport à l'axe de rotation du préhenseur va se remarquer sur l'enveloppe du signal, qui présentera une oscillation d'autant plus visible que l'excentricité est importante (fig. 2.29). Un troisième couple LED-phototransistor est placé au-dessus des bâtons de codage. Il donne un troisième signal, carré, correspondant à la présence du bâton de codage angulaire. Pour faciliter la lecture, nous allons dorénavant parler de l'ensemble de ces trois signaux comme d'un seul signal.

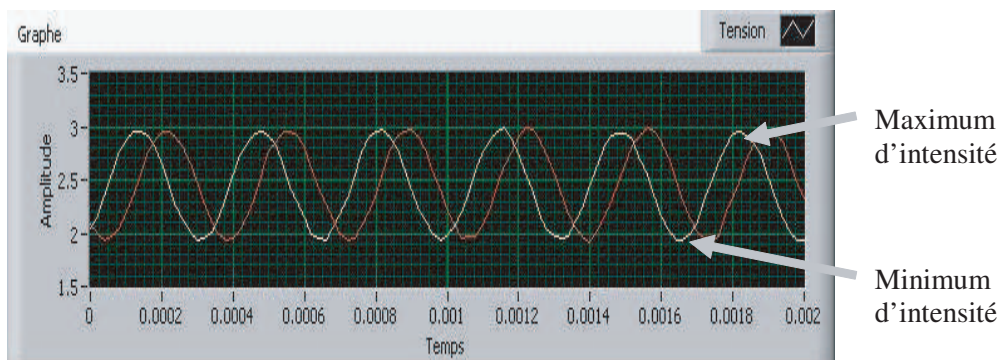


FIG. 2.27 – Le signal reçu par les deux phototransistors : deux sinusoides déphasées de $\frac{\pi}{2}$.

Les défauts qui ont un impact sur le signal sont répertoriés dans le tableau 2.9, comme le battement axial (fig. 2.28(a)) et la déviation angulaire (fig. 2.28(b)).

Param. géométrique	Cause principale de défaut	Tolérance	Station de test
Excentricité	Disque pas centré sur axe préh.	$50 \mu\text{m}$	Caméra, mesure sur image
Hauteur moyenne	Epaisseur du collage	$\pm 20 \mu\text{m}$	Mesure par palpeur
Battement axial	Disque \nparallel axe préhenseur	$40 \mu\text{m}$	Mesure par palpeur
Déviation angulaire	Disque mal orienté au collage	$\pm 1^\circ$	Projection optique et validation visuelle
Qualité du disque	Rayure lors d'un transfert	pas de marque	Analyse du signal par capteur optique

TAB. 2.9 – Les tolérances géométriques et les tests fixés par le client.

2.6.2 La problématique menant à la mesure fonctionnelle

Initialement, la contrainte sur les signaux reçus par le capteur optique a certainement été formalisée et reconnue comme fonctionnelle par le concepteur. Celui-ci a sans doute transmis le projet à d'autres, et la condition fonctionnelle a simplement été déclinée en tolérances géométriques sur les pièces et l'assemblage (tab. 2.9), pour les besoins de la fabrication. Le client a ensuite décidé de sous-traiter la fabrication à MPS, et la fonction du produit s'est définitivement effacée au profit des tolérances géométriques.

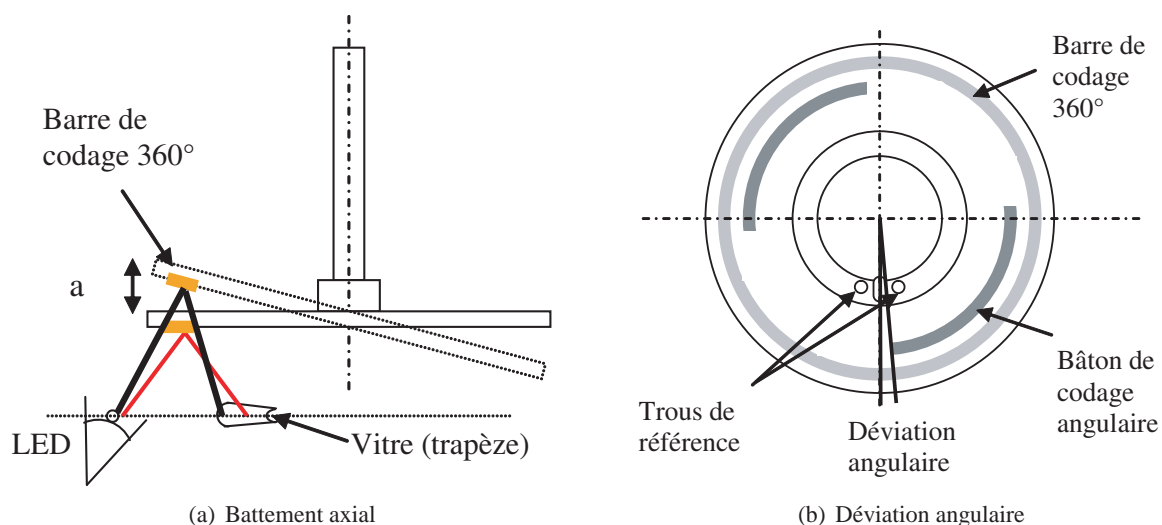


FIG. 2.28 – Deux défauts du préhenseur : le battement axial et la déviation angulaire.

Les caractéristiques géométriques sont mesurées en cinq tests effectués sur quatre stations de mesure différentes. Ces tolérances ont été resserrées empiriquement au cours du temps, pour diminuer les pertes de produits non conformes. Même resserrées, ces tolérances ne garantissent pas la condition fonctionnelle sur le signal. Certains contre-exemples sont montrés dans le rapport de Gfeller [80]. Les défauts peuvent se compenser, ou s'additionner.

De plus, les nombreux tests successifs impliquent beaucoup de manipulations. Non seulement le coût de contrôle est important, mais aussi le risque de rayures sur le disque de codage.

2.6.3 L'application de la mesure fonctionnelle

Pour passer à une mesure fonctionnelle, il s'agit simplement d'utiliser les caractéristiques du signal. En effet, le signal subira des dégradations caractéristiques selon le type de défaut (tab. 2.10). Par exemple, l'enveloppe du signal présente une oscillation d'autant plus visible que l'excentricité est importante (fig. 2.29). Les tolérances ont été fixées en testant les préhenseurs qui ne fonctionnaient pas sur les machines.

Paramètre du signal	Cible	Tolérance	Paramètre géométrique responsable
Offset DC	2.500 V	± 0.004 V	Hauteur moyenne
Oscillation de l'enveloppe	0 V	< 0.040 V	Battement axial et excentricité
Détection du maximum	0°	< 1 °	Déviation angulaire
Dégradation particulière	Aucune marque	0	Qualité du disque

TAB. 2.10 – La condition fonctionnelle et les tolérances fixées sur le signal. Tous les paramètres sont testés en une seule mesure, sur une seule station.

La nouvelle station de test est une évolution de la station qui évaluait la qualité du disque (tab. 2.9), qui faisait déjà un traitement du signal issu du capteur optique implémenté par le client sur ses machines de placement de composants. Le préhenseur est mis en rotation par le même système d'entraînement que dans la tête de placement. En plus d'examiner les dégradations dues aux griffures comme précédemment,

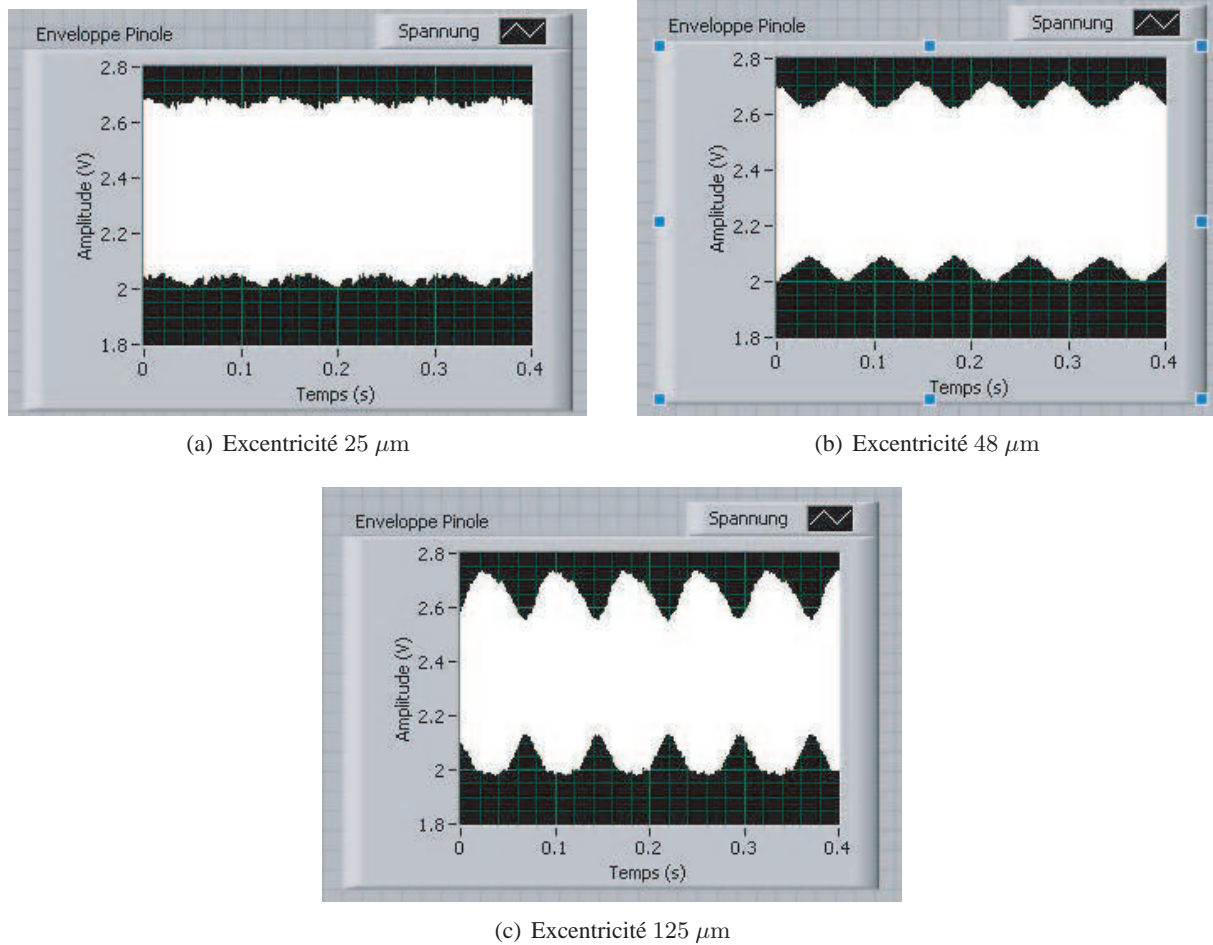


FIG. 2.29 – Effet du défaut d'excentricité : l'enveloppe du signal présente une oscillation d'autant plus visible que l'excentricité est importante.

la nouvelle station relève également l'offset du signal et l'oscillation de l'enveloppe. De plus, une barrière optique est ajoutée pour déterminer la déviation angulaire. Précisément, la barrière optique détecte la position exacte des trous de référence, et ensuite, le déphasage entre ces trous et le signal carré des bâtons est calculé : c'est la déviation angulaire (donnée à 0.25° près).

2.6.4 Les gains de la mesure fonctionnelle

Au lieu de nécessiter quatre stations de mesures des différentes grandeurs géométriques, les valeurs fonctionnelles (sur le signal) se mesurent toutes sur la même station. La durée des tests en est considérablement réduite (20 s au lieu de 120 s), le transfert entre stations est supprimé. Quatre stations sont remplacées par une seule, le nombre de produits non conformes est diminué pour une même "qualité" de production puisqu'on n'élimine plus des pièces dont les écarts de facteurs se compensent. Certains produits fonctionnellement conformes étaient déclarés non conformes au regard des tests sur les paramètres géométriques. Et quelques-uns qui étaient conformes du point de vue géométrique ne l'étaient pas fonctionnellement.

Il faut remarquer ici que le contrôle fonctionnel permet de satisfaire totalement aux exigences fonc-

tionnelles du client. En revanche, certaines mesures géométriques peuvent être significatives pour la conduite des réglages des procédés de production. Ces dernières mesures ne devront pas être faites sur toutes les pièces produites, mais seulement lors des réglages d'outillage ou pour mesurer une lente déviation d'une valeur moyenne. En d'autres termes, la démarche qualité intègre deux types de contrôle (fig. 2.30) :

- Niveau composant : contrôles sur les paramètres géométriques pour vérifier que les procédés soient toujours sous contrôle, en faisant un suivi échantillonné (quelques pièces par jour).
- Niveau système : contrôle sur la fonction, appliqué à 100%, sur la nouvelle station.

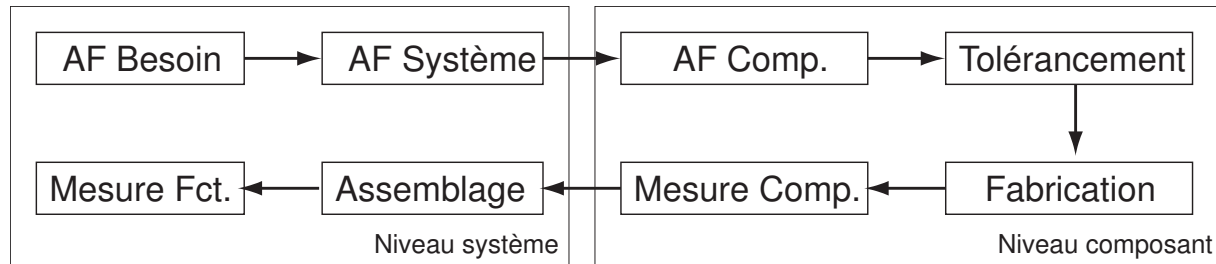


FIG. 2.30 – La mesure fonctionnelle au sein du processus de conception. AF est l'abréviation d'analyse fonctionnelle.

Comme le fait remarquer Voelcker [202], la relation entre les variations dimensionnelles des composants et les variations de la fonction n'est pas simple. Selon les applications, les variations dimensionnelles peuvent inclure des échanges énergétiques très différents, comme des déformations élastique, plastique, de l'échauffement, des variations de champ électrique, magnétique, etc. Le tolérancement fonctionnel n'est pas trivial, et à première vue, il s'adapte de cas en cas. Ceci expliquerait le peu de littérature trouvé sur le sujet. Il s'agit d'un sujet important pour les assemblages de précision, qui reste à développer.

Principe : il faut privilégier une mesure directe de la fonction (signal), plutôt que de la décliner en multiples paramètres géométriques à contrôler.

2.7 Conclusion

Un des objectifs de ce chapitre est de faire prendre conscience que la mesure des trous est un obstacle majeur dans l'étude du chassage. Néanmoins, le palpeur nanométrique de Metas ouvre d'intéressantes perspectives pour le travail de laboratoire, mais la durée des mesures et son coût le confine à ce rôle. L'ingénieur de production attend toujours un appareil de mesure pour les trous submillimétriques à prix abordable...

Un autre objectif est de donner les outils à l'ingénieur de production pour estimer dans quelle proportion ses outils de mesure impactent sur ses mesures. Nous proposons aussi un questionnement qui l'aide à identifier les sources d'imprécision, mais aussi à remettre en question les idées préconçues qui surgissent en abordant la mesure des géométries en microtechnique. En bref, rien n'est droit !

- A l'échelle microtechnique, il faut remettre en question la représentation qu'on se fait d'un objet à mesurer. Nous avons mis en évidence la différence entre une mesure, un modèle, et la réalité pour

la mesure de trous submillimétriques. Nous montrerons que la variabilité des trous est une cause importante de la variabilité de la force de chassage.

- La forme du trou dépend de la technique de fabrication. Les trous électroformés mesurés avaient une forme en tonneau, avec une différence de diamètre montant à plus de $5 \mu\text{m}$. La variation des diamètres des trous percés-alésés et étampés-rectifiés est inférieure à $2 \mu\text{m}$.
- La force appliquée et la vitesse d'approche d'un palpeur ont un effet significatif sur la mesure. Il est important de connaître la force appliquée pendant la mesure, et qu'elle soit répétitive.
- Nous avons montré comment calculer le rendement d'un procédé d'assemblage sur la base des densités de probabilité de ses composants. Il est important de retenir que la PDF de l'assemblage est la convolution des PDFs des composants. Il suffit ensuite d'intégrer cette fonction dans la plage fonctionnelle de l'assemblage.
- L'instrument de mesure biaise la mesure du rendement d'un procédé. Soit on tient compte de la variabilité de mesure pour quantifier le vrai rendement d'un procédé, soit on ne mesure plus que pour contrôler la moyenne du procédé.
- L'intérêt de la mesure et du tolérancement fonctionnels a été mis en exergue par le biais d'un cas industriel. Le potentiel est énorme en microtechnique, car les techniques de mesure ont des variabilités importantes. De plus, il faut parfois mesurer plusieurs dimensions pour estimer le comportement fonctionnel d'un assemblage, l'évaluation sera tellement biaisée par la mesure que la valeur finale représentera essentiellement la variabilité de mesure et non celle de l'assemblage. La mesure serait inutile dans ce cas-là.

Le tolérancement et la mesure fonctionnels ont été l'objet de très peu de publications. Quelques nouveaux exemples d'applications seraient bienvenus avant de proposer une méthodologie de tolérancement et mesure fonctionnels.

Les hommes se croient libres par cela seul qu'ils sont conscients de leurs actions mais qu'ils ignorent les causes qui les déterminent.

Baruch Spinoza (1632-1677), philosophe néerlandais.

3

Réduire le décentrage par le tolérancement inertiel

Idées fortes

- Le décentrage de la moyenne par rapport à la cible a un effet négligeable sur le rendement de l'assemblage traditionnel, mais important sur celui de l'assemblage de précision.
- La maîtrise du décentrage est très peu coûteuse, elle se fait sans investissement, contrairement à celle de la variabilité.
- Une méthodologie pour la conception et l'usinage est proposée. Les spécifications sont définies comme déviations de la cible, alors que l'approche traditionnelle consiste à rester à l'intérieur d'un intervalle de tolérance.
- Un graphe a été créé pour afficher les inerties des séries de pièces et des procédés. Il guide l'allocation et la réduction des inerties.
- L'analyse induite par cette méthodologie permet de comprendre où se situent les pertes, et de mener les bonnes actions correctives.
- Une étude de cas industriel illustre la démarche pratiquement.

Mots-clés tolérancement, décentrage, variabilité, inertie, rendement, carte de contrôle.

Organisation du chapitre Ce chapitre met en évidence l'influence de la méthode de tolérancement sur le rendement des procédés d'assemblage de précision. L'introduction délimitera la problématique (sect. 3.1), et définira quelques termes clés ayant trait au tolérancement. Ensuite sont chiffrées les pertes de rendement dues au décentrage pour des applications typiques en assemblage traditionnel et assemblage de précision (sect. 3.2). Les principes et désavantages des tolérancements min-max et statistique sont discutés qualitativement (sect. 3.3), pour présenter le terreau duquel est né le tolérancement inertiel. Nous verrons que ce concept n'est pas nouveau, mais que son utilisation en tant que spécification est novatrice. Un modèle prédictif du rendement est introduit (sect. 3.5), et sa sensibilité à la variabilité du procédé et au décentrage est discutée (sect. 3.6). Basée sur les exigences fonctionnelles et sur la prédiction du rendement, une procédure de conception est proposée (sect. 3.7). Cette section illustre également comment approcher les problèmes de coûts en micromécanique. Finalement, la procédure de conception est détaillée dans une application horlogère (sect. 3.8).

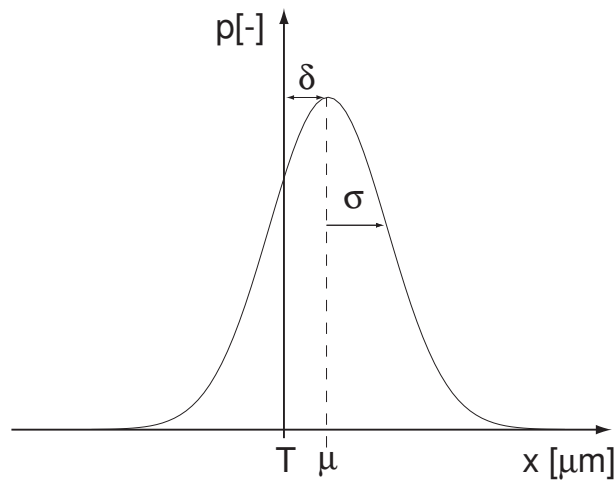


FIG. 3.1 – Définition des paramètres d’une loi normale représentant une dimension x d’un composant, p est la probabilité d’occurrence ($0 < p < 1$), μ la moyenne, σ l’écart-type et $\delta = \mu - T$, la distance de la moyenne à la cible.

3.1 Introduction

Nous explicitons la problématique à laquelle fait face l’ingénieur qui conçoit et produit des microsystèmes, ainsi que le rôle que prend le tolérancement dans sa démarche. Nous définissons ensuite quelques termes clés ayant trait au tolérancement.

Rappel de probabilité et statistique Considérons la dimension d’une pièce usinée par enlèvement de copeaux. Si tout le lot est mesuré, cette dimension peut être modélisée par une densité de probabilité, parfois appelée *distribution*. Une distribution de dimensions est caractérisée par ses moments, entre autres par sa valeur moyenne μ et son écart-type σ , et par son décentrage $\delta = \mu - T$, la distance de la moyenne à la cible (fig. 3.1).

3.1.1 Motivation à travailler sur le tolérancement comme moyen d’augmenter le rendement du microassemblage

Les plages fonctionnelles des assemblages microtechniques sont étroites, souvent moins de dix microns. Trop, pour que les assemblages les satisfassent. Ce ne sont pas tant les procédés d’assemblage qui sont en cause, mais les procédés de fabrication. La variabilité des pièces fabriquées est telle que les procédés d’assemblage doivent être très robustes, car ils cumulent les variabilités de deux composants au moins, et la variabilité du procédé d’assemblage lui-même.

Si le concepteur a déjà passé par l’analyse fonctionnelle et simplifié son produit (fig. 1.1), il ne peut travailler plus que sur les procédés de production (usinage et assemblage). Il doit réduire soit leur variabilité soit leur décentrage. L’assemblage sélectif et la construction d’un modèle du procédé par plan d’expériences sont des moyens de réduire la variabilité des assemblages. Nous les traiterons dans d’autres chapitres.

Plus la plage fonctionnelle est étroite, plus le décentrage nuit au rendement. C’est ainsi qu’à l’échelle de la mécanique traditionnelle, il n’y a pas besoin de s’en occuper. Par contre, à l’échelle horlogère, le décentrage est crucial, comme a pu s’en rendre compte le jeune ingénieur René Descartes (sect. 1.4).

Nous allons montrer que le tolérancement inertiel est un outil important pour minimiser le décentrage. En effet, la spécification (l'inertie) pose des limites au décentrage, et pour maintenir la série dans les spécifications, le mécanicien va devoir régler régulièrement sa machine.

Dans ce chapitre sera brièvement présentée l'allocation des spécifications à iso-capabilité, et finalement une simple analyse de coût pour le choix de machine (ou d'automatisation).

3.1.2 Différentes visions du tolérancement

Définition du tolérancement Le terme technique *tolérance* utilisé en français fait référence à différentes problématiques dans la conception et la réalisation de produits. Hong et Chang en distinguent sept [90], nous rapportons ici les deux principales :

1. L'analyse des tolérances¹ : à partir des tolérances de fabrication des composants est déterminée la tolérance résultante sur l'assemblage.
2. La synthèse des tolérances, généralement appelée tolérancement² : chemin de la spécification fonctionnelle de l'assemblage vers la spécification des composants.

Les deux mouvements vont en sens opposés, et notre vision de la conception de produit (initiée par le besoin du client, du marché, fig. 1.4) nous fait aborder le tolérancement le plus souvent de l'assemblage vers les composants, et non l'inverse.

Définition du tolérancement fonctionnel Lors d'une production en série, *le but des tolérances est de garantir la fonction du mécanisme*, et d'éviter l'ajustement (manuel) des assemblages. Selon cette définition, il s'agit de tolérances fonctionnelles³, et la démarche est de type synthèse de tolérances, ou tolérancement. Srinivasan est un de rares scientifiques actifs dans le tolérancement qui a cherché à lier la tolérance à la fonction par une méthodologie [187].

Beaucoup d'états de l'art du tolérancement existent. Nous nous bornons à signaler que Chase est une référence facile d'accès pour les ingénieurs [55] (analyse de tolérance [54] ; synthèse de tolérances ou tolérancement [53]). Une excellente revue des états de l'art fut l'œuvre de Hong et Chang [90]. Pour les francophones, nous proposons les livres d'Anselmetti [9, 10, 8].

3.2 Le tolérancement pour l'assemblage des microsyntèmes

Nous chiffrons les pertes de rendement dues au décentrage pour des applications typiques en assemblage traditionnel et assemblage de précision, afin de montrer l'intérêt du tolérancement inertiel, qui pousse à centrer les procédés.

Le décentrage a un effet négligeable sur le rendement du macroassemblage, et grand sur celui du microassemblage Dans le monde des microsyntèmes tels que les montres ou les implants médicaux, la variabilité des procédés de production est plus ou moins la même en valeur absolue qu'à l'échelle de la mécanique traditionnelle, parce que les mêmes machines sont utilisées pour produire les pièces. Il n'existe pas à ce jour de machines de production plus précises commercialisées. Toutefois, les plages fonctionnelles des assemblages sont plus étroites, ce qui fait chuter le rendement.

Le rendement a été défini comme le taux d'assemblages conformes (sect. 2.3), soit les assemblages se trouvant dans la plage fonctionnelle. Si la caractéristique fonctionnelle d'un assemblage se trouve dans la

¹En anglais, *tolerance analysis*

²En anglais, *tolerance synthesis*

³En anglais, *functional tolerances*.

plage fonctionnelle, la fonction de l'assemblage est garantie. Par exemple, un palier de montre doit être chassé avec une force minimale F_{\min} pour éviter le désassemblage, sans dépasser une force maximale F_{\max} qui causerait une rupture ou une déformation plastique des pièces. $[F_{\min}, F_{\max}]$ est appelée *plage fonctionnelle*. Souvent, la plage fonctionnelle résulte en dimensions fonctionnelles sur des pièces, mais nous avons montré que ce n'est pas l'unique moyen (sect. 2.6).

Koelemeijer a montré que les coûts d'assemblage peuvent contribuer jusqu'à 80% du coût de production du microsysteme [121], ordre de grandeur aussi avancé par Madou [139, p. 478]. Le déficit de rentabilité des microsystemes est principalement imputable aux bas rendements d'assemblage.

En mécanique, l'objectif classique est que "six sigma" figurent dans la plage fonctionnelle. Pour un procédé gaussien, cela est synonyme d'un rendement $\mathcal{Y} \geq 99.73\%$. Les valeurs numériques typiques des procédés de production aux échelles micro- et macroscopique sont données dans le tableau 3.1, et sont basées sur un modèle qui sera décrit plus loin (éq. 3.14). Elles ont servi de base à l'histoire de René Descartes (sect. 1.4). Si le même équipement d'assemblage est utilisé pour un assemblage de précision et pour un traditionnel, constitués de deux composants (ex : un palier chassé dans une montre avec une presse, procédé mesuré à $\sigma = 3 \mu\text{m}$), les rendements résultants seront de $\mathcal{Y}_{\text{micro}} = 68.3\%$ et $\mathcal{Y}_{\text{macro}} = 99.9\%$, respectivement (calculés avec l'éq. 3.14). Le rendement chute de plus de 30 %, ce qui pénalise dramatiquement les assemblages de précision. Les ingénieurs en mécanique de précision doivent trouver de nouveaux moyens pour relever le défi !

Les tolérancements min-max et statistique ne contraignent que la variabilité du procédé, pas le décentrage ($\delta = \mu - T$). En assemblage de précision, cela représente un risque de perte importante d'assemblages conformes. Sous l'hypothèse de décentrages identiques $\delta_{\text{micro}} = \delta_{\text{macro}} = 2 \mu\text{m}$, les rendements respectifs valent $\mathcal{Y}_{\text{micro}} = 58.3\%$ et $\mathcal{Y}_{\text{macro}} = 99.6\%$. Nous concluons que le décentrage diminue significativement le rendement de l'assemblage de précision (ici, -10%), alors que son effet en assemblage traditionnel est insignifiant (ici, -0.3%).

Paramètre	Variable	Micro	Macro
Plage fonctionnelle	$2t$	$6 \mu\text{m}$	$20 \mu\text{m}$
Variabilité du procédé	σ	$3 \mu\text{m}$	$3 \mu\text{m}$
Décentrage, cas 1	δ_1	0	0
Décentrage, cas 2	δ_2	$2 \mu\text{m}$	$2 \mu\text{m}$
Rendement d'assemblage, cas 1	$\mathcal{Y}_a(\delta_1)$	68.3 %	99.9 %
Rendement d'assemblage, cas 2	$\mathcal{Y}_a(\delta_2)$	58.3 %	99.6 %

TAB. 3.1 – Comparaison des rendements dans des applications typiques aux échelles micro- et macroscopique.

Nous avons mené plusieurs projets industriels où les profits des entreprises étaient annihilés par les retouches et le rebut. Dans un de ces exemples, tous les microsystemes (100 %) devaient être repris, alors que dans un autre 30 % des pièces usinées n'étaient pas conformes, et ne pouvaient être retouchées (rebut) ! La première idée d'un ingénieur pour augmenter un rendement d'assemblage est de réduire les tolérances sur les pièces. Ce qui se conçoit en macroassemblage, n'est plus applicable en microassemblage, où les limites des procédés sont atteintes. Nous montrerons que ces pertes peuvent être drastiquement réduites sans investir dans des machines plus précises (qui souvent n'existent pas) et sans augmenter les coûts de production. Le tolérancement inertiel permet de viser cet objectif.

De nombreuses autres méthodes ont été développées en ingénierie mécanique pour augmenter les

rendements d'assemblage. La reconception d'un produit en fonction des systèmes d'assemblage a été initiée par Boothroyd, avec sa méthode *Design for Manual Assembly* (DFMA), puis par le *Design for High Speed Automatic Assembly* [28]. Ces méthodes ont été adaptées à l'assemblage automatisé, comme le *Design for Automatic Assembly* (DFAA) [70]. Les spécificités des microsystèmes sont l'objet du *Design for Micro-Assembly* (DF μ A) proposé par Koelemeijer [121]. Les principales recommandations étaient de diminuer le nombre de pièces, et de concentrer les fonctions sur une seule pièce.

3.3 Les différents types de tolérancement

Le but du tolérancement est de répartir les spécifications de l'assemblage sur les composants de telle sorte que l'assemblage ou le produit satisfasse les exigences fonctionnelles si ses composants sont conformes à leurs spécifications. Nous passons en revue les types de tolérancement connus et utilisés, le min-max et le statistique. Ils sont critiqués qualitativement. Puis, nous montrons le chemin qui a conduit au concept d'inertie et de tolérancement inertiel.

3.3.1 Tolérancement au pire des cas ou tolérancement min-max

Pendant des décennies, les dessins mécaniques selon les normes ISO indiquaient une plage de fonctionnement traduite par des valeurs minimales et maximales $[N_{\min}, N_{\max}]$ qui définissait un intervalle de tolérance IT , ainsi qu'une *cote nominale* N située dans cette plage ou parfois en dehors, $N \notin [N_{\min}, N_{\max}]$. N est généralement le nombre entier le plus proche de N_{\min}, N_{\max} ou alors un nombre spécifiable avec une ou deux décimales de moins que N_{\min}, N_{\max} . On formulera ainsi la tolérance fonctionnelle totale d'un assemblage de plusieurs composants :

$$(N, IT) = \left(\sum_i \alpha_i N_i, \sum_i |\alpha_i| IT_i \right) \quad (3.1)$$

où les α_i sont des coefficients pondérant l'influence de la cote dans la chaîne de tolérance, en général, la cote s'additionne $\alpha_i = +1$, ou se soustrait $\alpha_i = -1$.

Exemple Pour un axe de diamètre 1 mm que l'on souhaite insérer dans un trou avec un serrage de quelques microns, on pouvait lire sur un dessin coté selon les normes suisses VSM : $\varnothing 1^{P6}$ qui est équivalent à $\varnothing 1_{+6}^{+12}$ et s'écrit aussi [1.006, 1.012].

Processus du tolérancement min-max

1. Fixer la tolérance $[N_{\min}, N_{\max}]$ d'après des normes internes de l'entreprise, valables pour des cas analogues.
2. Fixer une cote nominale N dans ou proche de la tolérance.

A ce stade il n'y a pas encore de cible, cote visée. La pratique des mesures l'illustre : pour vérifier qu'un trou avait le bon diamètre, on passait une jauge à la borne inférieure de la tolérance puis une à la borne supérieure. La première devait passer *juste*, la seconde non. La valeur réelle n'importait pas, pourvu qu'elle soit dans l'intervalle.

En horlogerie, le processus est le même, mais la cote nominale N est généralement posée au milieu de la tolérance ($N = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}$), on parle alors de *cote partagée*. Les dessins indiquent :

$$\left[N - \frac{N_{\max} - N_{\min}}{2}, N + \frac{N_{\max} - N_{\min}}{2} \right].$$

Exemple Même cas que le précédent exemple, un dessin coté selon les normes horlogères suisses (NHS) indiquera : $\varnothing 1.009^{\pm 3}$, soit [1.006, 1.012].

Actuellement, le tolérancement au pire des cas⁴ est encore largement répandu dans l'industrie. Et malgré les améliorations du contrôle des procédés d'usinage, beaucoup de mécaniciens profitent de ce tolérancement pour diminuer le nombre des réglages de leurs machines : en réglant une machine à la tolérance supérieure, ils peuvent attendre plus longtemps avant que la dérive thermique (selon la dureté, l'usure de l'outil) n'amène la cote à la tolérance inférieure. Compréhensible, quand un mécanicien doit s'occuper d'une vingtaine de décolleteuses !

Le réglage sur une cible qui n'est pas au centre de la tolérance (décentrage), et même souvent à une de ses extrémités, est catastrophique pour la qualité des assemblages de précisions.

3.3.2 Tolérancement statistique

Les outils de mesure ayant progressé, il a été possible de donner la mesure exacte de chaque cote fonctionnelle sans passer par des jauges. Ainsi, sur une série de pièces, on a pu indiquer une valeur moyenne μ des mesures et quantifier leur dispersion par des indicateurs statistiques tels que l'écart-type σ . Ces évolutions ont permis de passer d'une cote nominale à une *cote cible* T , ou cible⁵.

Lorsque le nombre de composants pour réaliser une même fonction croît (la chaîne de cote s'allonge), la tolérance allouée à chaque composant diminue. L'industrie automobile a continué d'être un moteur du changement et a imposé à ses sous-traitants l'emploi du tolérancement statistique⁶, c'est-à-dire de tolérances (T, σ) . La philosophie a complètement changé : le but n'est plus d'atterrir dans un espace donné mais de viser une cible. En d'autres termes, l'avion ne doit pas rester entre les lumières des bords de piste, mais plutôt suivre la ligne centrale. Pour calculer la tolérance résultante, il est fait l'hypothèse que les mesures sont centrées sur la cible. Elle est donnée par :

$$(T, \sigma) = \left(\sum_i \alpha_i T_i, \sqrt{\sum_i \alpha_i^2 \sigma_i^2} \right) \quad (3.2)$$

3.3.3 Critique des tolérancements existants (min-max et statistique)

Nous allons évoquer les désavantages des méthodes de tolérancement communes telles que le tolérancement au pire des cas (ou min-max) et le tolérancement statistique.

D'un côté, la stratégie au pire des cas est la plus conservatrice. En effet, son but est de garantir que n'importe quel assemblage de composants conformes sera conforme, pour autant que la technique d'assemblage soit maîtrisée, et ceci quelle que soit la distribution des dimensions. De l'autre, le tolérancement statistique ne garantit la conformité de l'assemblage que sous une probabilité donnée.

Avantages du tolérancement statistique sur le min-max

Derrière le tolérancement min-max, il y a soit l'idée que la probabilité qu'une pièce soit au centre de la tolérance est la même que celle qu'elle soit à n'importe quelle autre dimension dans la tolérance, soit il n'y a aucune idée de l'allure de la distribution. Derrière le tolérancement statistique, il y a l'idée que la distribution est normale. En réalité, si un procédé est maîtrisé, il présente généralement une distribution

⁴En anglais, *worst case tolerancing*.

⁵En anglais, *target*.

⁶En anglais, *statistical tolerancing*.

normale qui témoigne du caractère bel et bien aléatoire des écarts à la cible. Alors qu'une loi uniforme peut résulter d'un processus gaussien qu'on a laissé dériver.

Analyser la distribution de cotes fonctionnelles permet d'identifier des erreurs non aléatoires. Une distribution non gaussienne est souvent suspecte, il faut parfois envisager de faire un plan d'expériences pour mettre en évidence les causes. Une fois les facteurs d'influence sous contrôle, la distribution devient gaussienne, le volume de pièces rebutées est diminué, et par conséquent le coût de production. Quelques exemples de distributions non gaussiennes existent, Braun en a présenté [42]. Nous pensons aux mouvements sur butées et à la rectification par lot (une pièce plus grande influencera la moyenne)

Le tolérancement statistique est davantage compatible avec le contrôle statistique des lots, vu qu'il accepte quelques éléments non conformes ($6\sigma \Rightarrow 2'700$ ppm). Cela donne la possibilité de diminuer les contrôles parce que la production n'est pas exigée conforme à 100%, mais à 95% (4σ) ou 99.73% (6σ). Ces fractions non conformes font la différence. Il n'est alors pas nécessaire de contrôler 100% des composants, il suffit de mesurer l'écart-type sur un échantillon, et en déduire celui du lot. Si l'écart-type est dans la spécification, la production peut continuer sans mesure systématique.

De plus, le tolérancement statistique permet un gain d'assemblages conformes si des extrêmes se combinent, surtout lorsque les distributions sont centrées. Car les tolérances min-max rejettent deux pièces hors des spécifications qui donnent un assemblage conforme (fig. 3.2(a)).

Avec le tolérancement min-max, si la machine est excellente et le mécanicien règle sur un des bords de la tolérance, le risque est grand que tout le lot soit à jeter. En quelque sorte, meilleure sera la machine (σ petit), plus grand sera le risque d'un mauvais rendement !

La représentation des résultats par une gaussienne est un modèle certes pratique du point de vue des calculs, mais pessimiste par rapport à la réalité du fait que ce sont des distributions infinies $(-\infty, \infty)$. Les résultats effectifs sont généralement un peu meilleurs, car certains extrêmes n'ont qu'une probabilité statistique d'apparaître alors que ce sont des occurrences irréalistes en usinage ! Parfois, on peut ainsi élargir les spécifications individuelles des composants et garder le même rendement.

Au final, en tirant parti de la normalité, les tolérances statistiques des composants individuels sont plus larges que les tolérances min-max d'un facteur \sqrt{n} où n est le nombre de composants de l'assemblage, avec des rendements similaires quant aux assemblages conformes.

Avantages du tolérancement inertiel sur le statistique

Le principal désavantage du tolérancement statistique est qu'il ne tient pas compte des décentrages, qui peuvent se compenser (les pièces décentrées n'ont pas une probabilité nulle de résulter en un assemblage conforme) ou non (fig. 3.2(b)).

Des lots et des pièces qui sont rejetés d'après les tolérancements min-max et statistique peuvent donner des assemblages conformes, ne seraient pas rejetés par le tolérancement inertiel. D'un point de vue, le tolérancement inertiel est plus sélectif sur l'acceptation des lots décentrés que le tolérancement statistique, qui ne s'en préoccupe pas. En revanche, un lot refusé par l'inertiel et accepté par le statistique risque de ne produire que des assemblages non conformes. En ce sens-là, la perte due à l'inertiel est en amont du processus d'assemblage, ce qui est préférable.

3.3.4 Le tolérancement inertiel est-il une nouvelle méthode de tolérancement ?

De Taguchi au tolérancement inertiel

La fonction de perte de Taguchi est à l'origine du tolérancement inertiel [191] :

$$L = k \cdot (X_i - T)^2 \quad (3.3)$$

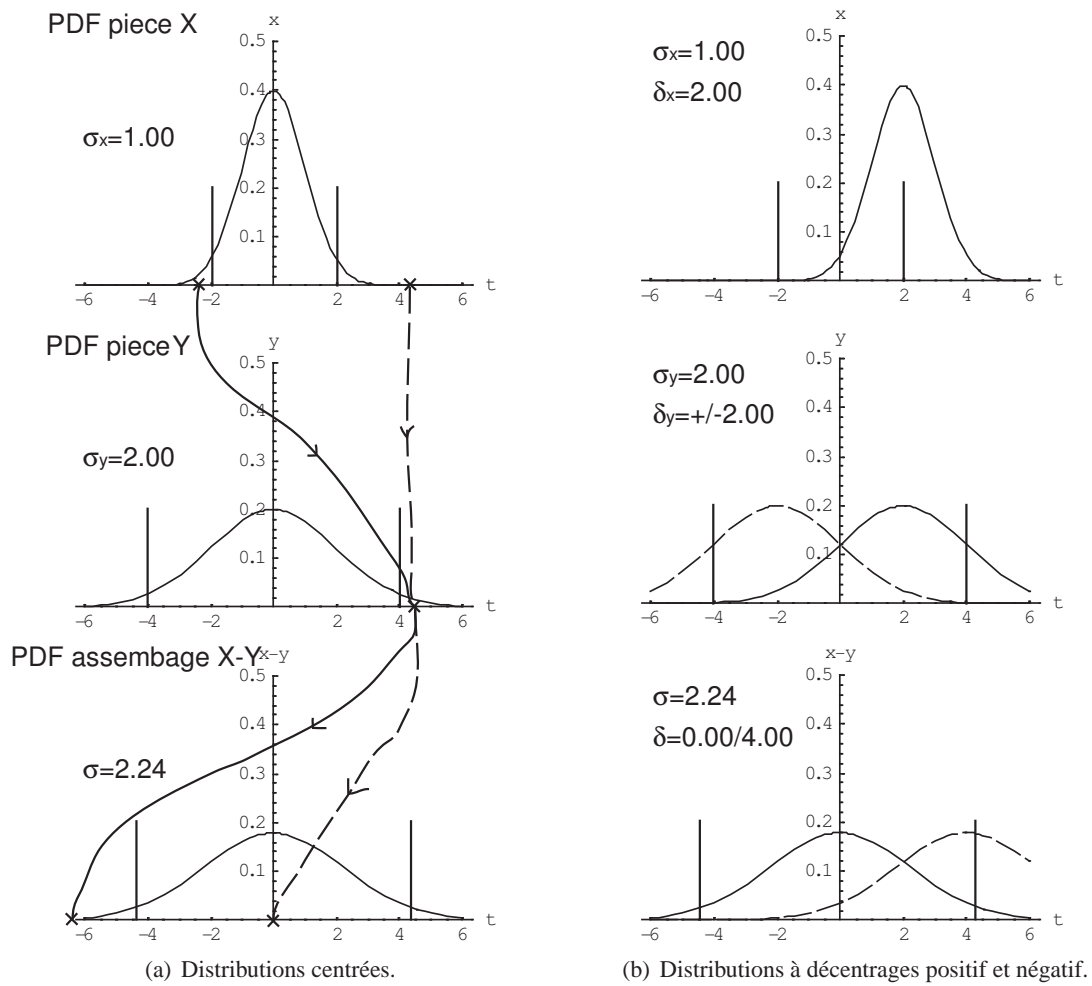


FIG. 3.2 – Avantages et inconvénients des méthodes de tolérancement. Exemple d'un chassage : les diamètres se soustraient, $X - Y$. Les traits verticaux montre les limites des tolérances, spécifiées entre $[-2\sigma, +2\sigma]$ (a) Les distributions sont centrées : deux pièces hors des spécifications peuvent résulter en un assemblage conforme (- -) ou non conforme (—). (b) Les distributions avec des décentrages positif et négatif : dans un cas, les décentrages s'annulent (—), dans l'autre, ils s'additionnent (- -).

où k est une constante, T est la cible et X_i la valeur mesurée. Cette fonction L exprime la perte financière induite lorsque la caractéristique du produit diffère de la cible. Si la caractéristique d'un composant est trop éloignée de la cible, la perte est élevée.

Soit un lot caractérisé par une moyenne μ et une variabilité σ , et un décentrage $\delta = \mu - T$. La perte moyenne vaut :

$$L = k \cdot (\sigma^2 + (\mu - T)^2) = k \cdot (\sigma^2 + \delta^2) \quad (3.4)$$

En 1989, Chan et al. ont introduit l'indice de capabilité (PCI) C_{pm} , proche de la fonction de perte [50] :

$$C_{pm} = \frac{2t}{6 \cdot \sqrt{\sigma^2 + \delta^2}} \quad (3.5)$$

Son utilité pour quantifier le décentrage d'un procédé est montré dans [147, chap. 7-3.4]. Les PCIs sont des indicateurs non linéaires du rendement d'un procédé [126]. Contrairement aux autres indicateurs comme C_p ou C_{pk} (définis à la section 2.4), C_{pm} permet de calculer de manière univoque l'effet du décentrage du procédé sur le rendement [152].

En 1998, Zhang et al. [210] ont montré que le rendement d'un procédé était mesurable par C_p et k , défini comme $k = \frac{\mu - T}{\frac{USL - LSL}{2}}$ par Kane en 1986 [108]. Zhang et al. souhaitait que ces grandeurs puissent être couramment utilisées en production, d'où le choix judicieux de C_p et celui peut-être plus contestable de k .

L'affichage du décentrage des procédés est crucial pour l'ingénierie de précision. Srinivasan a suggéré des zones STZ pour représenter à la fois le décentrage et la variabilité du procédé sur le même graphe (des zones $\delta\sigma$) [188]. Ces graphes sont néanmoins difficiles à utiliser pour le personnel de production comme un mécanicien ou un opérateur.

En 2002, Pillet a suggéré l'utilisation de l'erreur quadratique ou inertie (T, I) en tant que tolérance remplaçant les habituelles tolérances min-max ($N_{t_{\min}}^{t_{\max}}$) et statistiques (T, σ) sur les dessins [156][157] :

$$I = \sqrt{\sigma^2 + (\mu - T)^2} = \sqrt{\sigma^2 + \delta^2} \quad (3.6)$$

Ainsi, les inerties ne sont pas confinées à la quantification des procédés a posteriori, mais intégrées au processus de conception et spécification du produit. Pillet a proposé l'expression *tolérance inertiel*, à cause des analogies possibles avec l'inertie en mécanique. Ce terme courant évite d'effrayer inutilement le praticien !

L'inertie, une limite floue dépendante de la taille de lot

La principale difficulté rencontrée par les praticiens lorsqu'ils appliquent le tolérancement inertiel est d'oublier le confort intellectuel prodigué par un critère de conformité fixe, invariant. En effet, le critère d'acceptation n'est pas le même pour une pièce individuelle ou tout un lot : elle dépend de la taille de lot. Imaginons qu'un intervalle de tolérance classique $10_{-0.30}^{+0.30}$ est remplacé par une inertie. Un intervalle de tolérance signifie que chaque pièce à l'intérieur de $[9.70, 10.30]$ est acceptée. Les spécifications inertielles, elles, pourraient s'écrire $T = 10.00$ et $I = 0.10$. Nous allons montrer en quoi l'inertie est une limite d'acceptation floue :

- 1 pièce, de dimension = $\{10.10\}$: $I = \sqrt{0.10^2} = 0.10$, le lot est accepté.
- 3 pièces, de dimensions = $\{10.00, 10.10, 10.12\}$: $I = \sqrt{\frac{\sum(x_i - T)^2}{n}} = \sqrt{\frac{0.00^2 + 0.10^2 + 0.12^2}{3}} = 0.09$, le lot est accepté ! Avec une perception traditionnelle des tolérances, la pièce de dimension 10.12 serait rejetée ($10.12 > T + I$). Son inertie individuelle $I = 0.12$ serait trop élevée si le lot n'était constitué que de cet unique composant ; en revanche, au sein de ce lot de trois pièces, cette pièce

est acceptée.

Le calcul peut également se faire ainsi : $\mu = 10.073$ et $\sigma = 0.052$, alors : $I = \sqrt{\delta^2 + \sigma^2} = \sqrt{0.073^2 + 0.052^2} = 0.09$.

- Lot, de décentrage $\delta = 0.03$ et de variabilité $\sigma = 0.09$: $I = \sqrt{0.03^2 + 0.09^2} = 0.095$, le lot est accepté !

Le critère d'acceptation dépend en quelque sorte de la taille de lot.

Un autre avantage du tolérancement inertiel sur les autres stratégies apparaît en cas de mélange de lots. En tolérancement statistique, plusieurs pièces individuellement conformes peuvent donner un lot non conforme au sens de C_{pk} ou C_{pm} . Ceci est impossible avec une inertie. L'association de plusieurs pièces individuellement conformes donne inévitablement un lot conforme d'après l'inertie. Il en va de même lorsque plusieurs lots sont mélangés.

Pour conclure, l'inertie n'est pas un nouveau concept, mais son utilisation comme spécification est innovante.

3.3.5 Exemple de tolérancement fonctionnel

Donnée Dimensionner l'assemblage de l'aiguille des secondes (récepteur) d'une montre sur un pignon (axe).

- L'aiguille doit être chassée. La force de chassage ne doit pas déformer le pont plastiquement.
- Elle doit supporter le choc d'une chute au sol sans glisser sur son pivot.

Questions

1. Quelle spécification mettre sur l'assemblage ?
2. Quelles spécifications mettre sur les composants, sur le diamètre de l'axe et de l'alésage ? Simplification : mettre la même spécification sur l'axe et l'alésage. La cible du trou doit être sur $1000 \mu\text{m}$. Donner la spécification sur l'axe selon le tolérancement min-max, min-max RSS, statistique et inertiel.
3. Admettons qu'à la production des composants, les distributions des composants soient les mêmes, avec les caractéristiques suivantes : $\sigma_i = 1.4 \mu\text{m}$, $\delta_i = 1.0 \mu\text{m}$. Si l'opération d'assemblage est parfaite, combien d'assemblages conformes obtiendra-t-on ?

Les fonctions de l'assemblage :

- Ne pas glisser sur l'axe lors d'un choc. Le choc produit une accélération de 5000 g pendant 1 ms .
- Eviter la déformation plastiques d'un pont qui reprend la force de chassage. Il peut se déformer de $100 \mu\text{m}$.

Les données numériques :

- L'aiguille : masse de $12 \cdot 10^{-3} \text{ g}$, balourd $0.014 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{mm}$, moment d'inertie $0.186 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$, aire 21.2 mm^2 , diamètre du canon $2r_c = 0.2 \text{ mm}$, hauteur du canon 0.6 mm .
- Le pont : épaisseur $h = 1 \text{ mm}$, largeur $b = 5 \text{ mm}$, porte-à-faux $l = 10 \text{ mm}$, en laiton $E = 90 \text{ GPa}$.

Les lois à utiliser :

- Modèle de Lamé-Clapeyron simple : $F = \frac{\pi}{2} \cdot \mu \cdot i \cdot L \cdot E$ (éq. 5.6).

- Modèle de déformation élastique du pont sur appui simple, la flèche est : $f_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$, où est I l'inertie mécanique... (éq. 6.1)

Réponses

1. Le serrage maximal est donné par la déformation élastique maximale du pont :

$$F = \frac{f_{\max} \cdot 48 \cdot E \cdot I}{l^3} \quad (3.7)$$

Or, par Lamé-Clapeyron, le serrage vaut :

$$i = \frac{F}{\mu \cdot L \cdot E \cdot \frac{\pi}{2}} \quad (3.8)$$

Donc, en substituant une équation dans l'autre, on trouve :

$$i_{\max} = \frac{f_{\max} \cdot 48 \cdot I}{\mu \cdot L \cdot l^3 \cdot \frac{\pi}{2}} \quad (3.9)$$

Numériquement : $i_{\max} \approx 10 \mu\text{m}$.

2. Le couple maximal est subi lorsque l'aiguille des secondes est à 12h, et le choc à 3h (fig. 3.3a). Pour qu'il n'y ait pas de mouvement, il faut l'équilibre de la force générée par le choc avec la force de frottement F_f du canon sur le pignon (fig. 3.3b) :

$$r_i \cdot ma = r_c \cdot F_f \quad (3.10)$$

Or : $I = m \cdot r_i^2 \Rightarrow r_i = \sqrt{\frac{I}{m}}$. Ainsi :

$$i_{\min} = \frac{r_i}{r_c} \cdot ma \cdot F_f \quad (3.11)$$

Et comme on connaît la force normale par Lamé, on peut connaître la force de frottement dans le canon $F_f = \mu \cdot F_n = \frac{\pi}{2} \cdot \mu \cdot i \cdot L \cdot E$:

$$i_{\min} = \frac{r_i}{r_c} \cdot ma \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{2} \cdot \mu \cdot L \cdot E} \quad (3.12)$$

Numériquement : $i_{\min} \approx 1.5 \mu\text{m}$.

La condition fonctionnelle sur l'assemblage devient spécification géométrique fonctionnelle (arrondie) : $[i_{\min}, i_{\max}] = [2 \mu\text{m}, 10 \mu\text{m}]$.

Répartition de la spécification fonctionnelle de l'assemblage : la moitié sur chaque composant. En tolérancement min-max, on aura $4 \mu\text{m}$ sur chaque composant. Le tableau 3.2 résume les spécifications selon le type de tolérancement.

3. Evaluation du rendement : on a $2t_a = 8 \mu\text{m} \Rightarrow t_a = 4 \mu\text{m}$.

Si les décentrages sont défavorables : $\delta_a = 2.0 \mu\text{m} \Rightarrow \frac{\delta_a}{t_a} = 0.5$.

Les variances s'additionnent : $\sigma_a = 2.0 \mu\text{m} \Rightarrow \frac{\sigma_a}{t_a} \approx 0.5$

A partir de cela, sur l'abaque (fig. 3.7(a)), il est aisé de trouver le rendement $\mathcal{Y}_a = 85 - 90\%$.

Type	Spécification de l'axe
Min-max WC	[1004.0 , 1008.0]
Min-max RSS	[1003.2 , 1008.8]
Statistique	$T = 1006.0$, $\sigma = 0.7$
Inertiel RSS	$T = 1006.0$, $I = 0.7$

TAB. 3.2 – Spécification d'un assemblage selon différents modes de tolérancement.

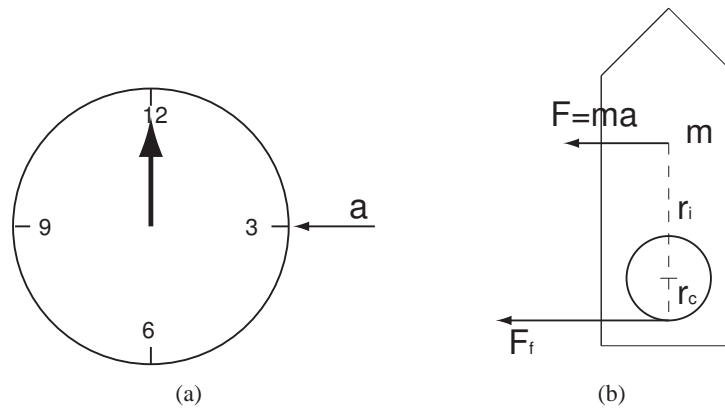


FIG. 3.3 – Exemples de tolérancement fonctionnel : les exigences sur l'assemblage d'une aiguille par chassage.

Prendre le modèle de Lamé simple sans tenir compte de l'épaisseur des parois est un raccourci très approximatif, tout comme se contenter du modèle de déformation d'une poutre pour le pont. Le but ici est d'illustrer la démarche de tolérancement fonctionnel complète, ainsi que les différences d'un mode de tolérancement à l'autre. Dans la pratique, la qualité du tolérancement fonctionnel est fortement dépendante de la pertinence des modèles utilisés.

3.4 Le tolérancement inertiel en questions

Deux scénarii typiques ont été rencontrés dans les entreprises intéressées par le tolérancement inertiel :

1. Un nouveau produit est imaginé. La direction de l'entreprise souhaite que le mode de tolérancement inertiel soit utilisé.
2. La direction constate trop de rebut. Sachant qu'on est aux limites de la variabilité des équipements, qu'on a carte blanche pour prendre le problème dans son ensemble (de la conception au contrôle final), comment minimiser le rebut sans augmenter le coût de fabrication ?

Tout au long de ce chapitre, nous étudierons les questions de trois positions différentes de l'entreprise : l'atelier (responsable d'atelier et mécanicien), le bureau d'étude (concepteur) et le responsable qualité. Les références répondant à celles-ci sont notées dans le tableau 3.3.

Domaine	Questions clés	Articles
Général	Qu'est-ce que le tolérancement inertiel ?	[159, 157]
	Comment expliquer l'intérêt du TI ?	[30]
Atelier	Quelle machine choisir ?	[31]
	A quelle fréquence régler ?	
	Si le décentrage est diminué, de combien le rendement est-il augmenté ?	[31]
Conception	Quel type de tolérancement choisir ?	
	Comment traduire la fonction du produit en inertie ?	[34]
	Comment passer du tolérancement min-max à l'inertiel ?	
	Comment répartir l'inertie de l'assemblage sur les composants ?	[34]
Qualité	Comment spécifier l'inertie d'un critère unilatéral ?	[159, chap. 4][157]
	Quels indicateurs utiliser pour qualifier un lot entrant ?	[161]
	Quels niveaux d'acceptation fixer ?	[161]
	Que vaut l'inertie en cas de mélange de lots ?	[157]
	Comment suivre les procédés et représenter les indicateurs ?	Adragna, à venir
	Comment piloter les procédés ?	[159, chap. 5][160]
	Comment échantillonner le lot entrant pour le qualifier ?	[147, chap. 14-15][158, chap. 5]
Direction	De quelle résolution de mesure faut-il disposer ?	[31]
	Quel est le coût du TI ?	
	Quel est le gain avec le TI ?	
	Quel est le risque du TI ?	

TAB. 3.3 – Questions principales de l'ingénieur abordant le tolérancement inertiel.

3.5 La prédiction du rendement

Dans les sections précédentes, nous avons avancé des chiffres de rendement en micro- ou macroassemblage. Nous montrons ici comment prédire le rendement de procédés centrés et non centrés.

Le rendement d'assemblage est le rapport entre le nombre d'assemblages conformes et le nombre total d'assemblages possibles. On fait l'hypothèse qu'un assemblage est conforme si ses caractéristiques fonctionnelles se trouvent dans la plage fonctionnelle. Par exemple, un jeu doit être plus grand que $10 \mu\text{m}$ et plus petit que $30 \mu\text{m}$. Cette plage fonctionnelle de l'assemblage est ensuite répartie en spécifications sur les pièces. Il faut se rappeler qu'en tolérancement inertiel, les spécifications des pièces ne sont pas des intervalles.

Le rendement d'un procédé influence directement le coût du produit et sa marge financière. Nous avons déjà souligné que les PCIs sont des indicateurs non linéaires du rendement (sect. 2.4). Très récemment, Chao et Lin ont proposé un nouvel indice de capacité – C_y – qui représente le rendement du procédé [51]. Dans ce qui suivra, nous gardons l'appellation *rendement*, sans l'assimiler à un PCI.

3.5.1 La prédiction du rendement sans décentrage

Nous allons calculer les rendements des procédés parfaitement centrés, qui est l'hypothèse sous-jacente du tolérancement statistique.

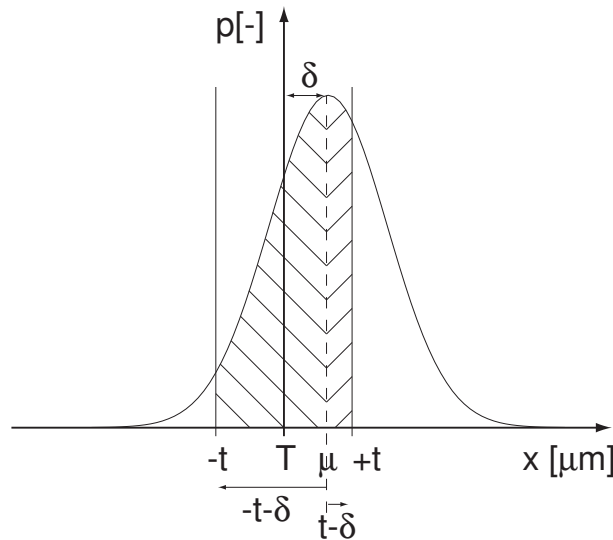


FIG. 3.4 – Le rendement d'un procédé décentré est l'aire sous la courbe de la distribution, entre les bornes supérieures et inférieures définies sur la base des spécifications fonctionnelles.

Notons X_i et Z des mesures décrivant respectivement les dimensions des pièces et de l'assemblage (assemblage par empilement : $Z = \sum_i X_i$). Leurs moyennes et écarts-types sont μ_{X_i}, μ_Z et σ_{X_i}, σ_Z . Si les dimensions sont indépendantes et les procédés gaussiens et centrés sur la cible, le rendement n'est rien d'autre que l'aire sous la gaussienne, à l'intérieur d'un intervalle de tolérance. Cette courbe \mathcal{N}_Z résulte de la convolution de normales \mathcal{N}_{X_i} . Le rendement \mathcal{Y}_Z est donné par :

$$\mathcal{Y}_Z = \text{erf} \left(\frac{t}{\sqrt{2} \cdot \sigma_Z} \right) \quad (3.13)$$

où t est la demi-tolérance (la plage fonctionnelle est $2t$), et $\sigma_Z^2 = \sum_i \sigma_{X_i}^2$. Pearn et Lin ont exprimé ce rendement en fonction de C_{pm} et C_a [152].

3.5.2 Le prédiction du rendement avec décentrage

Le tolérancement inertiel tient compte du décentrage. Nous allons quantifier la dépendance au décentrage δ du rendement \mathcal{Y} . Pour ceci, considérons que les espérances μ_i sont différentes des cibles T_i . Les normales \mathcal{N}_{X_i} sont décentrées.

Définissons les différences entre la cible et les dimensions des pièces δ_{X_i} . En cas d'empilement de cotes, le décentrage de l'assemblage vaut $\delta_Z = \sum_i \delta_{X_i}$. La distribution de l'assemblage est la convolution des distributions des procédés d'usinage et d'assemblage. Et le rendement est de nouveau l'aire sous la courbe de la distribution, entre les bornes supérieures et inférieures définies sur la base des spécifications fonctionnelles (fig. 3.4). Pour un assemblage de deux composants issus de procédés gaussiens :

$$\mathcal{Y} = \frac{1}{2} \cdot \text{erf} \left(\frac{t - \delta_Z}{\sqrt{2} \cdot \sigma_Z} \right) - \frac{1}{2} \cdot \text{erf} \left(\frac{-t - \delta_Z}{\sqrt{2} \cdot \sigma_Z} \right) \quad (3.14)$$

Cette équation montre que le rendement est contrôlé par trois paramètres (fig. 3.5) et deux individus :

- le demi-intervalle de tolérance t , spécifié par le concepteur,
- le décentrage δ , fortement influencé par l'expertise de l'opérateur (capacité de réglage),

– la variabilité σ , une caractéristique de la machine.

Le rendement chute lorsque le décentrage approche la demi-tolérance (fig. 3.5). La sensibilité est maximale en $\delta = t$. Dans certaines zones, le rendement diminue davantage sous l'effet du décentrage que de la variabilité. La différence entre la demi-tolérance et le décentrage $t - \delta$ est cruciale (reprise par le C_{pk}), et doit être maximisée. Dans l'exemple illustré, l'intervalle de tolérance spécifié est $2t = 10 \mu\text{m}$, ce qui est courant dans l'industrie horlogère (notamment pour les chassages de pierres). A cette échelle, la maîtrise des décentrages requiert toute l'attention des opérateurs pour maintenir le décentrage inférieur à $1 - 2 \mu\text{m}$.

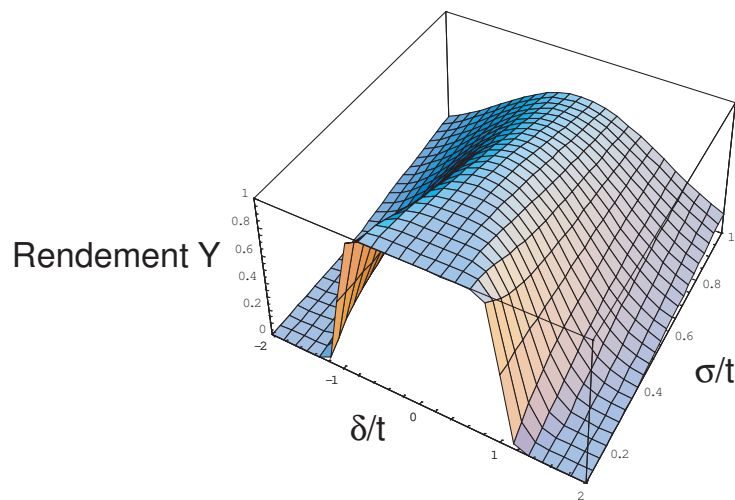


FIG. 3.5 – Le rendement est contrôlé par trois paramètres : la demi-tolérance t , le décentrage δ et la dispersion σ .

3.5.3 Combien d'assemblages y a-t-il à gagner en centrant les procédés ?

Combien d'assemblages peut gagner un mécanicien en centrant ses procédés ? Il suffit de calculer la différence du rendement avec et sans décentrage pour le savoir :

$$\Delta \mathcal{Y} = \mathcal{Y}|_{\delta=0} - \mathcal{Y}|_{\delta=\delta_Z} \quad (3.15)$$

$$= \operatorname{erf}\left(\frac{t}{\sqrt{2} \cdot \sigma_Z}\right) - \frac{1}{2} \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{t - \delta_Z}{\sqrt{2} \cdot \sigma_Z}\right) + \frac{1}{2} \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{-t - \delta_Z}{\sqrt{2} \cdot \sigma_Z}\right) \quad (3.16)$$

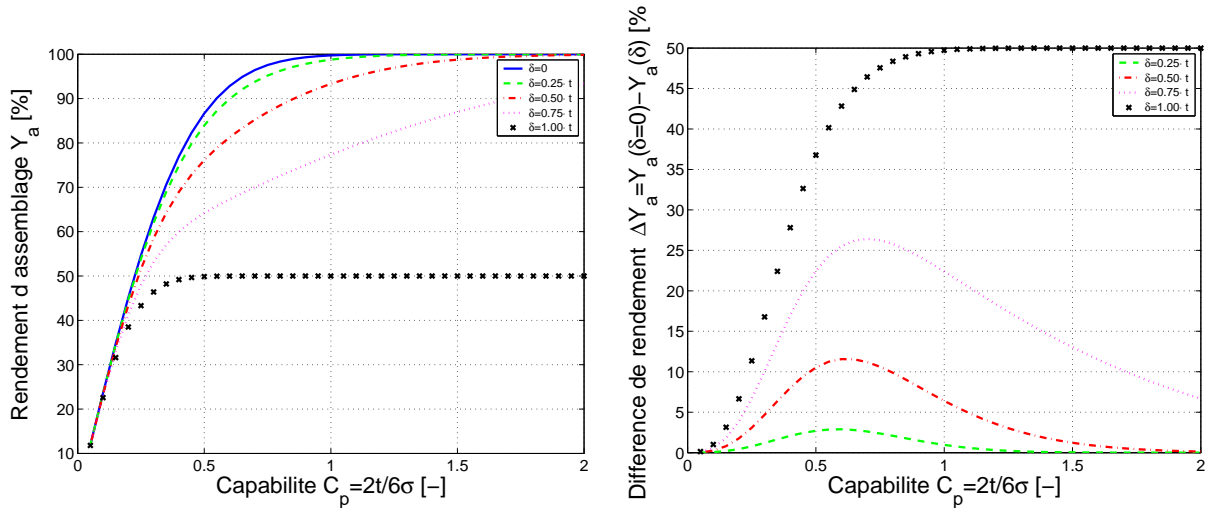
Premièrement, plus le décentrage est proche de la limite de tolérance, plus la différence est grande (fig. 3.6(b)). En particulier, si le décentrage est très proche de la demi-tolérance, la différence avoisine 50%. Rappelons qu'en microassemblage, l'intervalle de tolérance est typiquement $2t = 6 \mu\text{m}$, ce qui signifie que le décentrage devrait rester largement inférieur à $3 \mu\text{m}$.

Deuxièmement, si le décentrage n'est pas proche de la demi-tolérance ($\delta < t$), on peut voir que pour des *procédés capables* ($C_p \geq 1$), la différence de rendement entre le décentré et le centré est moins importante que pour les procédés à faible capacité ($0.3 < C_p < 1$). Par exemple, la différence est plus

grande que 10 % pour $\delta = 0.5 \cdot t$ (typiquement, $\delta = 1.5 \mu\text{m}$) et $C_p = 0.75$, ce qui est significatif. Ceci souligne l'importance de centrer les procédés à faible capabilité, comme en micromécanique et en microassemblage.

Peu d'ingénieurs calculent l'indice de capabilité d'un assemblage, beaucoup considèrent celui d'une seule dimension, d'un procédé d'usinage. Que ce soit en tolérancement inertiel ou statistique, cette combinaison résulte en un indice de capabilité d'assemblage faible. L'exemple présenté sur les figures 3.6(a) et 3.6(b) est un assemblage de seulement deux pièces, inutile d'ajouter que pour davantage de pièces, la différence serait pire...

Parfois, les décentrages se compensent et les assemblages s'ajustent parfaitement, même si les procédés ne sont pas centrés sur les cibles. Il est aussi possible de mesurer le décentrage et la variabilité d'un composant, avant de produire le second. Si les procédés sont sous contrôle, un mécanicien déplacera sa moyenne pour atteindre le meilleur ajustement. Ce n'est rien d'autre que de l'appairage (assemblage sélectif).



(a) L'influence du décentrage sur le rendement, pour des décentrages relatifs à la tolérance.

(b) L'erreur de prédiction si le décentrage est négligé. C'est aussi ce que peut gagner un mécanicien en centrant ses procédés : $\Delta Y = Y|_{\delta=0} - Y|_{\delta=\delta_z}$.

FIG. 3.6 – Si le décentrage est loin de la tolérance ($\delta < t$), on peut voir que pour les *procédés capables* ($C_p \geq 1$), la différence de rendement avec et sans décentrage est moins importante que pour les procédés à basse capabilité ($0.3 < C_p < 1$). Malheureusement, les procédés de microassemblage se situent souvent dans cette zone.

3.6 La sensibilité du rendement

Les prévisions des rendements sont cruciales pour l'évaluation du coût et de la rentabilité. Leur fiabilité dépend de celles des paramètres du modèle du rendement. Il est bon d'étudier la sensibilité de la prévision, avant de planifier un investissement important.

L'équation 3.14 exprime le rendement d'assemblage en fonction de la tolérance (plage fonctionnelle de l'assemblage) spécifiée par le concepteur, du décentrage dépendant de l'habileté du mécanicien, et de la variabilité du procédé, caractéristique de la machine. Les paramètres cachés dans le modèle du

rendement comme le nombre de pièces et la variabilité de mesure influencent aussi la variabilité et le décentrage du procédé. Ces paramètres seront discutés.

3.6.1 La sensibilité du rendement au décentrage et à la variabilité

Comme il est difficile d'appréhender la fonction d'erreur *erf*, nous avons choisi de représenter le rendement sur un graphe avec des courbes de niveaux (fig. 3.7), au lieu d'une formulation mathématique peu parlante. Ce graphe, qui peut être utilisé pour le suivi du procédé, a été proposé et introduit dans des ateliers. Les praticiens ont vite compris comment l'utiliser, même si la géométrie des courbes d'isorendement demeurait obscure.

Exemple Considérons un assemblage de deux pièces. Un concepteur a spécifié la dimension d'une pièce par un intervalle de tolérance $2t_{\text{micro}} = 6 \mu\text{m}$. Un opérateur usine une première série de pièces. Il mesure la fonction de l'assemblage et trouve les propriétés suivantes : $\delta_Z = 1.5 \mu\text{m}$, $\sigma_Z = 1.5 \mu\text{m}$. Ainsi, il obtient $\frac{\delta}{t} = 0.5$ et $\frac{\sigma}{t} = 0.5$. Ensuite, en se référant à sa carte de contrôle (fig. 3.7(b)), il lit que $80\% < \mathcal{Y}_a(\frac{\delta}{t} = 0.5, \frac{\sigma}{t} = 0.5) < 90\%$ et peut approximer $\mathcal{Y}_a \approx 85\%$ (P_1 sur la fig. 3.7(b), par calcul : $\mathcal{Y}_a = 84.00\%$). Si ce rendement n'est pas acceptable, il commencera par supprimer le décentrage, parce que c'est la réaction la plus facile à l'atelier.

De combien peut-il augmenter son rendement ? En se rapportant à la carte de contrôle, il approxime $\mathcal{Y}_a(\frac{\delta}{t} = 0, \frac{\sigma}{t} = 0.5) \approx 95\%$ (P_2 , par calcul : $\mathcal{Y}_a = 95.45\%$). L'opérateur sait qu'il gagnera 10% d'assemblages s'il parvient à maintenir le décentrage nul. Les courbes d'isorendement l'aident à visualiser les améliorations possibles, comme de P_1 à P_2 (fig. 3.7b).

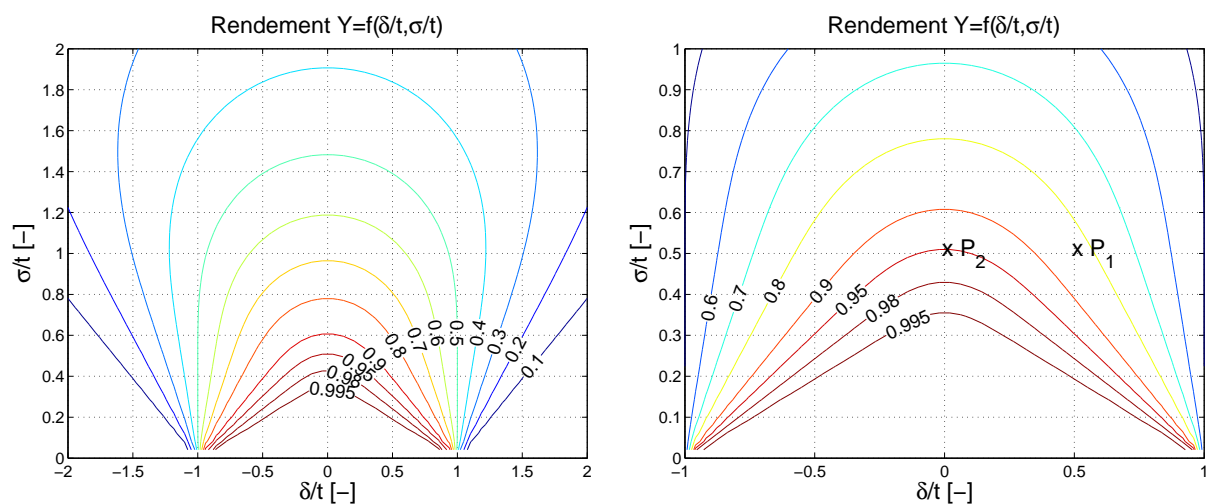


FIG. 3.7 – (a) Le rendement dépend du décentrage, de la variabilité et de la plage fonctionnelle. Cette carte de contrôle est établie pour un assemblage de deux pièces, ayant des variabilités et décentrages identiques. (b) Exemple d'utilisation de la carte de contrôle.

3.6.2 L'influence du nombre de pièces de l'assemblage

Le nombre de pièces N n'influence pas seulement la variabilité de l'assemblage, mais aussi le terme de centrage $c(N)$ défini comme suit :

$$I_Z^2 = \sum_{i=1}^N \alpha_i^2 I_{X_i}^2 + 2 \underbrace{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1, j \neq i}^N \alpha_i \alpha_j \delta_i \delta_j}_{c(N)} \quad (3.17)$$

où les α_i sont des coefficients représentant l'influence de la dimension X_i sur l'assemblage $Z = \sum_{i=1}^N X_i$ (empilement : $\alpha_i = 1$). Ce terme vaut zéro (minimum) si les décentrages s'annulent.

Si les procédés sont aléatoirement décentrés, nous avons montré par une simulation Monte-Carlo que si le nombre de pièces de l'assemblage N augmente, le terme de centrage en fait de même [34]. Cela signifie que pour un assemblage constitué d'un grand nombre de pièces, il est très peu vraisemblable que les décentrages s'annulent.

Pratiquement, il est peu probable que les décentrages soient distribués aléatoirement. Dans des usinages par enlèvement de copeaux, les décentrages sont souvent simplement dus au fait que les opérateurs visent la limite supérieure de la tolérance plutôt que la cible. Dans le cas d'un assemblage par superposition, avec N pièces usinées sur la même machine et avec les mêmes paramètres, le décentrage de l'assemblage serait $\delta_a = N \cdot \delta_i$, le pire des cas. Les procédés réels ne sont pas aléatoirement décentrés, parce que leurs décentrages résultent des décisions de l'opérateur. Si les décentrages sont corrélés et non aléatoires, le rendement d'assemblage est encore moins bon !

Venons-en aux situations où un décentrage nul est l'objectif de l'opérateur. Pour réduire le décentrage au sein d'un lot, les moyens courants utilisés par un mécanicien de précision sont d'intégrer plusieurs corrections qui prennent en compte des facteurs tels que l'usure de l'outil, la fluctuation de la température de l'atelier, la flexion d'une fraise (en microfraisage), etc. Nous suggérons aussi d'éviter de mettre les pièces en vrac après les corrections. Chaque fois qu'un correctif est apporté, le sous-lot devrait être mis à part. En effet, la variabilité des sous-lots sera plus petite que celle du lot complet.

3.6.3 L'influence de l'instrument de mesure

Elle a été détaillé à la section 2.5.1. Il est bon de rappeler qu'en assemblage de précision, la variabilité du système de mesure est souvent de l'ordre de grandeur de la variabilité du procédé, ce qui fausse la mesure du rendement si l'on n'y prend garde.

3.7 Répartition des inerties en tolérancement inertiel : de la fonction à la tolérance

Le modèle prédictif du rendement d'un procédé permet au concepteur de faire des estimations de coût de production dès le développement du produit. Pour garantir le seuil de rentabilité qui lui est imparti, le concepteur établira une première gamme de production du microsysteme qui ne sera certainement pas suffisante. Il devra ainsi parcourir plusieurs itérations jusqu'à satisfaire l'exigence. Nous proposons une procédure de conception itérative, que nous allons présenter linéairement pour faciliter la lecture. Ensuite sera posée la question de *comment répartir l'inertie de l'assemblage le plus judicieusement possible*. Finalement, les bases d'une analyse de coût sur une opération d'assemblage seront données.

3.7.1 Procédure de conception

Voici la partie de conception pure de la démarche de conception itérative (fig. 1.4). Elle est détaillée après la définition des besoins du client ou du marché, tâche qui incombe souvent au marketing. Pour ce qui nous occupe, il s'agit de fixer les spécifications de production (i.e. usinage et assemblage) à partir des exigences fonctionnelles :

1. Définir les exigences fonctionnelles de l'assemblage final (ceci définit le demi-intervalle de tolérance t).
2. Identifier les dimensions des pièces qui déterminent les exigences fonctionnelles.
3. Etablir la relation entre ces dimensions.
4. Quantifier pour chaque dimension de pièce les variabilités et centrages de chaque machine d'usinage.
5. Prédire le rendement $\mathcal{Y}_p = f(t, \delta, \sigma)$ avec la dispersion et le décentrage obtenu avec ces machines.
6. Concernant les coûts :
 - Définir le rendement seuil de rentabilité \mathcal{Y}_{be} et le coût par assemblage c_{be} à partir des coûts de production et de retouche.
 - Prédire le coût par assemblage $c = f(N_a, \mathcal{Y}_p(t, \delta, \sigma))$ pour une machine donnée (N_a est le nombre d'assemblages). Si $c > c_{be}$ ou si $\mathcal{Y}_p < \mathcal{Y}_{be}$, essayer de changer de machine.
 - Analyser le risque, en étudiant la sensibilité du coût. Par exemple, la sensibilité du coût au décentrage : $\frac{\partial c}{\partial \delta}$.
7. Ensuite, allouer les inerties (variabilité et décentrage) à chaque dimension ou procédé et vérifier si les machines existantes sont capables d'atteindre ces performances.

Cette procédure sera appliquée et détaillée dans l'étude de cas industriel qui suivra (section 3.8).

3.7.2 Allocation d'inerties

Dans l'étude de cas, nous proposons d'allouer les inerties simplement d'après les limites des procédés (*allocation à iso-capabilité* [8, chap. 3.2.2]), considérant que des opérateurs avertis et entraînés sont capables d'atteindre des décentrages proches de zéro. Pillet a proposé de nombreuses autres méthodes d'allocation d'inerties [159]. Pour appliquer cette procédure de conception à un nouveau produit, les variabilités et décentrages sont à extrapoler des mesures menées sur des machines, outils, pièces et instruments de mesure similaires.

Si l'allocation de tolérances est faite par programmation linéaire (méthode du simplexe), la nature discrète des inerties doit être prise en compte : il y a un nombre fini de précisions de machines (et de coûts) disponible. Koelemeijer a fait un petit inventaire des précisions, temps de cycle et coûts de quelques systèmes d'assemblage (sect. 4.4, [121]). Par exemple, un robot 4 axes avec asservissement en position via une caméra externe atteint une précision de $1.5 \mu\text{m}$ en un temps de cycle typique de 10 s. Si l'asservissement en position est donné par les capteurs intégrés aux manipulateurs, le temps de cycle est raccourci à 5 s, mais la précision est portée à $25 \mu\text{m}$.

Il ne faut pas oublier lors de la production des microsystèmes, l'inertie visée est souvent inatteignable. Les machines ont des limites, par exemple la précision limite actuelle des systèmes d'assemblage commercialisés est d'environ $1.5 \mu\text{m}$. Ainsi le problème n'est plus de satisfaire cette condition :

$$\sqrt{\sum_i \sigma_{x_i}^2} \leq I_{\max} \quad (3.18)$$

mais celle-ci

$$\min\{I_{\max} - \sqrt{\sum_i \sigma_{x_i}^2}\} \quad (3.19)$$

L'étude de cas illustre ce problème (section 3.8).

3.7.3 Analyse des coûts d'une opération d'assemblage : manuelle ou automatisée ?

Atteindre une inertie visée n'est pas la réelle contrainte d'un problème de conception. Par-dessus tout, il faut minimiser le coût, quelles que soient les technologies utilisées. Et souvent, les ingénieurs en micromécanique doivent choisir entre l'assemblage manuel ou automatisé. Lorsque les lots sont petits, les opérateurs sont financièrement intéressants, malgré leurs limites (manque de répétitivité, entre autres). Ces limites induisent des coûts de retouche. Au cours de l'augmentation du volume de production, il y a un point où l'investissement sur un équipement automatisé réduit le coût d'assemblage, comme le montre Koelemeijer par des exemples analogues [122].

Nous allons montrer comment les prédictions de rendement, basées sur des mesures de décentrages et de variabilités, et de simples modèles de coûts peuvent aider un ingénieur à choisir quand une machine ou un opérateur est le plus économique. Dans le cas considéré, il est seulement question de l'actionnement et de l'asservissement, qui peut être manuel ou automatique. Un opérateur est nécessaire dans les deux options. Cette problématique est illustrée avec le chassage de palier présenté dans l'étude de cas : il peut être chassé par un opérateur utilisant soit une presse manuelle, soit une presse numérique. Les variabilités sont différentes, tout comme les temps de cycle et les coûts des équipements. Dans le premier cas, la variabilité dépend de l'opérateur, et dans le second, de la machine.

Il existe différents modes d'amortissement que l'on peut intégrer dans les modèles de coût. Le modèle à annuité constante est le plus populaire parmi les financiers. Un autre mode d'amortissement courant est basé sur la prédiction d'un volume de production. L'amortissement P répartit le coût de l'équipement sur le nombre d'assemblages N à réaliser ($P = \frac{C}{N}$). Les ingénieurs utilisent souvent ce mode d'amortissement, qui est plutôt conservatif parce que seul un ensemble donné d'assemblages va amortir l'équipement (la série prédite). Ainsi, la durée de l'amortissement est le nombre d'assemblages multiplié par le temps de cycle, que ce soit 3 mois ou 10 ans. L'estimation du volume à produire est évidemment cruciale.

Nous proposons un modèle de coût qui intègre le décentrage, la variabilité (via le rendement \mathcal{Y} donné par l'eq. 3.14), le coût de l'opérateur, les temps de cycle des procédés et l'amortissement sur un volume de production prédit :

$$c = \frac{C}{N \cdot \mathcal{Y}} + (1 - \mathcal{Y}) \cdot c_h \cdot T_{rwk} + c_h \cdot T_c \quad (3.20)$$

où C est le coût de l'équipement d'assemblage [€], c le coût unitaire d'assemblage [€/ass], c_h le coût d'un opérateur par seconde [€/s], N le nombre d'assemblages [ass], $\mathcal{Y} = f(t, \delta, \sigma)$ le rendement prédit [-], T_{rwk} la durée moyenne des retouches [s/ass], T_c le temps de cycle d'assemblage (alimentation et chassage) [s/ass].

Nous avons fait l'hypothèse que tous les assemblages retouchés sont conformes. De l'équation 3.20, on peut déduire le nombre critique d'assemblages N_c à partir duquel la presse numérique devient plus rentable que la presse manuelle :

$$N_c = \frac{1}{c_h \cdot (T_{rwk} \cdot (\mathcal{Y}_n - \mathcal{Y}_m) - (T_{c,n} - T_{c,m}))} \cdot \left(\frac{C_n}{\mathcal{Y}_n} - \frac{C_m}{\mathcal{Y}_m} \right) \quad (3.21)$$

Les indices m, n se rapportent aux presses manuelle et numérique.

3.8 Cas d'étude industriel

Pour illustrer quelques concepts énoncés et montrer l'application pratique de la procédure de conception proposée, examinons un sous-ensemble de quelques pièces dans une montre. Il s'agit d'une chaîne de cinq cotes (fig. 3.8), qui s'additionnent et se soustraient, $j = z_1 - z_2 + z_3 - z_4 + z_{\text{fit}}$, en fonction des mesures qu'il est possible de prendre.

Le mécanisme rotatif consiste en quatre pièces insérées dans un premier palier, la référence. La cinquième pièce, un second palier, est chassée pour le terminer. $z_{\text{fit}} \sim N(0, \sigma)$ représente la distribution de la position de la face intérieur du palier, obtenue par chassage. Cette position détermine le jeu dans l'assemblage, qui est la condition fonctionnelle. La procédure d'assemblage actuelle est de chasser ce second palier, mesurer le jeu, et ensuite ajuster individuellement le jeu. Le tolérancement min-max est utilisé sur les dessins. Presque le 100% des assemblages doivent être ajustés, induisant un surcoût important. L'entreprise souhaite savoir si une méthode de tolérancement différente pourrait changer cette situation.

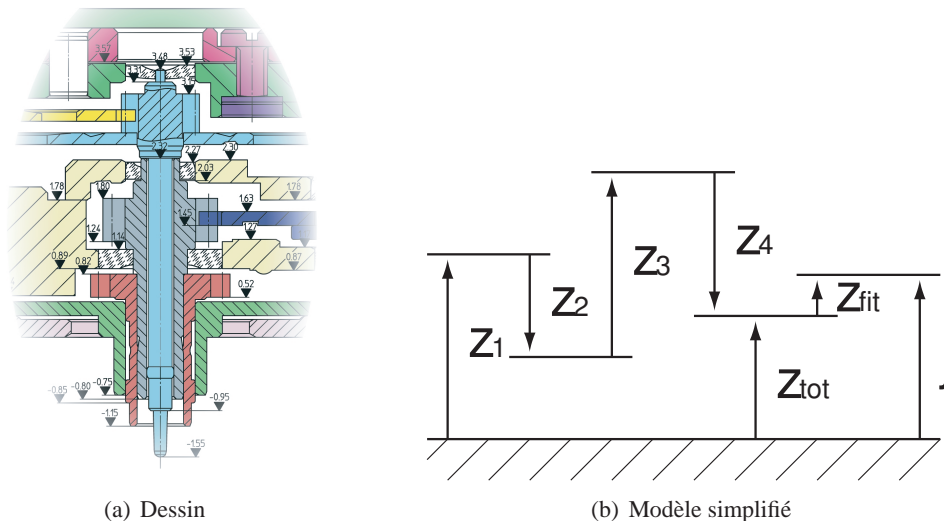


FIG. 3.8 – Cas d'étude industriel : schéma de la chaîne de cotes. Il ne sert à rien de chercher sur ce dessin les z_i sont les dimensions des pièces qui contribuent au jeu j de l'assemblage, il faut partir du modèle simplifié. z_{fit} caractérise le procédé d'assemblage de la cinquième pièce, et le jeu fonctionnel est finalement $j = z_{\text{tot}} + z_{\text{fit}}$.

Nous avons appliqué la procédure de conception proposée :

1. Le but de cet assemblage est d'assurer la rotation du mécanisme. Les conditions fonctionnelles sont d'éviter le contact entre les pièces et d'éviter que l'axe sorte des paliers. Ceci implique la spécification $10 \mu\text{m} \leq j \leq 30 \mu\text{m}$ (le jeu fonctionnel visé est $j_T = 20 \mu\text{m}$) et se trouve sous la ligne j_T du tableau 3.4.
2. Les dimensions z_1, z_2, z_3, z_4 définissent le jeu. Nous les appellerons *dimensions fonctionnelles* et doivent être spécifiées comme telles sur les plans destinés à l'atelier. Trop souvent, les concepteurs ne mettent pas de spécifications sur ces dimensions, ce qui mène évidemment à des décentrages. Les spécifications min-max initiales sont reportées dans les colonnes T - (cible) et $2t$ (intervalle de

tolérance).

3. Une analyse des interactions des pièces mène à la formulation suivante du jeu fonctionnel (fig. 3.8) :

$$j = z_1 - z_2 + z_3 - z_4 + z_{\text{fit}} \quad (3.22)$$

Notons que z_1, z_2, z_3, z_4 sont des dimensions de pièces, tandis que les valeurs contenues dans la ligne z_{fit} sont les caractéristiques du procédé d'assemblage final. Les procédés d'assemblages sont fréquemment négligés dans la prédiction du rendement : les procédés d'usinage sont pris en compte via les dimensions des pièces, mais rares sont les spécifications d'assemblage apparaissant sur les dessins. Nous recommandons d'intégrer les spécifications d'assemblage sur les dessins.

$z_{\text{tot}} = z_1 - z_2 + z_3 - z_4$ est la chaîne de cotes. Le jeu j , la somme des spécifications des pièces et des procédés ($j = z_{\text{tot}} + z_{\text{fit}}$), doit être comparé au jeu fonctionnel visé j_T .

4. Les variabilités des machines ont été mesurées sur des échantillons pris dans un même lot (reporté dans les colonnes σ). Les décentrages mesurés sont dans la colonne δ . Notons que le décentrage total ($\delta_{\text{tot}} = -11.0 \mu\text{m}$) vaut plus de la moitié du jeu nous permettent de calculer les indices de capabilité (C_p, C_{pm}, I) pour chaque dimension ou procédé.

	Procédé	Spécif. min-max & statistique			Mesures				Indicateurs		
		T [μm]	$2t$ [μm]	σ [μm]	δ_m [μm]	σ_m [μm]	C_p [-]	C_{pm} [-]	I [μm]	$\mathcal{Y}(\delta_m)$ [%]	$\mathcal{Y}(\delta = 0)$ [%]
z_1	Chassage	270.0	20	3.3	-3.0	9.5	0.35	0.33	10.0	68.4	70.8
z_2	Fraisage	170.0	20	3.3	-1.0	8.3	0.40	0.40	8.4	76.8	77.2
z_3	Chassage	810.0	20	3.3	-1.0	6.9	0.48	0.48	7.0	84.9	85.3
z_4	Tournage	890.0	14	2.3	+6.5	1.2	1.94	0.35	6.6	66.2	100.0
z_{fit}	Chassage	0.0	20	3.3	-1.5	8.7	0.38	0.38	8.8	74.3	75.0
j		20.0	94	15.7	-11.0	16.8	0.93	0.81	20.1	36.4	44.8
j_T		20.0	20	5.0	0.0	5.0	0.67	0.67	5.0		95.5

TAB. 3.4 – Chaîne de cotes. Les spécifications, mesures et indicateurs sont donnés pour chaque dimension déterminant le jeu fonctionnel. Les z_i sont les dimensions des pièces, sauf z_{fit} qui résulte des mesures du procédé d'assemblage. $j = z_1 - z_2 + z_3 - z_4 + z_{\text{fit}}$ est la chaîne de tolérances qui doit être comparée à la spécification du jeu fonctionnel j_T .

5. Utilisant l'équation 3.13, le rendement est quantifié : $\mathcal{Y}_p(t = 10.0, \delta = -11.0, \sigma = 16.8) = 36.4\%$. Environ deux tiers des assemblages doivent être ajustés. Mais avec un si bas rendement, les opérateurs ajustent systématiquement, et les coûts de retouche explosent !
6. Basé sur des données financières, le seuil de rentabilité exige un rendement de $\mathcal{Y}_{be} = 90\%$. Pour être profitable, une marge est ajoutée, l'objectif devient $\mathcal{Y}_{\text{goal}} = 95\%$. $\mathcal{Y}_{\text{goal}} = 95\%$ correspond à $\pm 2\sigma$ dans l'intervalle $2t$. La condition sur l'intervalle de tolérance $2t = 4\sigma$ implique que $\sigma_{be} = 5 \mu\text{m}$. Avec l'inertie actuelle de $I = 20.1 \mu\text{m}$, l'amélioration à fournir est conséquente.

Comme la variabilité visée n'est pas atteignable avec les équipements actuels de production, nous avons concentré nos efforts sur l'amélioration du pire procédé (le chassage), qui apparaît trois fois dans la chaîne ; et ensuite, nous allouons les inerties d'après ces changements. Nous avons aussi considéré que ces procédés peuvent être centrés. Nous avons évalué deux alternatives :

- (a) Sans investissement : avec les mêmes machines et donc les mêmes variabilités mais sans décentrage. Les inerties possibles ($\delta_i = 0$) se trouvent dans la colonne I_{pa} du tableau 3.5. $\mathcal{Y}_p(t = 10.0, \delta = 0.0, \sigma = 16.8) = 44.8\%$, soit une amélioration de 6% du rendement, mais encore plus de la moitié des assemblages doivent être ajustés.

- (b) Investissement sur une presse numérique : nous avons montré que le positionnement avec un tel équipement (200 K€ avec les alimentations et les posages) et une stratégie de chassage adéquate permet de faire chuter la variabilité de position sous $1.5 \mu\text{m}$ [29]. Les valeurs possibles des inerties pour le chassage ($1.5 \mu\text{m}$) de $5.0 \mu\text{m}$ et $1.5 \mu\text{m}$, respectivement, sont raisonnables. C'est une allocation d'inertie par procédé.

$\mathcal{Y}_{pa}(t = 10.0, \delta = 0.0, \sigma = 5.8) = 91.5\%$. Seul un dixième des assemblages doit être ajusté. Une amélioration de 46% est atteignable avec la stratégie sans investissement. Le seuil de rentabilité du rendement \mathcal{Y}_{be} est ainsi atteint, mais pas le but \mathcal{Y}_{goal} . Cette amélioration est extrêmement intéressante, mais elle doit être mise en perspective avec les coûts et les investissements. Des détails sont donnés dans le paragraphe suivant.

	σ_m [μm]	I_m [μm]	I_{pa} [μm]
z_1	9.5	10.0	1.5
z_2	8.3	8.4	5.0
z_3	6.9	7.0	1.5
z_4	1.2	6.6	1.5
z_{fit}	8.7	8.8	1.5
j	16.8	20.1	8.7
j_T	5.0	-	5.8
\mathcal{Y}	44.8%	38.9%	91.5%

TAB. 3.5 – Mesures, et inerties allouées par procédé lorsqu'ils sont parfaitement centrés. I_m est l'inertie calculée sur la base des mesures (δ_m, σ_m), et I_{pa} est l'inertie allouée par procédé.)

Méthode	Variable	Réel	Cible fonction
Min-max	$2t$	$94.0 \mu\text{m}$	$20.0 \mu\text{m}$
Statistique	T	$20.0 - 11.0 = 9.0 \mu\text{m}$	$20.0 \mu\text{m}$
	σ	$16.8 \mu\text{m}$	$5.0 \mu\text{m}$
Inertielle	I	$20.1 \mu\text{m}$	$5.0 \mu\text{m}$

TAB. 3.6 – Les spécifications de l'assemblage selon les différentes méthodes de tolérancement. La cible de la fonction est $T = 20 \mu\text{m}$. Les valeurs mesurées, réelles et visées sont issues du tableau 3.4, par exemple le décentrage de $11 \mu\text{m}$ est reporté dans le tolérancement statistique.

Analyse de coûts du chassage A cause de la grande variabilité de la presse manuelle, le gros investissement sur une presse numérique entre en ligne de compte. Sous quelles conditions l'assemblage avec la presse manuelle est-il plus rentable qu'avec la presse numérique ?

Les valeurs numériques des différents paramètres dans l'exemple du chassage de palier sont données dans le tableau 3.7. Nous pouvons calculer les PCIs C_p et C_{pm} , le rendement \mathcal{Y} (tab. 3.7) et finalement le nombre critique est $N_c \approx 133'000$ assemblages (éq. 3.21). Ainsi, si la série prédite dépasse 133'000 assemblages, la presse numérique est davantage rentable.

Si le volume de production est proche du nombre critique d'assemblages, il est recommandé d'étudier la sensibilité du coût aux différents paramètres. La figure 3.9 le montre pour le décentrage, la variabilité et la taille de lot. Bien-sûr, le coût croît considérablement lorsque le décentrage approche la demi-tolérance.

On répète qu'il est crucial de maintenir le décentrage beaucoup plus petit que la demi-tolérance, le plus près possible de zéro.

	C [K€]	T_c [s]	σ [μm]	δ [μm]	C_p [-]	C_{pm} [-]	\mathcal{Y} [%]
Presse numérique (n)	200	12	1.5	1.0	2.22	1.85	100.0
Presse manuelle (m)	10	15	10.0	3.0	0.33	0.32	66.1

TAB. 3.7 – Application numérique : $t = 10 \mu\text{m}$, $T_{rwk} = 360 \text{ s}$, $c_h = 40 \text{ €/h} = 0.011 \text{ €/s}$

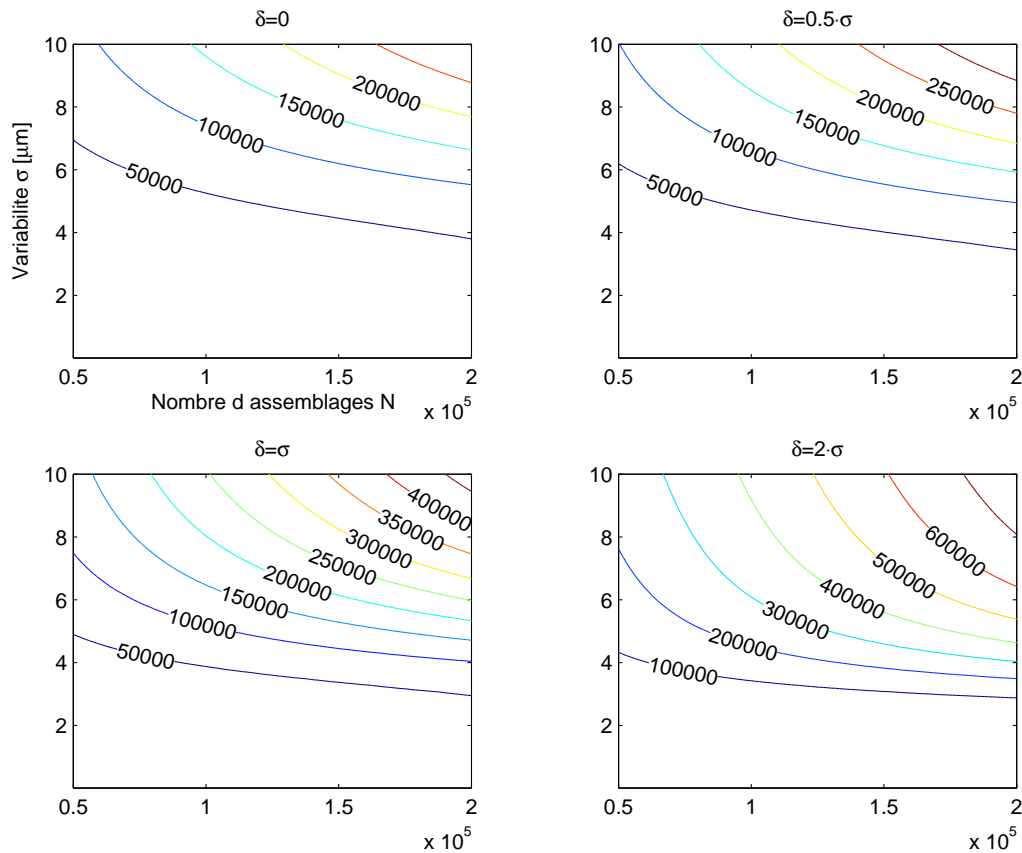


FIG. 3.9 – Presse manuelle. Le coût (en [CHF]) en fonction du nombre d'assemblage et de la variabilité du procédé, pour différents décentrages δ . Lorsque δ/σ augmente, les isocoûts se rapprochent. Valeurs numériques du tableau 3.7.

Remarques

- C'est uniquement l'augmentation du rendement, et donc la diminution des rebuts et retouches qui entrent en ligne de compte, et non la diminution de la main d'œuvre de l'opération de chassage, car les deux presses sont à alimentation manuelle.
- Intuitivement, le rendement d'assemblage est calculé comme le produit des rendements des pièces et des procédés ($\mathcal{Y}_a^* = \prod_{i=1}^N \mathcal{Y}_i$). Cela aurait donné $\mathcal{Y}^*(\delta = 0) = 35.0\%$ au lieu de 44.8% et

même $\mathcal{Y}^*(\delta_m) = 21.9\%$ au lieu de 36.4% (tab. 3.4). L'erreur faite en calculant le rendement de cette manière est importante.

- Les mesures de la dimension z_4 (obtenue par tournage) présentent un décentrage à peu près égal à la demi-tolérance t , avec une variabilité d'environ $1 \mu\text{m}$. Le procédé est capable, mais le rendement mauvais parce que l'opérateur a délibérément gardé une marge pour pouvoir enlever de la matière si nécessaire. Dorénavant, il a l'ordre strict de viser la cible.
- Bien que la procédure ait été décrite linéairement, elle comporte des itérations. Les deux points de départ sont le seuil de rentabilité du rendement, et les exigences fonctionnelles. A chaque pas, des boucles de réaction sont escomptées. En micromécanique, les concepteurs de produit sont constamment confrontés aux limites des procédés (étape 4) quand ils établissent les faisabilités d'usinage et d'assemblage. Les tests et mesures influencent la conception de produit (étape 2). En effet, lorsqu'une perte de rendement est identifiée, les cibles d'usinage doivent être modifiées. Ces boucles de réaction sont cruciales, car les corrections sont très avantageuses financièrement.

3.9 Récapitulatif des réponses aux différents intervenants

- Scénario 1 : un nouveau produit est imaginé. La direction de l'entreprise souhaite que le mode de tolérancement inertiel soit utilisé.
- Scénario 2 : la direction constate trop de rebut. Sachant qu'on est aux limites des équipements, qu'on a carte blanche pour prendre le problème dans son ensemble (de la conception au contrôle final), comment minimiser le rebut sans augmenter le coût de fabrication ?

Nous allons reprendre les réponses aux questions de trois positions différentes de l'entreprise : l'atelier (responsable d'atelier et mécanicien), le bureau d'étude (concepteur) et le responsable qualité.

3.9.1 Le point de vue de l'atelier de fabrication : le responsable d'atelier et le mécanicien

But Garantir l'inertie demandée (fixée par le rendement) au moindre coût.

Sur quoi peuvent-ils agir, une fois les spécifications posées ? Ils peuvent choisir la machine (coût machine), et limiter le décentrage (coût de réglage machine). Concrètement, les questions se posent ainsi :

1. Quelle machine choisir (responsable d'atelier) ? Si la variabilité est faible, le coût machine est plus élevé, le rendement aussi et le coût de non-qualité (rebut, retouche) faible. Si la variabilité est moins bonne, le coût machine est plus faible, le rendement aussi, et le coût de non-qualité est plus élevé.
 - Illustré par le chassage de palier. Il montre l'influence du décentrage sur le rendement d'assemblage puis sur le coût de production (sect. 3.8).
2. A quelle fréquence régler ? Au début d'une série ? En cours de production ?
3. Si l'agent des méthodes fait diminuer le décentrage (2), et qu'il espère le même rendement (1), de combien peut-il augmenter sa variabilité ? En d'autres termes, peut-il prendre une moins bonne machine ?

$$\mathcal{Y}_a(t_a, \delta_1, \sigma_1) - \mathcal{Y}_a(t_a, \delta_2, \sigma_2) = 0 \quad (3.23)$$

avec $\delta_2 < \delta_1$ et $\sigma_2 > \sigma_1$. La question revient à se demander quel σ_2 est possible pour des $\delta_1, \delta_2, \sigma_1$ donnés ?

4. Si le mécanicien fait diminuer le décentrage, avec la même variabilité, de combien augmente-t-il le rendement ? (sect. 3.17)

- S’il supprime le décentrage, le gain se formule ainsi (sect. 3.5.3) :

$$\Delta \mathcal{Y}_a = \mathcal{Y}_a|_{\delta=0} - \mathcal{Y}_a|_{\delta=\delta_a} \quad (3.24)$$

$$= \operatorname{erf}\left(\frac{t_a}{\sqrt{2} \cdot \sigma_a}\right) - \frac{1}{2} \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{t_a - \delta_a}{\sqrt{2} \cdot \sigma_a}\right) + \frac{1}{2} \cdot \operatorname{erf}\left(\frac{-t_a - \delta_a}{\sqrt{2} \cdot \sigma_a}\right) \quad (3.25)$$

Le décentrage intervient au carré (double produit de l’éq. 3.17), donc il faut instruire les gens que le décentrage coûte cher !

- Si le décentrage est diminué, pas supprimé :

$$\Delta \mathcal{Y} = \mathcal{Y}_a(t_a, \delta_1, \sigma_a) - \mathcal{Y}_a(t_a, \delta_2, \sigma_a) \quad (3.26)$$

avec $\delta_2 < \delta_1$.

3.9.2 Le point de vue du concepteur

But Poser les spécifications qui minimisent le coût. Cela se traduit fréquemment par éviter les ajustements, retouches et appairages.

1. Quel type de tolérancement choisir : min-max, statistique, inertiel ?
 - Le mode de tolérancement influe sur le rendement d’assemblage. Nous avons montré qualitativement que l’inertiel évite de perdre des assemblages conformes à cause de normes trop restrictives. Mais le rendement n’est pas le critère le plus utile, qui est le coût. Le coût des tolérances est peu traité dans la littérature, les données restant confidentielles. Une exception est l’article de Chase [52] qui présente différents modèles de coût de tolérance, paramétrés sur des données issues de normes et de l’armée américaine.
2. Soit une tolérance donnée sur une pièce en min-max, comment la fixer en inertiel ?
 - L’ensemble de la démarche de conception a été décrit dans une procédure [34]. Grosso modo, il s’agit de faire du tolérancement statistique, sans décentrage, et d’allouer pour l’inertie la variabilité permise par le tolérancement statistique ($I = \sigma_{\text{stat}}$). On a montré l’allocation par procédé de production (section 3.7), et on ferme la boucle en montrant une minimisation du coût (section 3.8).

3.9.3 Le point de vue du responsable qualité

But Estimer si les composants reçus permettront de garantir le rendement prévu ; s’assurer que ses instruments de mesure permettent de quantifier les indicateurs demandés.

1. Quels indicateurs utiliser pour qualifier un lot entrant, et quels niveaux d’acceptation fixer ?
 - Pillet a décrit comment s’y prendre pour des pièces spécifiées par une inertie [161].
2. De quelle résolution de mesure a-t-il besoin ?
 - L’influence de l’instrument de mesure a été montrée (addition des variabilités, y compris celle de mesure, sect. 2.5.1).
3. Comment échantillonner le lot entrant pour le qualifier ?
 - C’est le problème de l’*acceptance sampling*, décrit par Montgomery [147, chap. 14-15]. Une fois le lot échantillonné, on fait généralement un test d’hypothèse : la variabilité mesurée est-elle inférieure à la limite fixée ? Les risques clients et fournisseurs (ou α et β) liés à ce genre de tests sont décrits par Pillet [158, chap. 5].
4. Comment expliquer l’opportunité du tolérancement inertiel au fournisseur ? (douloureux si un lot est refusé)
 - L’article de vulgarisation est un élément de réponse [30].

3.10 Conclusion

Nous avons construit une méthodologie pour la conception et l'usinage dont le tolérancement inertiel est un pilier. Les spécifications sont définies comme déviations de la cible, alors que l'approche traditionnelle consiste à rester à l'intérieur d'un intervalle de tolérance.

Nous avons montré la pertinence du tolérancement inertiel pour l'assemblage des microsystèmes, grâce à la prise en compte du décentrage des procédés. Les effets du décentrage ne peuvent être négligés à l'échelle microtechnique, où les intervalles de tolérance sont de l'ordre de quelques microns. Ceci a été montré en calculant le rendement d'un procédé gaussien décentré. Nous avons mis en évidence l'interaction des décentrages dans un assemblage constitués de plusieurs composants, dans une étude de cas industriel.

Diminuer la variabilité et le décentrage d'un lot de pièces peut se faire en prenant les pièces dans l'ordre de la production. C'est ce qui est fait par exemple avec les galets des roulements coniques des automobiles (entreprise Timken). La dispersion est réduite et le rendement augmente.

Pour la conception de microsystèmes, nous recommandons fortement d'abandonner le tolérancement min-max traditionnel, ainsi que ses indices de capabilité associés. A la place, nous proposons de caractériser la qualité et le coût des assemblages par des inerties et par le rendement. Notre contribution a été d'intégrer l'inertie des opérations d'assemblage dans l'inertie totale de l'assemblage. Les précédentes contributions n'avaient tenu compte que des inerties des dimensions, négligeant celles des opérations d'assemblage.

Nous présentons une procédure de conception appliquant le tolérancement inertiel. Soulignons l'importance du premier pas : la définition des fonctions de l'assemblage et des composants. C'est une étape clé, trop souvent ignorée parce que les conditions du bon fonctionnement d'un assemblage sont rarement évaluées dès la phase de conception. Parallèlement à la conception de produit, les ingénieurs qualité et concepteurs devraient développer des systèmes de test des fonctions de l'assemblage.

En fait, le but de la procédure de conception est de changer la philosophie du concepteur : au lieu de considérer la spécification de l'assemblage comme résultant de celles des composants, il doit maintenant commencer par les exigences fonctionnelles, et ensuite les traduire en cibles et inerties pour les composants.

L'importance de la variabilité de mesure à l'échelle micrométrique a aussi été montrée. Elle a été introduite dans la détermination des interactions entre les décentrages des différents procédés.

Nous avons proposé une carte de contrôle pour afficher les inerties des pièces et autres procédés. Ce graphe sert de guide pour l'allocation et la réduction des inerties.

L'analyse induite par cette méthodologie permet à l'ingénieur de comprendre où se situent les pertes, et de mener les bonnes actions correctives. Nous avons pu vérifier son efficacité dans plusieurs études de cas.

Les sens sans la raison sont vides, mais la raison sans les sens est aveugle.

Emmanuel Kant (1724-1804), philosophe allemand.

4

Augmenter le rendement par l'assemblage sélectif

Idées fortes

- Il s'agit du premier état de l'art de cette ampleur sur l'assemblage sélectif.
- L'assemblage sélectif présente un intérêt économique. Il permet d'éviter un saut technologique coûteux.
- L'assemblage sélectif permet d'atteindre des variabilités très réduites, inatteignables avec les machines existantes.

Mots-clés assemblage sélectif, partitionnement, variabilité, classe, tri, appairage, rendement, coût.

Organisation du chapitre L'assemblage sélectif est défini et illustré de quelques exemples industriels (sect. 4.1). Un petit historique présente ensuite l'évolution de ce domaine de recherche (sect. 4.3). Cette partie introduit un point fort de ce travail, un état de l'art complet, abordé méthodiquement d'après les questions que se pose un ingénieur de production ou de conception désirant appliquer l'assemblage sélectif. Une autre spécificité de ce travail est la mise en avant des coûts de production comme critère de choix de cette option. Nous modélisons les gains possibles dans le cas de distributions uniformes (tolérances ISO) pour des tris parfaits et imparfaits (sect. 4.4). Nous illustrerons le dilemme de choix des équipements d'assemblage d'après les coûts par un exemple chiffré (avec l'option d'assemblage sélectif), avant de conclure (sect. 4.5).

4.1 Qu'est-ce que l'assemblage sélectif ?

Nous commencerons ce chapitre en décrivant comment l'assemblage sélectif¹ s'inscrit dans une démarche d'augmentation du rendement en microassemblage. L'analyse fonctionnelle et le centrage des procédés précèdent l'assemblage sélectif dans une démarche classique d'augmentation du rendement. Ensuite, nous définirons ce qu'est l'assemblage sélectif (mesurer, trier, appairer et assembler). Quelques exemples industriels rendront compte de comment les problèmes d'assemblage sélectif se présentent en industrie.

4.1.1 Définition de l'assemblage sélectif

L'assemblage sélectif est une méthode pour augmenter le nombre d'assemblages conformes qui est certainement aussi vieille que l'humanité. Lors d'un cours de gymnastique, les participants sont classés par taille avant d'aller travailler par petits groupes aux agrès réglés à leur taille. Le principe de base est instinctif : pour l'insertion d'un axe dans un trou, il s'agit d'une part de mettre les grands axes et les grands trous ensemble, et d'autre part les petits axes et les petits trous.

Les agences matrimoniales fonctionnent sur le même principe. A partir d'un groupe d'individus intéressés à former des couples, elles créent des sous-groupes selon certaines caractéristiques. Par exemple, il est souhaitable que les deux parties parlent une langue commune. Sur ce critère, l'agence réduit la variabilité pour maximiser les chances de bon fonctionnement d'un couple. A la place des femmes et des hommes, il suffit maintenant de penser à des pièces mécaniques !

En fait, l'assemblage sélectif désigne un ensemble de tâches : mesurer, trier, appairer et assembler des composants (fig. 4.1). L'assemblage sélectif commence par la mesure d'une dimension fonctionnelle (parfois plusieurs). Un tri sépare ensuite un lot de composants en plusieurs classes (ou groupes), selon la mesure. Les assemblages sont ensuite constitués des pièces issues des classes qui se correspondent au mieux pour remplir la fonction. Cette procédure d'ajustement classe par classe s'appelle l'appairage. Le processus comprenant le tri et l'appairage s'appelle assemblage sélectif dans la littérature.

L'assemblage sélectif peut répondre à deux situations :

- Alternative à la haute précision : lorsque l'achat d'une machine plus précise est évitée grâce à l'appairage.
- Unique moyen d'atteindre la haute précision souhaitée : lorsque les machines existantes ne permettent pas d'atteindre la précision visée.

L'assemblage sélectif est une option à considérer avant tout pour les procédés à mauvais rendement ($\mathcal{Y} \leq 90\%$), et nos travaux l'examineront sous un angle peu courant dans les publications, à savoir le seul critère de décision qui fasse l'unanimité : le coût. Dans une démarche qualité, gardons à l'esprit qu'on ne peut parler d'optimisation de coût que si la qualité fonctionnelle est satisfaite.

4.1.2 Motivation

L'analyse fonctionnelle précède l'assemblage sélectif Le rendement d'assemblage des microsystèmes est souvent trop bas pour assurer la rentabilité du produit. Trois grandes causes ont été mentionnées : les spécifications étroites (plages fonctionnelles serrées), le décentrage des procédés et une variabilité trop élevée (fig. 1.1). Si la plage fonctionnelle est élargie, cela octroie davantage de liberté sur le décentrage et sur la variabilité. En ce sens, la plage fonctionnelle est la cause principale de mauvais rendement, à traiter prioritairement. Elle est la traduction dans le langage de l'ingénieur du besoin de l'utilisateur. La

¹En anglais, *selective assembly*.

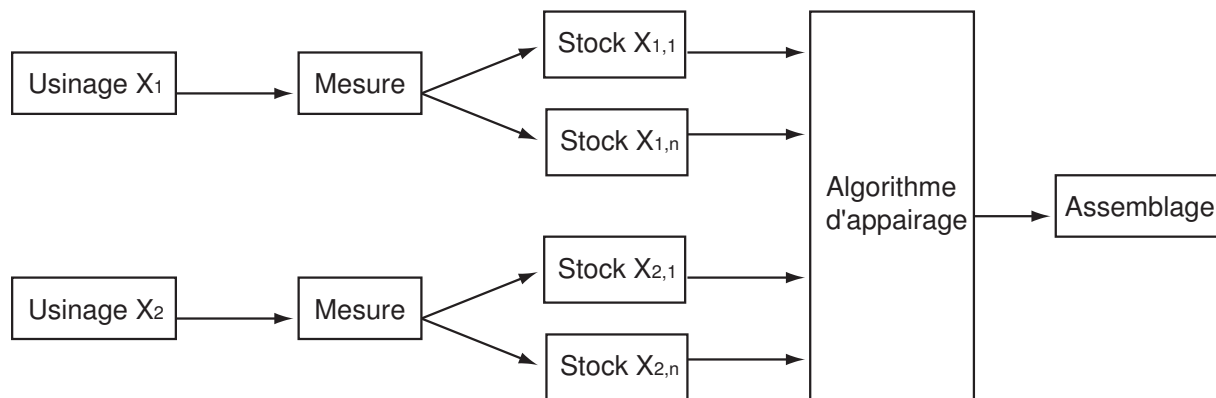


FIG. 4.1 – L'assemblage sélectif désigne un ensemble de tâches : mesurer, trier, appairer et assembler des composants.

réduction du décentrage et celle de la variabilité se feront relativement à l'exigence fonctionnelle, elles y sont subordonnées.

Une fois que les efforts ont été portés sur l'analyse fonctionnelle du produit et de ses composants, les spécifications et autres tolérances sont néanmoins serrées dans les mécanismes de précision. Le centrage des procédés et la réduction de variabilité sont les étapes suivantes. Le centrage des procédés est abordé dans le chapitre sur le tolérancement inertiel.

La réduction de la variabilité améliore la qualité fonctionnelle. La qualité fonctionnelle n'est pas toujours binaire (fonctionne/ne fonctionne pas). La variation de qualité fonctionnelle permet à certains fabricants de fixer un prix différent en fonction de la qualité. Par exemple, le prix d'une fibre optique avec connecteur (à férule) est d'autant plus élevé que la perte de signal à la connexion est faible. La perte de signal dépend de la position du coeur de la fibre par rapport à l'axe de la férule. Les producteurs vendent deux à trois qualités de connexion².

En microtechnique, les exigences fonctionnelles sont élevées et les machines limitées. Lorsqu'il est impossible de satisfaire les exigences fonctionnelles en faisant les pièces directement aux spécifications voulues, l'assemblage sélectif permet de réduire la variabilité.

Pourquoi faire de l'assemblage sélectif ? Le rendement d'assemblage dépend premièrement du rendement de production des composants. Admettons que les distributions des composants (PDFs) soient gaussiennes, quels problèmes pouvons-nous rencontrer ?

- Si les distributions des composants sont parfaitement centrées et les variabilités dans les spécifications, il est possible d'assembler les composants au hasard³, et tous les assemblages seront conformes.
- Lorsque les distributions sont de variabilités égales et de décentrages égaux, il est possible de produire 100% d'assemblages sur la cible, quels que soient la largeur et le décentrage des PDFs. Mais cela nécessite de créer judicieusement des paires de composants. C'est de l'assemblage sélectif.
- Si les distributions ne sont pas centrées (fig. 4.2(b)) et leurs variabilités non égales (fig. 4.2(a)), il y aura de toute façon des composants perdus. Cette perte sera d'autant plus élevée que la variabilité est grande par rapport à la plage fonctionnelle. Il va falloir chercher une stratégie d'appariement qui minimise la perte financière.

²Ceci est un des rares cas où la fonction de perte de Taguchi peut être mise en pratique [191]. Cette fonction est discutée à la section 3.3.4.

³En anglais, *random assembly*.

La perte financière est liée aux composants jetés, au stockage, à la mesure, etc. Les questions de l'ingénieur sont nombreuses (différentes de celles du chercheur, comme nous le verrons dans le tableau 4.2) :

- Connaissant la variabilité du procédé mesurée σ et la plage fonctionnelle $2t$ donnée, combien de classes faut-il créer ? Quelle sera la variabilité résultante des assemblages ?
- Si je souhaite éviter l'assemblage sélectif : connaissant la variabilité du procédé mesurée plus grande que celle admissible ($\sigma > \sigma_{\max}$), de combien augmenter le lot pour avoir le nombre d'assemblages conforme ?
- Combien de temps attendre avant de jeter le stock de pièces ? Le stockage coûte ! Combien de temps attendre pour que la probabilité de jeter le stock de pièces soit $< \varepsilon$?

C'est le thème principal de ce chapitre, une vision de l'assemblage sélectif sous l'angle des coûts. L'assemblage sélectif s'inscrit pleinement dans une démarche qualité, dans laquelle il s'agit de définir la fonction attendue, de répondre à la fonction, et de le faire au moindre coût.

4.1.3 Quelques exemples industriels

Nous décrivons deux exemples industriels d'assemblage sélectif rencontrés dans des entreprises. Les questions sont moins nombreuses que dans les articles de recherche, mais le cadre est plus flou, et les données parfois inexistantes.

Compresseurs de réfrigérateur Tecumseh, à La Mure (France), produit des compresseurs de réfrigérateur. Un des critères de qualité de ceux-ci est le bruit émis. Le bruit d'un compresseur de frigo dépend principalement du jeu d'un piston dans son cylindre. Le jeu doit se trouver dans une plage de $4 \mu\text{m}$. S'il est plus grand, le compresseur fera trop de bruit. S'il est plus petit, le piston pourrait serrer.

Il y a 4 classes de pistons stockés au poste de montage de l'opérateur, qui voit défiler les compresseurs devant lui sur une circulation de palettes. Suite à une mesure du cylindre, il choisit ensuite le piston de la classe correspondante et l'assemble. Le nombre de classes dépend essentiellement de l'encombrement du stockage au poste de l'opérateur, de la plage de variation des cylindres, et de la plage de jeu permise.

Roulements à billes Micro Precision System, à Bienne et Bonfol (Suisse), produit notamment des roulements à billes de haute précision pour l'horlogerie. Le plus petit roulement fait 1.6 mm de diamètre extérieur avec 5 billes de diamètre 0.2 mm et une épaisseur de 0.3 mm. Les roulements sont constitués d'une bague extérieure, d'une cage, de billes et la bague intérieure est composée de deux pièces : le noyau et le cône. L'assemblage du roulement se termine avec le chassage du cône sur le noyau, ce qui ferme le roulement et permet d'ajuster le jeu laissé aux billes. L'interférence visée entre le cône et le noyau est de $8 \mu\text{m}$. Si l'interférence est trop faible, la tenue axiale n'est pas garantie. Si elle est trop grande, les déformations sont trop importantes, notamment le rayon extérieur s'accroît trop.

Les noyaux et les cônes sont mesurés et classés tous les deux microns. Le nombre de classes va dépendre de la dispersion de l'usinage, typiquement sur une dizaine de microns. Il y a cinq classes où se trouvent le 99% des pièces, et quelques classes autour. Dans ce cas, le nombre de classes ne dépend pas de la grandeur du stock disponible, car l'encombrement des pièces est faible. La valeur de l'en-cours est le seul critère qui pourrait limiter le stockage.

En horlogerie, le tri est appliqué pour l'appairage du ressort spiral et du balancier [179], mais le gain n'est pas divulgué. Koelemeijer a mis en évidence l'intérêt de cette méthode pour l'assemblage de microsystèmes [121].

Avantages	Inconvénients
Rendement	Tri
Usinage	Mesure (obligatoire)
Assemblage	Stockage
	Service après-vente
	En-cours
	Temps de passage

TAB. 4.1 – Avantages et inconvénients de l'assemblage sélectif.

4.2 Historique de la recherche sur l'assemblage sélectif

Un historique de la recherche sur l'assemblage sélectif montrera l'enchaînement des questions auxquelles les chercheurs ont tenté de répondre. On verra qu'au fil des années, les questions sont de plus en plus complexes et moins utiles au praticien. Parfois, la manière dont les résultats présentés sont communiqués les rend très difficiles à exploiter. Dans la partie suivante, nous essaierons de les résumer et d'en faciliter l'accès.

Bien que l'assemblage sélectif soit pratiqué depuis la nuit des temps, cette méthode n'est apparue dans la littérature que dans les années 1920 [43]. Jusqu'en 1960, il s'agit essentiellement de rapports sur quelques applications [44, 77]. L'utilisation intensive des capacités de production pendant la seconde guerre mondiale a sans doute permis son essor. Lorsque la production ne peut attendre la conception de machines d'usinage plus précises, il faut faire avec la variabilité des machines existantes et disponibles. C'est une situation typique où l'assemblage sélectif est d'une grande utilité. Des articles ont décrit qualitativement le procédé, ses avantages et inconvénients (tab. 4.1) [44, 77, 58, 140, 63].

Une formulation analytique des gains possibles (rendement) est intervenue en 1968 grâce à un Russe, Rabinovich [167]. Plusieurs Russes publieront ensuite sur la problématique de la mesure des composants pour l'assemblage sélectif [26, 181, 168], sur des réalisations pratiques [142, 79] et plus tard sur des assemblages où il faut trouver un compromis entre plusieurs caractéristiques fonctionnelles [141]. Les applications typiques traitées dans les articles sont l'axe-trou et le roulement à billes (bagues intérieure et extérieure, billes).

Un nouvel essor n'intervient que dans les années 1985 [41], porté principalement par les travaux de Pugh sur le choix des limites des classes [164, 163, 166, 165]. Il s'explique par l'arrivée des ordinateurs dans la production. Les stratégies d'optimisation ne sont plus limitées par l'humain, l'automatisation des systèmes de mesure rend l'opération moins coûteuse, la gestion de stocks informatisée élargit le nombre de stocks gérables. Pour la recherche, la simulation permet de tester facilement de nombreuses variantes de classification.

Les commandes numériques des centres d'usinage ont rendu les procédés facilement pilotables, permettant de régler la production d'un composant B en fonction des mesures du composant A. Bjørke l'avait expliqué qualitativement [23], avant que Lee et al. ne le montrent rigoureusement dans une politique de contrôle optimal [133].

Au début des années 1990, l'intérêt de certains chercheurs s'est porté sur l'organisation des flux au sein des lignes de production faisant de l'assemblage sélectif : dimensionnement de stocks [12, 95], ordonnancement [185] et dynamique de la ligne [68, 116]. Ceci mène à des problèmes compliqués de contrôle optimal.

Constatant de nombreuses barrières quant à l'application pratique de l'assemblage sélectif, les cher-

cheurs ont proposé de tenir compte de l'assemblage sélectif dès la conception, dès le tolérancement [128, 57]. Fang et Zhang ont formulé des stratégies dans les cas fréquents où des procédés gaussiens sont décentrés [71, 72, 209], Chan et Linn en ont proposé une pour les procédés non gaussiens [49]. L'optimisation des assemblages sur plusieurs (et non une seule) caractéristiques a fait l'objet d'un article [180]. Quelques réalisations pratiques ont été décrites, notamment par Berzak [20] et Thesen [193]. Et finalement, les limites de classes sont toujours l'objet de recherches [129, 109, 114, 144]. Récemment, Kannan a utilisé des algorithmes génétiques pour minimiser les surplus de pièces [110, 111].

Glover a tourné l'assemblage sélectif en un problème de théorie des graphes [84]. Quelques-uns y ont répondu en optimisant le temps d'exécution des algorithmes [94, 60].

Et actuellement ? Actuellement, de nombreuses pièces microtechniques sont produites sans que les spécifications ne puissent être tenues. Les machines et les procédés ne suivent pas la miniaturisation, mais sont utilisés, faute de mieux. L'assemblage sélectif présente alors tout son intérêt [121]. Il est parfois même appliqué sur l'initiative des opérateurs en production. Quand trop de pièces sont jetées, ils décident de trier. La méthode est souvent utilisée sans que les gains possibles et réels ne soient formalisés, et généralement sans être optimisée.

Il persiste des freins psychologiques. Une entreprise prétendant faire de la haute précision et maîtriser la qualité tout en concédant faire du tri et de l'appairage peut écorner son image auprès d'un certain public (perte de prestige). L'assemblage sélectif est ainsi dogmatiquement évité. Il peut aussi être écarté sur des critères quantifiables :

- Des équipements de tri sont nécessaires. Si les composants n'ont pas des formes simples, le tri n'est pas trivial.
- Augmentation de l'en-cours.
- Nécessité de disposer des composants de toutes les classes, notamment en service après-vente.
- Augmentation du stock, pour la même raison.

Notre direction de travail Si le concepteur peut prédire le coût de ses produits, et montrer l'avantage économique de l'assemblage sélectif dans certaines applications, alors bon nombre de barrières à l'application pratique seront ôtées. Telle est la direction de notre propre travail [33].

4.3 Les principaux thèmes de recherche

A ce jour, le principal état de l'art de la recherche sur l'assemblage sélectif a été fait par Thesen et Jantayavichit en 1999 [193] et comportait 23 publications. Nous avons pu recenser une soixantaine de publications, dont une quarantaine sont référencées ici. La plupart des articles restant est écrit en chinois, japonais ou russe uniquement. Il y a également quelques travaux de master faits aux Etats-Unis, qui n'ont fait l'objet d'aucune publication hors université.

Le tableau 4.2 résume les principales questions de l'ingénieur abordant l'assemblage sélectif, ainsi que les articles des chercheurs y répondant. Certaines ont été davantage couvertes par les chercheurs que d'autres. La question principale est :

Combien d'assemblages conformes gagne-t-on à faire de l'assemblage sélectif par rapport à un assemblage aléatoire ?

Et le critère décisionnel qui va diriger l'ingénieur dans ses choix est le coût. Nous allons aborder méthodiquement ces différentes questions et présenter les réponses les plus importantes pour l'ingénieur.

Domaine	Questions clés	Articles
Stratégie d'appairage	Combien de classes faut-il faire ?	[168]
	Comment fixer les limites des classes ?	[140, 164, 163, 166, 165, 71, 129, 144]
	Et lorsqu'il y a plus de deux composants ?	[109, 113, 114]
	Et lorsqu'il y a plusieurs paramètres à minimiser ?	[180]
	Quelle procédure d'appairage suivre ? Quelle durée a-t-elle ?	[84, 60, 94, 110, 111]
Maîtrise de la qualité	Quelle variabilité auront les assemblages ?	[63, 12, 144]
	Quel est l'effet d'un décentrage ?	[71, 72, 209, 49]
Coût	Comment régler la machine d'usinage ?	[23, 133, 72, 112, 209]
	Combien d'assemblages conformes va-t-on gagner ?	[167, 72, 209, 33, 144]
	Combien de pièces non appairées vont rester ?	[140, 167, 71, 72, 129]
	Quel est le temps passé à appairer ?	
	Quel en-cours supplémentaire cela génère-t-il ?	
	Quel est le coût de la mesure ? du tri ? du stockage ?	
	Quel est le coût de l'usinage ? de l'assemblage ?	
	Quel est le coût en service après-vente ?	
	Peut-on usiner avec les machines existantes ? Faut-il investir ?	[33]
	Logistique, flux	Quel est l'effet des stocks ?
Comment dimensionner les stocks ?		
Quel ordonnancement ?		[185]
Quelle politique ? Quelle dynamique résultante ?		[68, 116]
Hardware Conception	Comment mesurer et les pièces ?	[142, 26, 181, 20]
	Comment tolérer ?	[44, 58, 140, 128, 57, 209]

TAB. 4.2 – Questions principales abordées dans les articles publiés sur l'assemblage sélectif.

4.3.1 Stratégie d'appairage : nombre de classes et limites des classes de tri

La recherche des limites des classes est l'objet de nombreux articles publiés sur l'assemblage sélectif. Dans un premier temps a été proposée la partition en des classes à largeurs égales [140][164], puis la partition à aires égales [165].

Pour la partition à largeurs égales, on tronque la distribution normale à $\pm 3\sigma$ et on divise le reste en n classes de largeur $\tau = \frac{6\sigma}{n}$. La i -ème classe est :

$$\left[-3\sigma + i \cdot \frac{6\sigma}{n}, -3\sigma + (i + 1) \cdot \frac{6\sigma}{n} \right] \quad \text{pour } i = 1 \dots n \quad (4.1)$$

Pour la partition à aires égales, la distribution normale n'est pas tronquée. Elle est divisée en n classes d'aire $S = \frac{1}{n}$. La limite p_i de la i -ème classe est donnée par l'équation :

$$\int_{-\infty}^{p_i} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}} dx = \frac{i}{n} \quad \text{pour } i = 1 \dots n - 1 \quad (4.2)$$

Problème	Remède	Limitation	Article
$\sigma_x > \sigma_y$	Tronquer \mathcal{N}_x à $\pm 3\sigma_y$	Gaussiennes	[165]
$\sigma_x > \sigma_y$	Dérivée μ_y	Gaussiennes	[140, 167]
$\sigma_x > \sigma_y$ ou $ \delta > 0$	Ajuster des composants semi-finis	–	[128]
$\sigma_x > \sigma_y$	Augmenter la quantité d'un composant	Gaussiennes	[167]
$\sigma_x > \sigma_y$	Augmenter le nombre de classes et appairage sous-optimal	Gaussiennes	[167, 193]
$\sigma_x > \sigma_y$	Partitionnement à aires égales	Gaussiennes	[63, 163]
$\sigma_x > \sigma_y, \delta > 0$	Partitionnement à aires égales, classes correspondantes de largeurs différentes	Gaussiennes	[71, 72]
$\sigma_x > \sigma_y, \delta > 0$	Partitionnement à aires égales, classes disjointes et de largeurs différentes	–	[49]
$ \delta > 0$ ($\sigma_x = \sigma_y$)	Trier d'après erreur quadratique	Normales	[129]
$ \delta > 0$ ($\sigma_x = \sigma_y$)	Partitionnement à aires égales et absolue	–	[144]

TAB. 4.3 – Résumé des solutions alternatives au partitionnement à largeurs égales, lorsque les distributions sont décentrées ou ont des variabilités différentes.

En microtechnique, la partition à largeurs égales est très pratique, parce que les classes font souvent $1 \mu\text{m}$ de large (ou $2 \mu\text{m}$). D'autres méthodes de découpage des distributions imposeraient des largeurs de classes qui pourraient descendre sous le micron, pour les classes contenant beaucoup de composants. Sous le micron de résolution, la variabilité de mesure a trop d'importance pour que la valeur soit significative. Les stratégies nécessitant des classes submicroniques ne nous semblent pas opportunes ! Si toutes les limites sont arrondies au micron le plus proche, le découpage sera sans doute très proche d'un découpage à largeurs égales.

La partition à largeurs égales est la plus fréquente, car très simple. Si les distributions sont centrées et ont la même variabilité, toutes les pièces sont utilisées et s'assemblent. Ce cas idéal ne se présente jamais. Plus la réalité en est éloignée, plus le nombre de pièces perdues sera élevé. De nombreux chercheurs se sont efforcés de proposer des alternatives, que nous allons détailler.

Distributions décentrées ou variabilités différentes Si l'on fait de la partition à largeurs égales, deux cas causent des pertes de composants que l'on ne peut pas appairer :

1. Le décentrage ou décalage de la PDF d'un des deux composants ($|\delta| > 0$). C'est la différence entre les cibles qui importe. En effet, pour l'insertion d'un axe dans un trou, si les deux PDFs sont décentrées dans le même sens et de la même valeur, les décentrages s'annihilent et la PDF du jeu (fonction critique) de l'assemblage sera centré.
2. Des PDFs aux variabilités différentes ($\sigma_x > \sigma_y$) : une PDF est plus large que l'autre. Des composants sont évidemment perdus aux extrema, mais aussi au centre des distributions. Pour une insertion, la variabilité des diamètres de trous est plus grande que celle des axes. En microtechnique, par exemple dans le cas du chassage d'un axe dans une platine horlogère, seuls les axes seraient stockés, vu leur faible coût et encombrement.

Les deux cas peuvent se combiner. Les articles portent davantage sur le deuxième cas que le premier. Leurs propositions sont résumées dans le tableau 4.3 et détaillées dans le texte.

- Pour des distributions normales à variabilités différentes, Rabinovich rappelle qu'on peut augmenter la quantité de production d'un des composants, mais que cela mène à un pourcentage de

	$\sigma_x = \sigma_y$	$\sigma_x > \sigma_y$
$ \delta = 0$		fig. 4.2(a)
$ \delta > 0$	fig. 4.2(b)	fig. 4.2(c)

TAB. 4.4 – Récapitulatif des figures décrivant le problème ou la solution, lorsque les distributions sont décentrées ou ont des variabilités différentes.

composants non appairés plus élevé [167].

- Pour des distributions normales à variabilités différentes, Pugh recommande de tronquer la distribution la plus large (\mathcal{N}_x) à $\pm 3\sigma_y$ (fig. 4.2(a)), puis de faire du partitionnement à aires égales [166]. Pour la formulation des limites de classes, il faut se référer à son article.
- Pour des distributions à variabilités différentes, selon Mansoor [140], il faut laisser dériver la PDF la plus étroite. Rabinovich reprend aussi cette idée [167]. Quant à Kulkarni [128], il suggère de produire des composants semi-finis, et de les ajuster en fonction de la PDF la plus large. Cette problématique est discutée dans la section sur le réglage de la machine (sect. 4.3.2).
- Pour des distributions normales à variabilités différentes, Rabinovich propose d’augmenter le nombre de classes [168], et d’accepter de l’allocation suboptimale. Par exemple, la i -ème classe x_i du composant X s’appaire de manière optimale avec la classe y_i , et de manière suboptimale avec les classes y_{i-1} et y_{i+1} . Rabinovich donne le taux de rebut en fonction du nombre de classes. Thesen et Jantayavichit ont utilisé le même type de stratégie sous-optimale pour diminuer le rebut [193]. Toutefois, pour faire des sous-classes, la résolution de mesure doit être inférieure à la largeur des sous-classes.
- Pour des distributions normales à variabilités différentes, Desmond invite à équilibrer les quantités par classes correspondantes [63]. Pugh part du même principe pour formuler la partition à aires égales pour les distributions normales [163] (les classes des deux composants de l’assemblages ont la même largeur).
- Pour des distributions normales à variabilités différentes et décentrées, Fang et Zhang amènent une procédure récursive permettant des classes correspondantes de largeurs différentes [71, 72], mais les quantités doivent être égales.
- Pour des distributions normales décentrées, Kwon et al. proposent de créer des classes en fonction de l’erreur quadratique. Ils ont développé une méthode minimisant une fonction coût basée sur l’erreur quadratique [129], telle que la fonction de perte de Taguchi. Il s’agit de la première recherche des limites sous forme d’optimisation. Grâce à cette fonction coût, ils ont aussi formulé un nombre de classes optimal.
- Pour tous types de distributions décentrées, Mease et Nair proposent de créer des classes en fonction de l’erreur quadratique ou de l’erreur absolue. Ils ont résolu un problème plus général que Kwon et al, en trouvant une méthode généralisant à toute distribution, et avec des fonctions coûts basées respectivement sur l’erreur quadratique et l’erreur absolue, tout en montrant l’existence et l’unicité de la solution [144]. Nous reportons leurs résultats importants dans les tableaux 4.6 et 4.7.
- Pour des distributions à variabilités différentes, Mease et Nair ont aussi créé des classes en fonction de l’erreur quadratique.
- Pour tous types de distributions à variabilités différentes, Chan et Linn utilisent une méthode itérative [49], qui se base sur les fonctions de répartition des distributions. Le principe est que les classes correspondantes comportent un même nombre de composants, tout en satisfaisant la condition sur l’assemblage. Elles ne sont pas nécessairement de la même largeur et peuvent être

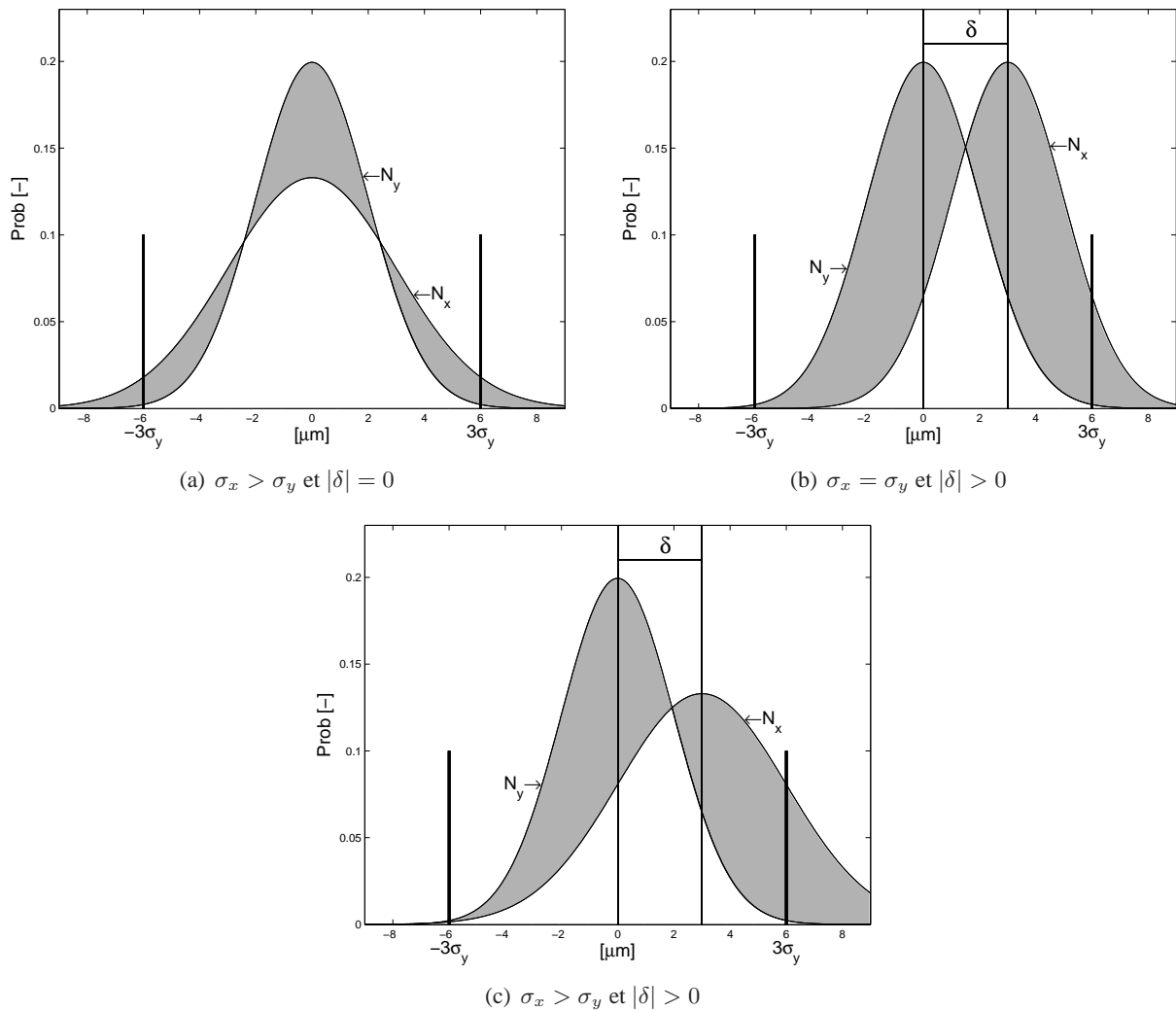


FIG. 4.2 – Les composants perdus (en gris) lorsque les PDFs sont (a) de variabilités différentes, (b) décentrées, (c) les deux.

disjointes. Pratiquement, on choisit la fonction de répartition d'un des composants, et on détermine une première classe. La classe du second composant correspondant est fixée de telle sorte qu'elle comporte le même nombre de composants. Si la plage de variation de l'assemblage est trop grande, il faut réduire la première classe du premier composant. Ainsi le nombre de classes dépend beaucoup du degré de similarité des distributions. La largeur des classes et la variabilité en leur sein varient passablement.

Exemple du choix des largeurs de classes Prenons le cas du compresseur de réfrigérateur. Admettons que les productions réelles du piston et du cylindre soient centrées sur leur cible respective, avec une variabilité $\sigma = 4 \mu\text{m}$, soit une dispersion totale de $6\sigma = 24 \mu\text{m}$. Postulons que vu l'encombrement des pièces, on choisisse de limiter à quatre classes, comme pratiqué actuellement. Cela donne les découpages donnés dans le tableau 4.8.

Les classes de largeur égale sont plus faciles à mettre en œuvre, mais donnent un gain moins impor-

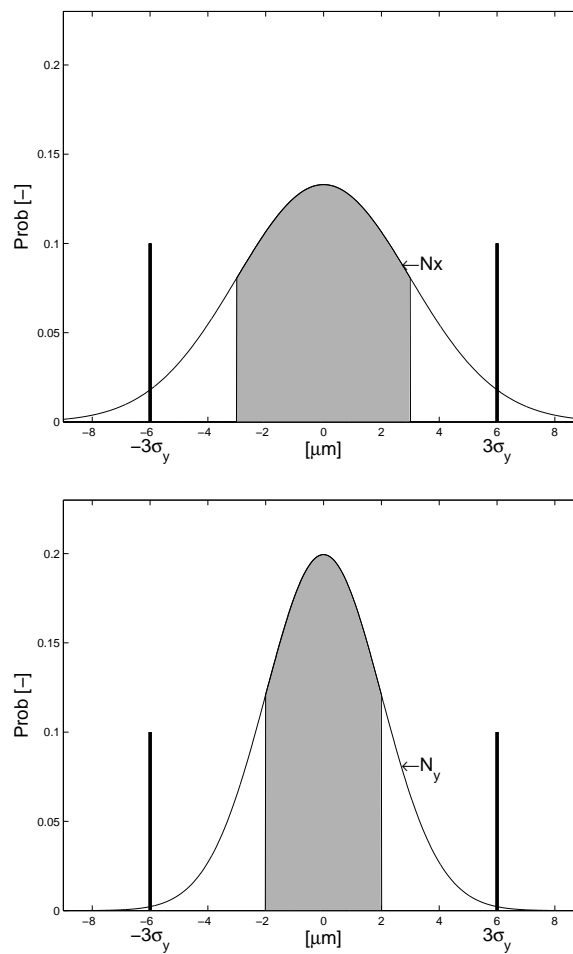


FIG. 4.3 – $\sigma_x > \sigma_y$ et $|\delta| = 0$. Dans cet exemple, les quantités par classes sont équilibrées (aires égales en gris).

n	Largeurs égales	Aires égales
1	-	-
2	0.000	0.000
3	1.000	0.430
4	0.000, 1.500	0.000, 0.672
5	0.600, 1.800	0.253, 0.839
6	0.000, 1.000, 2.000	0.000, 0.430, 0.964
7	0.429, 1.286, 2.143	0.180, 0.564, 1.063
8	0.000, 0.750, 1.500, 2.250	0.000, 0.318, 0.672, 1.145
9	0.333, 1.000, 1.667, 2.333	0.139, 0.430, 0.762, 1.215
10	0.000, 0.600, 1.200, 1.800, 2.400	0.000, 0.253, 0.523, 0.839, 1.275
12	0.000, 0.500, 1.000, 1.500, 2.000, 2.500	0.000, 0.210, 0.430, 0.672, 0.964, 1.376
15	0.200, 0.600, 1.000, 1.400, 1.800, 2.200, 2.600	0.083, 0.253, 0.430, 0.621, 0.839, 1.106, 1.492

TAB. 4.5 – Limites de classes non négatives dans le cas d'une distribution normale (à variance unitaire) tronquée à ± 3 . Pour les stratégies de partitions en n classes à aires égales et à largeurs égales.

n	Limites de classes optimales (non négatives)	Erreur quadratique	Gain sur partition à aire égale [%]	Gain sur partition à largeur égale [%]
1	–	1.947	–	–
2	0.000	0.695	0.00	0.00
3	0.604	0.358	7.91	29.56
4	0.000, 0.964	0.218	15.47	31.01
5	0.375, 1.215	0.146	21.96	31.75
6	0.000, 0.643, 1.405	0.105	27.44	31.83
7	0.273, 0.850, 1.555	0.079	32.07	31.71
8	0.000, 0.486, 1.017, 1.677	0.061	36.03	31.53
9	0.215, 0.659, 1.154, 1.779	0.049	39.44	31.35
10	0.000, 0.391, 0.804, 1.271, 1.866	0.040	42.41	31.19
12	0.000, 0.327, 0.667, 1.035, 1.460, 2.005	0.028	47.32	30.91
15	0.131, 0.396, 0.671, 0.965, 1.289, 1.669, 2.159	0.018	52.87	30.63

TAB. 4.6 – Limites de classes optimales par rapport à une fonction coût basée sur l'erreur quadratique, dans le cas d'une distribution normale (à variance unitaire) tronquée à ± 3 . L'erreur quadratique moyenne est donnée, ainsi que les gains possibles (composants non jetés) sur les stratégies de partitions à aire égale et à largeur égale. Tiré de [144].

n	Limites de classes optimales (non négatives)	Erreur quadratique	Gain sur partition à aire égale [%]	Gain sur partition à largeur égale [%]
1	–	1.117	–	–
2	0.000	0.659	0.00	0.00
3	0.526	0.462	1.24	18.89
4	0.000, 0.838	0.358	2.56	20.83
5	0.323, 1.056	0.292	3.78	21.92
6	0.000, 0.554, 1.222	0.247	4.87	22.36
7	0.234, 0.732, 1.354	0.214	5.83	22.53
8	0.000, 0.417, 0.876, 1.464	0.188	6.70	22.58
9	0.184, 0.566, 0.997, 1.557	0.168	7.47	22.57
10	0.000, 0.335, 0.691, 1.099, 1.637	0.152	8.16	22.54
12	0.000, 0.280, 0.573, 0.892, 1.267, 1.769	0.128	9.37	22.45
15	0.112, 0.340, 0.576, 0.831, 1.116, 1.457, 1.921	0.018	10.85	22.32

TAB. 4.7 – Limites de classes optimales par rapport à une fonction coût basée sur l'erreur absolue, dans le cas d'une distribution normale (à variance unitaire) tronquée à ± 3 . L'erreur quadratique moyenne est donnée, ainsi que les gains possibles (composants non jetés) sur les stratégies de partitions à aire égale et à largeur égale. Tiré de [144].

Partitionnement en 4 classes	Limites exactes [μm]			
	Classe 1	Classe 2	Classe 3	Classe 4
Largeurs égales] $-12, -6]$] $-6, 0]$] $0, 6]$] $6, 12]$	
Aires égales] $-12, -2.688]$] $-2.688, 0]$] $0, 2.688]$] $2.688, 12]$
Erreur quadratique] $-12, -3.856]$] $-3.856, 0]$] $0, 3.856]$] $3.856, 12]$
Erreur absolue] $-12, -3.352]$] $-3.352, 0]$] $0, 3.352]$] $3.352, 12]$
Limites arrondies au micron [μm]				
Largeurs égales] $-12, -6]$] $-6, 0]$] $0, 6]$] $6, 12]$
Aires égales] $-12, -3]$] $-3, 0]$] $0, 3]$] $3, 12]$
Erreur quadratique] $-12, -4]$] $-4, 0]$] $0, 4]$] $4, 12]$
Erreur absolue] $-12, -3]$] $-3, 0]$] $0, 3]$] $3, 12]$

TAB. 4.8 – Exemple du choix des largeurs de classes : cas du réfrigérateur, en admettant que les productions réelles du piston et du cylindre soient centrées sur leur cible respective, avec une variabilité $\sigma = 4 \mu\text{m}$, soit une dispersion totale de $6\sigma = 24 \mu\text{m}$. Vu l'encombrement des pièces, on choisit de limiter à quatre classes.

tant que les autres partitions pour le même nombre de classes. Le choix de la stratégie va essentiellement dépendre de la variabilité souhaitée pour le produit assemblé.

Remarques Le nombre de classes et leurs limites est le problème le plus traité dans la littérature. A part des adaptations au type de tolérancement (inertiel, par exemple), d'importants efforts ne nous semblent pas nécessaires dans ce domaine, si ce n'est dans le cas de distributions différentes et décentrées. Il faut remarquer qu'en industrie :

- la largeur des classes est souvent d'un ou deux microns,
- les largeurs de classes d'un composant sont généralement identiques,
- les largeurs de classes des deux composants sont souvent identiques,
- le nombre de classes dépend fatalement de la dispersion des procédés de fabrication,
- les distributions ne sont pas infinies...

Le gros du gain réalisable est normalement acquis par ces premières mesures.

Temps de calcul pour l'optimisation de l'appairage Glover formule le problème d'assemblage sélectif sous forme de graphe biparti. Il donne un algorithme pour maximiser le nombre d'assemblages à partir de deux ensembles de composants mesurés [84]. Malheureusement, les temps de calcul de son algorithme tendent rapidement à l'infini. Coullard et al. puis Iwata et al. ont poursuivi l'effort pour optimiser le temps d'exécution des algorithmes. Coullard et al. simplifient le problème en imposant une plage de variation pour la caractéristique finale de l'assemblage (ce qui n'est rien d'autre que la réalité...) et en choisissant une fonction coût convexe [60]. Peu après, Iwata et al. font de même, en obtenant un temps de calcul linéaire sous l'hypothèse d'une fonction coût monotone de Monge [94].

Ce domaine de recherche nous semble dénué d'intérêt pour la mise en oeuvre concrète de l'assemblage sélectif. D'une part, les problèmes adressés ne répondent à aucune question pratique, d'autre part, leur complexité rend leur application difficile.

Une seule caractéristique à optimiser et plus de deux composants Kannan et Jayabalan ont traité le problème du produit à trois composants : les bagues intérieure et extérieure et les billes [109]. Ils

proposent de procéder en deux étapes successives. D'abord, appairer les billes et la bague intérieure en prenant les billes comme référence, puis appairer les billes avec la bague extérieure, de nouveau en prenant les billes comme référence.

Outre le roulement à billes, So mentionne un cœur artificiel à deux valves [185], avec une caractéristique définie par trois composants.

A notre avis, le problème des roulements doit se traiter différemment : on mesure les bagues intérieure et extérieure, puis on choisit les billes. On commence par les bagues, car ce sont des composants plus difficiles à obtenir que les billes. Le cas du cœur artificiel devrait se traiter de la même manière. S'il y a quatre composants ou davantage qui s'empilent, le problème est plus compliqué. Attendons qu'un cas concret de ce type se présente pour y répondre.

Plusieurs paramètres à minimiser sur le même composant Robinson et Mazharsolook ont considéré l'exemple d'une valve hydraulique où plusieurs paramètres sont optimisés simultanément, par le biais d'une régression multiple décrivant les effets de chaque paramètre sur la valve [180].

Les solutions trouvées dans ces problèmes multi-paramètres semblent encore très spécifiques, il y a sans doute matière à recherche, même si hors de l'application spécifique à l'assemblage sélectif, il existe de nombreuses publications traitant de l'optimisation multi-critères.

4.3.2 Maîtrise de la qualité

La qualité fonctionnelle des assemblages est déterminée par la variabilité et le décentrage de la caractéristique fonctionnelle. Les difficultés posées par la variabilité et le décentrage des PDFs des composants ont été abordées précédemment (sect. 4.3.1). Ci-après, nous reprenons et détaillons quelques éléments ayant trait aux assemblages.

La variabilité des assemblages Dès le début de la recherche sur l'assemblage sélectif, Desmond s'est préoccupé de la variabilité des assemblages résultants [63]. Arai a montré l'effet du nombre de classes sur celle-ci dans un cas pratique [12]. Mease et Nair ont formulé cette variabilité pour chaque classe dans leurs stratégies de partitionnement [144]. Connaître la variabilité de l'assemblage est très important, car elle quantifie la qualité fonctionnelle.

L'effet du décentrage Fang et Zhang ont formulé des stratégies dans les cas fréquents où les procédés sont décentrés [71, 72, 209]. Dans le but de minimiser les pièces non appairées, ils ont appliqué les règles suivantes :

- Permettre des tolérances non égales, mais telles qu'elles respectent les spécifications.
- Classe par classe, égaliser les probabilités d'apparition pour chacune des deux pièces.

Ils en ont tiré un algorithme [71].

Par la suite, ils ont établi le taux d'assemblages conformes d'après la similarité de deux distributions (X_i) et de leur décentrage (δ_i) [72] :

$$\mathcal{Y}_a \approx \frac{X_1 \cap X_2}{X_1 \cup X_2} + \lambda \cdot \sum_{i=1,2} \delta_i \quad (4.3)$$

avec une valeur empirique $\lambda = 0.3$. Cette prédiction facilite ensuite le réglage des machines pour optimiser le rendement. Pour rendre l'utilisation de cette expression encore plus simple, ils l'ont reformulée avec des indices de capabilité [209].

Chan et Linn se sont quant à eux intéressés à tout type de distribution, sans se restreindre aux procédés gaussiens [49]. Leur méthode est itérative. Le principe est que les classes correspondantes comportent un même nombre de composants, tout en satisfaisant la condition sur l'assemblage. Les classes peuvent être de largeurs variables et disjointes.

Les algorithmes de partitionnement pour des composants aux distributions différentes, non normales et décentrées sont peu satisfaisants pour le praticien, car tous les paramètres varient : nombre, largeur et variabilité des classes. Si le praticien pouvait fixer a priori la largeur, par exemple en fonction des limites de son appareil de mesure, ce serait intéressant.

Réglage de machine Bjørke a donné quelques règles qualitatives [23, 6.3.2] pour les cas où les variabilités des composants sont différentes ($\sigma_x > \sigma_y$, sect. 4.3.1) :

1. Si la plage de variation d'un des procédés est plus faible que la tolérance, il faut d'abord placer la moyenne du plus variable sur sa valeur nominale. Ensuite, placer la moyenne du second composant au milieu de chaque classe et produire le nombre de pièces correspondant à cette classe. La moyenne du second composant est déplacée successivement.
2. Si la plage de variation des deux procédés est plus grande que la tolérance, il faut d'abord placer la moyenne du plus variable sur sa valeur nominale. Ensuite, déplacer la moyenne du second composant pour que sa distribution totale soient le plus similaire à celle du premier composant.

Dans le cas d'un assemblage de deux composants triés chacun en deux classes, Lee et al. ont déterminé la politique optimale de réglage de la machine (position de la moyenne) [133], lorsque les deux composants ont le même écart-type : la solution est optimale pour une moyenne identique.

- Si la largeur de classe est très petite, l'optimum est que la cible du deuxième composant soit réglée sur la valeur moyenne du premier composant.
- Si la largeur de classe est grande, une heuristique très performante est de placer la cible du deuxième composant au milieu de la classe 1 du premier composant pour la moitié de la production, puis au milieu de la classe 2 pour la seconde moitié de la production.

En résumé, lorsque les composants peuvent être produits successivement (à privilégier) :

1. Produire le premier composant en visant une moyenne à zéro.
2. Ensuite, en fonction de la production du premier composant, placer la cible du deuxième sur le milieu de la classe respective.
 - Si les distributions sont normales, il faut d'abord produire le composant qui a la variabilité la plus grande, et ensuite placer la moyenne du second en fonction du résultat.

Il est rassurant de constater que les règles de bonne pratique données par Bjørke sont confirmées par les politiques optimales trouvées par Lee et al. Il faut toujours commencer par produire le composant dont la variabilité est la plus grande, et ensuite placer judicieusement la moyenne du second composant, quitte à la déplacer si sa distribution est peu variable.

L'effet du décentrage est un paramètre très important à prendre en compte dans les cas pratiques, lorsque les composants ne peuvent être produits successivement (impossible de régler le deuxième en fonction du premier).

4.3.3 Logistique et flux : aspects dynamiques de l'assemblage sélectif

L'assemblage sélectif a des effets concrets sur la productivité d'une ligne d'assemblage.

- Comment trouver l'équilibre entre le gain de bons assemblages (ou la non perte) grâce à l'appairage, et le coût de stockage des pièces ?
- Et si l'appairage doit se faire en ligne, jusqu'à combien de pièces peut-on attendre avant d'appairer ?

Généralement, les entreprises procèdent empiriquement et finissent par définir des règles de bonne pratique.

En microtechnique, le coût de stockage ne réside pas tant dans le volume utilisé que dans les transactions nécessaires (main d'œuvre et traçabilité pour les entrées et sorties de stock), ou dans les actifs immobilisés (coût dû à la valeur du stock).

Dimensionnement des stocks Boyer a utilisé la simulation pour estimer l'effet de la taille des stocks sur la covariance de l'assemblage [41]. Il semble avoir choisi des distributions normales indépendantes pour les composants, donc la covariance serait nulle ! Si tel est le cas, ses résultats sont douteux. Arai et Takeuchi ont montré par simulation que plus le nombre de classes est grand, meilleurs seront les assemblages (σ petit), et plus petit sera le nombre de pièces non appairées. En revanche le niveau de stock sera plus élevé [12].

Iyama et al. ont étudié les effets de l'appairage dynamique sur les niveaux de stocks et des blocages machines [95] pour des roulements à billes où l'appairage concerne trois pièces différentes (bagues extérieure et intérieure, billes), sous l'hypothèse de processus markoviens. Thesen et Jantayavichit ont mis en évidence que même un petit stock permet de gagner, sans rebut, un ordre de grandeur sur la précision des assemblages par rapport à l'assemblage traditionnel [193].

Ces papiers ont mis en évidence l'influence des stocks, mais ne donnent pas d'outil à l'ingénieur pour leur dimensionnement.

Politique optimale et dynamique Duenyas et al. ont traité la dynamique de l'appairage comme un problème de contrôle optimal : d'un côté, il y a le coût de stockage des pièces et de l'autre le coût de non-qualité des assemblages non appairés [68]. Ils donnent la politique optimale dans le cas de deux pièces pouvant prendre deux ou trois états (ou classes) selon un processus markovien, et proposent deux heuristiques pour des problèmes à quatre états. Dans un article ultérieur, ils ont ajouté des temps de processus [116].

Ordonnancement So et Scott se sont occupé de l'ordonnancement lorsque les composants à appairer sont produits sur une même machine, flexible [185]. Ils ont déterminé une politique optimale pour minimiser le coût de production du prochain produit (assemblage de deux composants), de laquelle ils ont tiré une heuristique pour optimiser la production d'un nombre fixe de produits (à deux ou trois composants).

4.3.4 Hardware : comment mesurer et trier les pièces ?

En 1971, Bonch-Osmolovskii a formulé le nombre d'assemblages perdus à cause d'une erreur de mesure qu'il modélise par une distribution normale [26]. Rubenchik a décrit un poste de tri automatique des bagues de roulements [181]. Berzak a imaginé un préhenseur qui mesure la pièce à assembler, ainsi l'appairage peut se calculer pendant son transfert [20].

Les limites de résolution des instruments de mesure en production ne sont pas un obstacle spécifique à l'assemblage sélectif. Certes, la variabilité de l'instrument de mesure diminue le rendement, mais c'est rarement le facteur limitant. Le coût de la mesure l'est plus souvent. Des moyens de mesure simples

sont nécessaires. Les billes des roulements sont simplement triées par deux cylindres dont l'écartement augmente. Elles sont récupérées dans des bacs placés dessous.

4.3.5 Conception et assemblage sélectif : comment tolérer ?

Buckingham a proposé de spécifier les classes dès la conception, en les indiquant sur les dessins techniques [44]. Plus tard, Kulkarni et Garg feront de l'optimisation de tolérances en tenant compte de l'assemblage sélectif [128]. Chen montrera aussi comment utiliser l'optimisation sous contrainte pour tolérer des produits réalisés grâce à l'assemblage sélectif. Finalement, Zhang et Fang montreront comment le rendement est lié aux PCIs C_p et k [209].

Cette aire de recherche est capitale pour le transfert des connaissances au praticien. S'il n'arrive pas à saisir les liens possibles entre le rendement de l'assemblage sélectif et des indicateurs connus, il risque d'arrêter avant d'avoir commencé !

4.3.6 Le tri d'après l'ordre d'usinage

Il existe un tri qui ne coûte rien au fabricant : récolter les pièces dans l'ordre d'usinage. Prenons l'exemple d'une pièce décolletée en 3.6 s, produite en deux équipes (16 h/24). Il en est produit 16'000 pièces produites par jour. L'opérateur peut mettre à part les mille premières pièces produites dans la première heure, puis les mille suivantes, et ainsi de suite. Les effets de la dérive thermique (évolution de la température dans l'atelier) sur la moyenne sont répartis sur les sous-lots, et la variabilité également réduite. L'usure d'outil est moins problématique, car généralement compensée sur les commandes numériques.

Nous proposons donc au fabricant qui produit des grandes séries sur des journées entières et qui fait face à une trop grande variabilité de commencer par faire des sous-lots après l'usinage. Ils peuvent être caractérisés et la série livrée sous forme de sous-lots.

4.4 Les coûts - notre vision

Lorsque les questions de l'ingénieur sont comparées à celles abordées par les chercheurs, on se rend compte que la thématique des coûts est quasi-absente des publications. Or, elle est primordiale pour l'ingénieur, le rend capable de convaincre d'autres de l'intérêt économique de la démarche. Dans le chapitre qui s'ouvre, nous proposons un problème type où le choix du tri permettrait d'éviter d'investir dans des équipements d'assemblage très coûteux pour obtenir la qualité exigée. Nous proposons ensuite des modèles de tri parfait et imparfait, que nous appliquons à un exemple.

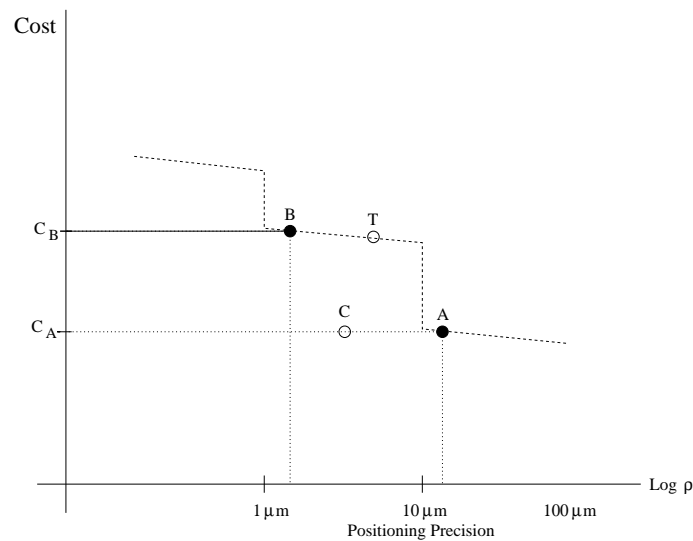
4.4.1 L'assemblage sélectif vu sous l'angle des coûts

Les coûts, critère de choix primordial en industrie Pour autant que la qualité soit assurée, le coût est le critère le plus important pour une entreprise. Si les spécifications de méthode d'usinage et d'assemblage (résolution, répétitivité, temps de cycle, etc.) sont importantes pour déterminer la faisabilité d'un produit, celui-ci ne sera effectivement produit que si son coût est inférieur ou égal à la limite fixée par le cahier des charges. Si plusieurs méthodes ou technologies maîtrisées par une entreprise sont en concurrence pour produire, ce sera indubitablement celle qui assurera le coût final minimum qui sera choisie. Le praticien devra assurer que ses pièces satisfassent les tolérances, en évitant la non-qualité, mais aussi la sur-qualité, qui sont toutes les deux coûteuses.

La modélisation des coûts de production - en particulier ceux d'assemblage - fait partie des travaux du Laboratoire de Production Microtechnique à l'EPFL, pour aider au choix stratégique de l'équipement

Type d'asservissement	Type d'équipement	Préc. ρ	T_c	Investissement	
		[μm]	[s]	[KCHF]	[ct/pc]
Boucle ouverte	Préhens. avec réf. mécanique	140	3	10	0.2
Boucle fermée	Préhens. avec réf. mécanique	95	3	100	2.1
Cames	Préhens. avec réf. mécanique	100	0.8	100	0.6
Boucle fermée et système de mesure	Préhens. à force latérale nulle	25	5	150	5.3
Asservi sur mesure extérieure	Macro-robot	1.5	10	250	17.9
Asservi sur mesure extérieure	Micro-robot	1.5	30	200	42.9

TAB. 4.9 – Caractéristiques des différentes technologies d'assemblage, selon Koelemeijer [121].

FIG. 4.4 – Coût en fonction de la précision de positionnement ρ . Adapté de [123].

d'assemblage [123, 122]. Swift et al. ont aussi utilisé des modèles de coûts pour sélectionner des équipements d'assemblage [190]. Une opération d'assemblage met en lumière les composants usinés précédemment et qui sont non-conformes, mais produit aussi des assemblages non conformes à cause d'une combinaison malheureuse de composants conformes, permise par le tolérancement statistique, par exemple. La propagation des coûts de non-conformité le long d'une chaîne d'assemblage a été étudiée par Becker et Sandborn pour l'industrie électronique [15].

Donnée du problème Imaginons une entreprise planifiant la sortie d'un nouveau produit. Se pose alors la question du choix de l'équipement de production (usinage et assemblage), qui va, du point de vue technique, essentiellement reposer sur la résolution et la répétitivité nécessaire, caractéristiques que nous regrouperons sous le terme de précision de positionnement ρ . Koelemeijer a mis en évidence que l'éventail des solutions à disposition ne propose pas des équipements pour toutes les précisions (tab. 4.9). L'ensemble de solutions est non continu, et le coût de ces équipements suit des paliers (fig. 4.4).

Un responsable de produits microtechniques est parfois confronté à des situations où aucun équipement n'offre la précision requise ρ_T . Ou alors il sera peut-être confronté au dilemme suivant :

1. option A : l'équipement A n'a juste pas la précision suffisante mais produit à un coût unitaire

acceptable,

2. option B : l'équipement B a la précision suffisante mais induit un coût unitaire trop élevé,
3. option C : l'assemblage sélectif, avec l'équipement A et un tri.

Le saut technologique entre les équipements A et B est techniquement justifiable, mais pas toujours économiquement.

Formalisation du problème Soit un produit composé de deux pièces, dont nous devons étudier l'assemblage. Construisons un modèle de coût simple correspondant au dilemme du choix entre deux équipements d'assemblage aux performances différentes A et B ; T désigne la valeur visée (*target*) et C l'option équipement A additionnée d'un tri (fig. 4.5). Définissons :

- C_A, C_B le coût des équipements.
- C_T , le coût du tri, qui devra prendre en compte les équipements de mesure, le stockage et l'augmentation de l'en-cours.
- ρ , la précision de l'équipement ; ρ_A, ρ_B ($\rho_C = \rho_A$) selon l'option choisie, ρ_T la résolution nécessaire pour produire l'assemblage.
- \mathcal{Y} le taux d'assemblages conformes ou rendement ; $\mathcal{Y}_A, \mathcal{Y}_B$ et \mathcal{Y}_C , selon l'option, rendement pris sur toute la production - i.e. comprenant les rendements d'usinage et d'assemblage.

Supposons, sans restriction de généralité, que :

- $\rho_A \geq \rho_T \geq \rho_B$
- $C_A \leq C_B$
- $\mathcal{Y}_C \geq \mathcal{Y}_A$, sinon le tri n'apporte rien !

Nous allons évaluer si le coût de l'option A avec tri (option C) est inférieur à celui de l'option B. Le coût de production est C_A/\mathcal{Y}_A pour l'équipement A, respectivement C_B/\mathcal{Y}_B pour l'équipement B. Si C_T est le coût du tri, l'option C coûtera $(C_A + C_T)/\mathcal{Y}_C$. Le choix de l'option C sera financièrement intéressant si :

$$\frac{C_A + C_T}{\mathcal{Y}_C} \leq \frac{C_B}{\mathcal{Y}_B} \quad (4.4)$$

Pour être intéressant, le tri devra coûter moins de :

$$C_T \leq C_B \cdot \frac{\mathcal{Y}_C}{\mathcal{Y}_B} - C_A \quad (4.5)$$

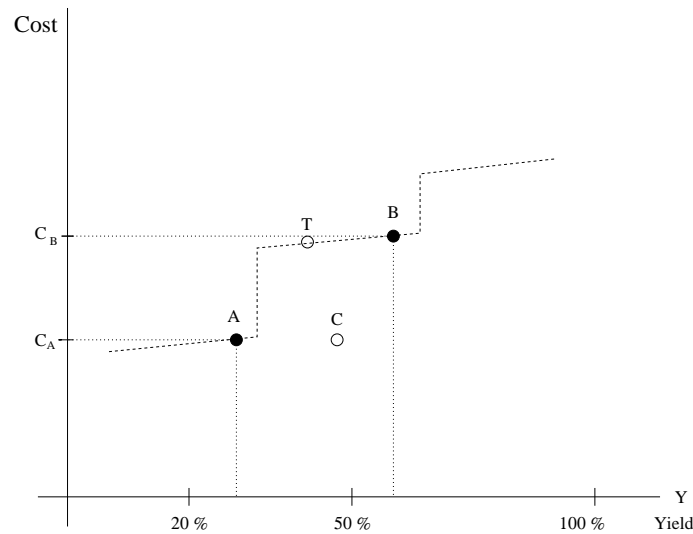
Le coût concerne tous les secteurs d'une entreprise qui doivent collaborer pour minimiser le coût final. Il ne s'agit pas de minimiser le coût d'un composant, au risque de faire exploser le coût d'assemblage. Il faut mesurer le coût global (total) d'un produit. Cela se fait en prenant un rendement global dans le modèle. La détermination des rendements de production nous occupera plus loin. Précisons déjà que $(1 - \mathcal{Y})$ représente les composants non conformes. Le rendement de production englobe :

- Le rendement de l'usinage de chaque composant \mathcal{Y}_{m_i} .
- Le rendement de l'opération d'assemblage des composants, \mathcal{Y}_a .

$(1 - \mathcal{Y}_a)$ prend généralement en compte deux causes d'assemblages échoués :

1. Les paires de composants incompatibles parce que le tolérancement le permet.
2. Les mauvaises réalisations de l'opération d'assemblage.

Nous considérerons que l'opération d'assemblage ne subira pas d'échec (ou approximé négligeable au nombre de paires de composants incompatibles). Nous nous limiterons à la quantification de la première cause.

FIG. 4.5 – Coût en fonction du rendement \mathcal{Y} .

4.4.2 Tri parfait modélisé par des distributions uniformes

Lorsque les dispersions autour des moyennes visées sont grandes comparées aux plages de tolérances, i.e. quand les capacités sont basses, très peu d'assemblages seront conformes et auront le serrage souhaité. Malgré cela, il est possible d'élever le taux d'assemblages conformes en triant les composants (classification en n catégories) et en les appairant de sorte à obtenir des assemblages avec le serrage désiré. Dans ce cas, quel est le nombre optimal de classes, pour un coût de tri donné ? Dans la section qui suit, nous évaluerons cet optimum, lorsque les dimensions des pièces suivent des distributions uniformes (tolérancement ISO).

Supposons que les goupilles et les trous ont des distributions d'égales largeurs τ , un tri parfait en n classes équivaut à définir n nouvelles distributions uniformes d'égales largeurs τ^* , juxtaposées. La i -ème classe ($i = 1 \dots n$) de chaque composant est donnée par :

$$x_i(u) = \frac{1}{\tau^*} \cdot \Pi \left(\frac{u - \mu_{xi}^*}{\tau^*} \right) \quad (4.6)$$

$$y_i(u) = \frac{1}{\tau^*} \cdot \Pi \left(\frac{u - \mu_{yi}^*}{\tau^*} \right) \quad (4.7)$$

avec $\mu_{xi}^* = \mu_x - \frac{\tau}{n} \cdot \frac{n+1-2i}{2}$, $\mu_{yi}^* = \mu_y - \frac{\tau}{n} \cdot \frac{n+1-2i}{2}$ et $\tau^* = \frac{\tau}{n}$.

Si les pièces sont triées et appairées (fig. 4.6), la probabilité globale d'obtenir des assemblages conformes est la somme des probabilités d'obtenir des assemblages conformes de chaque paire de classes appariées. L'équation 2.16 donne la solution $f_i(u)$ pour un signal centré en μ_x^* . C'est une fonction triangulaire. Finalement, nous avons :

$$f(u) = \sum_{i=1}^n f_i(u) \quad (4.8)$$

Considérant $\tau^* = \frac{\tau}{n}$, nous obtenons la probabilité d'obtenir de bons assemblages après tri, en fonc-

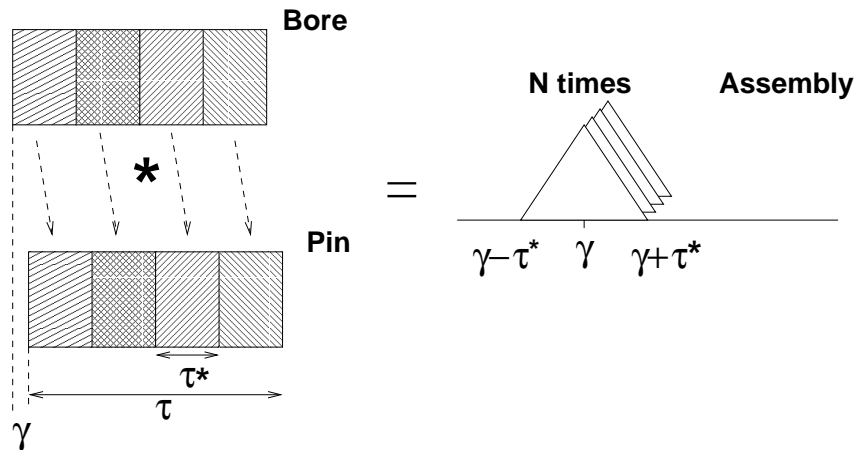


FIG. 4.6 – Tri parfait : convolutions classe par classe et somme de triangles.

tion de la dispersion initiale τ , pour $t \leq \frac{\tau}{n}$:

$$\mathcal{Y}_n = n \cdot \left(\frac{2t}{\tau} - n \cdot \frac{t^2}{\tau^2} \right) \quad (4.9)$$

Pour une seule classe, soit sans tri, $\mathcal{Y}_1|_{\tau=\tau^*} = \frac{2t}{\tau} - \frac{t^2}{\tau^2}$. Le gain potentiel grâce au tri des composants en n classes et en les appairant classe par classe est (fig. 4.7 et 4.9) :

$$G = \frac{\mathcal{Y}_n}{\mathcal{Y}_1} = n \cdot \frac{1 - n \cdot \frac{t}{2\tau}}{1 - \frac{t}{2\tau}} \quad (4.10)$$

Et pour $t \ll \tau$, $G \approx n$.

4.4.3 Tri imparfait modélisé par des distributions gaussiennes

Dans la réalité, l'opération de tri n'est pas toujours capable de faire des séparations parfaites entre les classes. Dans ce cas, les classes sont modélisées par des distributions gaussiennes $N_i(u)$ (fig. 4.8). Approximant une impulsion par une somme de n gaussiennes :

$$\frac{1}{\tau} \cdot \Pi \left(\frac{u - \mu}{\tau} \right) = \sum_{i=1}^n N_i(u - u_i) \quad (4.11)$$

nous avons trouvé expérimentalement que la distance optimale entre les classes, au sens des moindres carrés, est $d_{opt} \approx 0.8 \cdot 2\sigma$. Ainsi :

$$\frac{1}{\tau} \cdot \Pi \left(\frac{u}{\tau} \right) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n N \left(\frac{x - 2 \cdot \sigma_i \cdot i}{\sigma_i} \right) \quad (4.12)$$

avec $\sigma_i = \frac{\tau}{2n \cdot 0.8}$. Par conséquent (fig. 4.9) :

$$\mathcal{Y}_n = \int_{-t}^t \frac{1}{\sigma_i} N \left(\frac{x}{\sigma_i} \right) * \frac{1}{\sigma_i} N \left(\frac{x}{\sigma_i} \right) \cdot dx = erf \left(0.8 \cdot n \cdot \frac{t}{\tau} \right) \quad (4.13)$$

En résumé :

$$\mathcal{Y}_n = erf \left(0.8 \cdot n \cdot \frac{t}{\tau} \right) \quad (4.14)$$

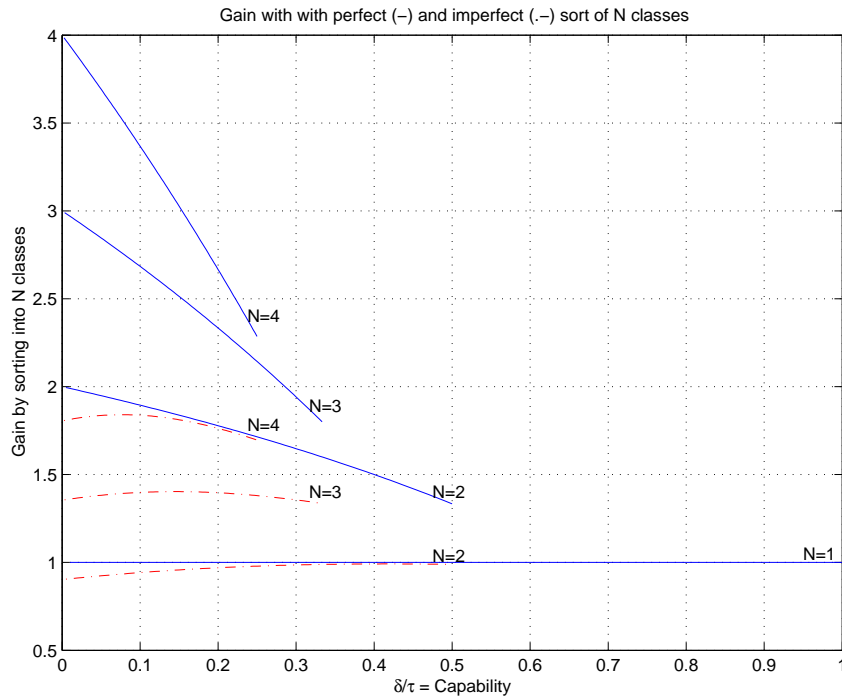


FIG. 4.7 – Gain grâce au tri parfait (—) et imparfait (---).

Application numérique

Un concepteur souhaite un serrage fonctionnel γ entre axes et alésages de $5 \mu\text{m} \pm 2 \mu\text{m}$ ($t = 2 \mu\text{m}$) sur des diamètres nominaux de 1 mm. Admettons que les pièces sortent de l'usinage avec une dispersion τ de $6 \mu\text{m}$ chacun. Calculons le nombre d'assemblages conformes que l'on peut avoir si la distribution des cotes est uniforme dans les cas suivants (tri parfait : éq. 4.9 ; tri imparfait : éq. 4.14) :

1. Sans tri, une seule classe :

$$\tau = 6 \mu\text{m} \quad (C_p = 0.66) \Rightarrow \mathcal{Y}_1 = \frac{5}{9} \approx 56\% \quad (4.15)$$

2. Tri en deux classes (couvrant une plage identique) :

– Tri parfait :

$$\tau^* = 3 \mu\text{m} \quad (C_p = 1.33) \Rightarrow \mathcal{Y}_2 = \frac{8}{9} \approx 89\% \quad (4.16)$$

– Tri imparfait :

$$\mathcal{Y}_2 = \text{erf}(0.5333) = 0.5493 \approx 55\% \quad (4.17)$$

3. Tri en trois classes (couvrant une plage identique) :

– Tri parfait :

$$\tau^* = 2 \mu\text{m} \quad (C_p = 2) \quad t \geq \frac{\tau}{n} \Rightarrow \mathcal{Y}_3 = 100\% \quad (4.18)$$

– Tri imparfait :

$$\mathcal{Y}_3 = \text{erf}(0.8) = 0.7421 \approx 74\% \quad (4.19)$$

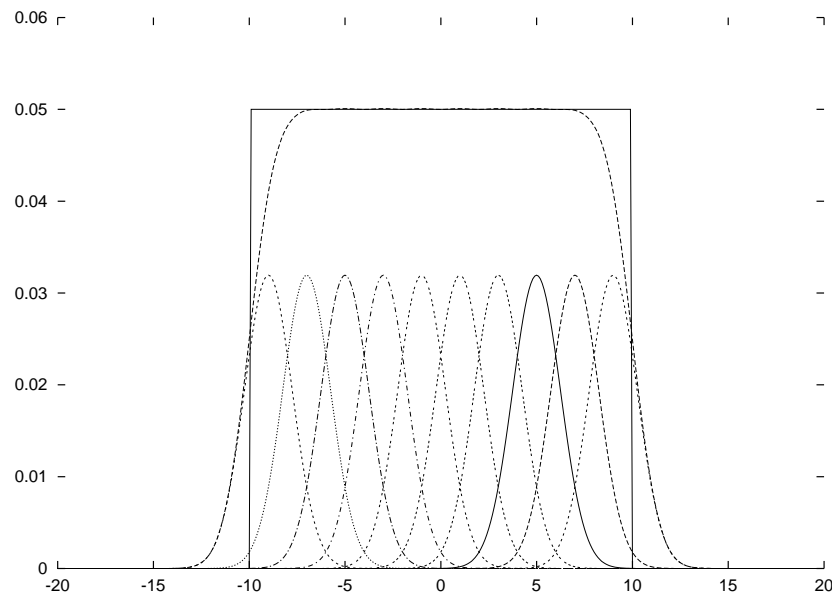


FIG. 4.8 – Tri imparfait : distribution uniforme approximée par une série de 10 gaussiennes.

Pour le modèle de tri parfait, nous voyons que le gain d’assemblages conformes est vraiment important. Si le procédé ne peut s’améliorer (ex : réduction de la dispersion τ des composants) avec les machines à disposition, le tri permet de réduire drastiquement le nombre d’assemblages non conformes et la perte financière d’autant. La capacité du procédé avant tri est de 0.66 et s’élève à 2 pour un tri en 3 classes.

Discussion des modèles de tri parfait et imparfait

Nous constatons sur les graphes (fig. 4.7 et 4.9), que le gain par tri parfait est approximativement deux fois le gain par tri imparfait. Nous y voyons aussi l’intérêt du tri pour des capacités $C_p \leq 0,5$. Celles-ci ne sont pas inhabituelles en micromécanique et dans l’usinage des microsystèmes, où les procédés ne sont pas maîtrisés.

Si la capacité est élevée (p.ex. $C_p \geq 1$), il n’est pas nécessaire de trier les composants. Lorsque la capacité d’assemblage est faible, le tri est une stratégie utile si les procédés d’usinage des composants ne peuvent pas être changés pour augmenter leurs capacités. L’intérêt du tri est évalué à la figure 4.7. Toutefois, le gain d’assemblages conformes doit être sous-pesé avec un coût de tri, sous peine de découvrir que l’optimum est atteint lorsque chaque assemblage est individuellement ajusté, comme les mécaniciens le pratiquaient dans le passé.

4.4.4 Coût du tri

Définissons un modèle simple de coût du tri, où une seule station trie toutes les classes. Le coût total de tri est :

$$C_T(n) = N \cdot (n \cdot \alpha + \beta) \quad (4.20)$$

où α et β sont des coûts unitaires liés au tri, fonction du nombre de classes de tri et fixe, respectivement. Il comprend le coût des équipements de tri, du stockage et des en-cours. Pour le tri parfait, nous avons

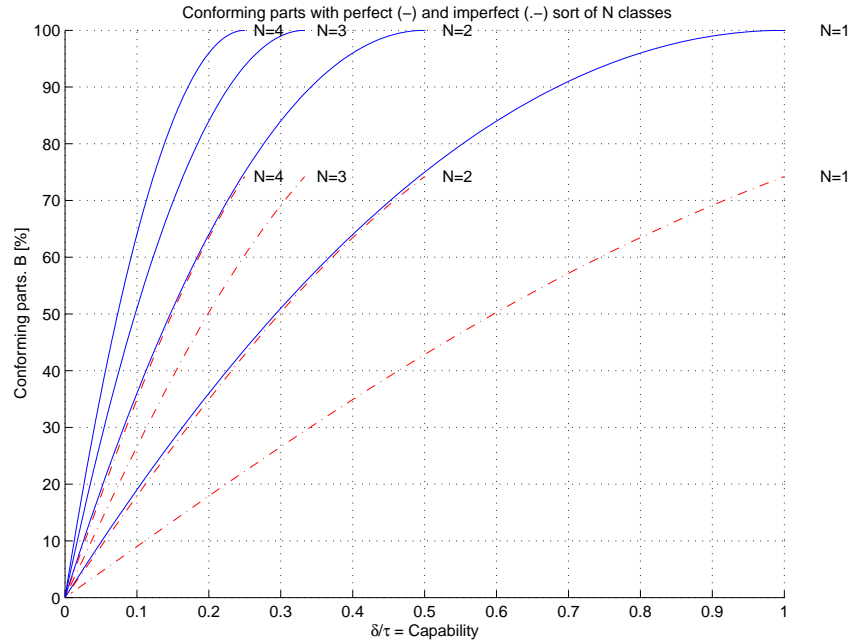


FIG. 4.9 – Taux de pièces conformes par tri parfait (—) et imparfait (·-·).

montré que $\mathcal{Y}_n = n \cdot \left(\frac{2t}{\tau} - n \cdot \frac{t^2}{\tau^2} \right)$. Une fonction coût à minimiser est le coût unitaire de production d'assemblages additionné du coût du tri (p est le coût unitaire d'usinage) :

$$C = \frac{Np}{\mathcal{Y}_n} + C_T(n) = N \cdot \left(\frac{p}{\mathcal{Y}_n} + n \cdot \alpha + \beta \right) \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial C}{\partial n} = 0 \Leftrightarrow \frac{1}{\mathcal{Y}^2} \cdot \frac{\partial \mathcal{Y}_n}{\partial n} = \frac{\alpha}{p} \quad (4.22)$$

$$\Leftrightarrow \frac{\frac{2t}{\tau} - 2n \cdot \frac{t^2}{\tau^2}}{\left(n \cdot \frac{2t}{\tau} - n^2 \cdot \frac{t^2}{\tau^2} \right)^2} = \frac{\alpha}{p} \quad (4.23)$$

Comme nous nous occupons des cas où la capacité d'assemblage est faible (pour une distribution triangulaire, $C_p = \frac{t}{\tau}$ est petite), alors $\frac{t^2}{\tau^2}$ est négligeable ; ainsi :

$$n^* \approx \sqrt{\frac{p}{2C_p}} \quad (4.24)$$

Nous constatons (fig. 4.10), pour ce modèle de coût du tri, que pour de faibles capacités, le nombre de classes sera élevé. Plus le coût du tri est élevé par rapport au coût de fabrication, plus faible sera le nombre de classes pour de basses capacités.

De manière générale, le coût du tri dépend de l'investissement nécessaire pour réussir à mesurer et trier les composants. S'ils sont simples, comme des billes et des axes, de simples systèmes mécaniques offrent une précision de l'ordre du micron. S'ils sont complexes, ils doivent être mesurés par vision, par exemple, et le coût de l'équipement est beaucoup plus conséquent.

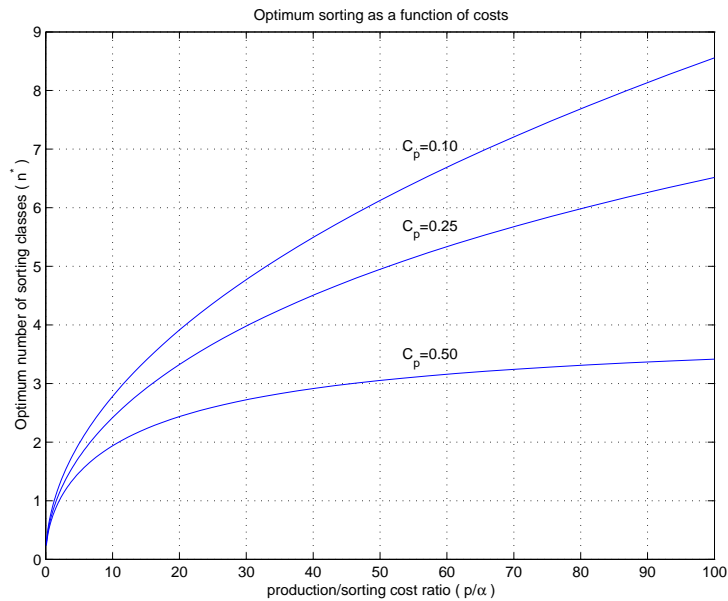


FIG. 4.10 – Nombre de classes optimal n^* pour un tri parfait en fonction du rapport des coûts de production et de tri $\frac{p}{\alpha}$.

4.4.5 Exemple

Un produit requiert le chassage d'une goupille dans un alésage de diamètre 1 mm, avec un serrage fonctionnel γ de $8 \mu\text{m} \pm 5 \mu\text{m}$ ($t = 5 \mu\text{m}$). Les cotes des composants (goupille et alésage) suivent des distributions uniformes (norme ISO). Le fabricant vise une capacité acceptable ($C_p = 1$).

La dispersion d'une mesure τ est proportionnelle à la précision de l'équipement ρ qui l'a permis, soit : $\rho = \lambda \cdot \tau$, pour $0 \leq \lambda \leq 1$. Pour simplifier, prenons $\rho = \tau$, soit $\lambda = 1$. Cela signifie que la dispersion vaut la précision de l'équipement.

Considérant la tolérance de $10 \mu\text{m}$, notre fabricant a besoin d'un équipement de précision $\rho_T = 10 \mu\text{m}$. D'après les exemples de coût et résolution d'équipements (tab. 4.9), il a le choix entre une machine A avec $\rho_A = 25 \mu\text{m}$ et $C_A = 150$ KCHF et une machine B avec $\rho_B = 1.5 \mu\text{m}$ et $C_B = 250$ KCHF.

La machine A permet une capacité $C_p^A = 0.4$ et un rendement $\mathcal{Y}_1^A = 36\%$ insuffisants. La machine B donne une capacité $C_p^B = 6.7$ faramineuse et un rendement $\mathcal{Y}_1^B = 100\%$, mais à un coût de 100 KCHF plus élevé.

L'industriel doit considérer la possibilité d'éviter le "saut technologique" $A \rightarrow B$ en appliquant une stratégie de tri. S'il choisit l'option A, le gain nécessaire est d'un facteur $n = \frac{\rho_A}{\rho_T} = \frac{25}{10} \approx 3$. Il faudra donc trier la production de goupilles et celle d'alésages en 3 classes pour obtenir une capacité finale $C_p^A = 1.2$, correspondant à un rendement $\mathcal{Y}_3^A = 84\%$ (la distribution des assemblages étant triangulaire, éq 4.9).

Il reste à vérifier l'intérêt économique du tri. Pour cela, nous appliquons l'équation (éq 4.5), où \mathcal{Y}_C

est le rendement après le tri (éq 4.9) :

$$C_T \leq C_B \cdot \frac{\mathcal{Y}_n(\tau_A)}{\mathcal{Y}_1(\tau_B)} - C_A \quad (4.25)$$

$$C_T \leq C_B \cdot \frac{\frac{2t}{\tau_B} - \left(\frac{t}{\tau_B}\right)^2}{n \cdot \left(\frac{2t}{\tau_A} - n \cdot \left(\frac{t}{\tau_A}\right)^2\right)} - C_A \quad (4.26)$$

Et alors :

$$C_T \leq C_B \cdot \frac{\frac{2t}{\rho_B} - \left(\frac{t}{\rho_B}\right)^2}{n \cdot \left(\frac{2t}{\rho_A} - n \cdot \left(\frac{t}{\rho_A}\right)^2\right)} - C_A \quad (4.27)$$

Ainsi nous obtenons le coût critique :

$$C_T^* \leq C_B \cdot \frac{\mathcal{Y}_C}{\mathcal{Y}_B} - C_A \quad (4.28)$$

$$\boxed{C_T^* \leq 60 \text{ KCHF}} \quad (4.29)$$

En d'autres termes, la stratégie A n'est payante que si le coût lié au tri est inférieur à 60 KCHF. Si le coût lié au tri est limité au coût machine, il doit être inférieur à 60 KCHF, si la machine de tri est amortie sur la même durée que celle d'assemblage.

Calculons le coût unitaire critique c_T^* ($c_T^* = \frac{C_T^*}{N}$) lié au tri, en déterminant le nombre de pièces N qui passent par cette machine à partir du temps de cycle T_c^A de la machine A et de sa durée d'amortissement, soit $N = \frac{\text{amortissement}}{\text{cycle}}$. L'amortissement des équipements se fait sur 3 ans et 1 équipe, soit $6 \cdot 10^6$ s. Le temps de cycle, également donné par le tableau 4.9, est de 5 s. $N = 1.2 \cdot 10^6$ pcs, et le coût unitaire critique $c_T^* = 0.05 \frac{\text{CHF}}{\text{pc}}$. Dans ce cas, si le coût unitaire lié au tri n'excède pas 5 centimes, alors il est intéressant de choisir l'équipement A et de trier les pièces en 3 classes.

4.4.6 Trouver une voie entre réalisme et simplicité

En micromécanique ou dans les microsystèmes, les capacités et rendements de certains procédés sont souvent faibles ($C_p \leq 0.5$, $\mathcal{Y} \leq 90\%$), parce que la variabilité des procédés d'usinage est trop élevée par rapport au petit intervalle de tolérance que le concepteur peut se permettre pour assurer la fonctionnalité de son assemblage. Nous avons montré que l'assemblage sélectif peut avoir un intérêt financier. Nous avons ainsi mis en évidence que l'assemblage sélectif est une stratégie alternative aux équipements de haute précision ou une stratégie pour augmenter le rendement de procédé ayant atteint leurs limites. En effet, les équipements d'assemblage et d'usinage disponibles proposent généralement une précision soit trop élevée soit trop basse pour une application donnée. Et l'incrément de coût entre les deux équipements donne de l'intérêt au tri, parce qu'il peut permettre de se passer de l'équipement de haute précision.

Grâce à l'assemblage sélectif, il est possible de réduire le nombre d'assemblages ou de composants mis au rebut en élargissant les tolérances. Mais avant tout, le tri offre une garantie de la qualité des assemblages. Nous avons quantifié le gain de rendement réalisable par un tri idéal et par un tri plus réaliste, pour des dimensions suivant une distribution uniforme. Dans un modèle de tri parfait, le gain est à peu près proportionnel au nombre de classes. Finalement, nous avons discuté le choix du nombre de classes optimal pour le tri, pour un modèle simple de coût de tri.

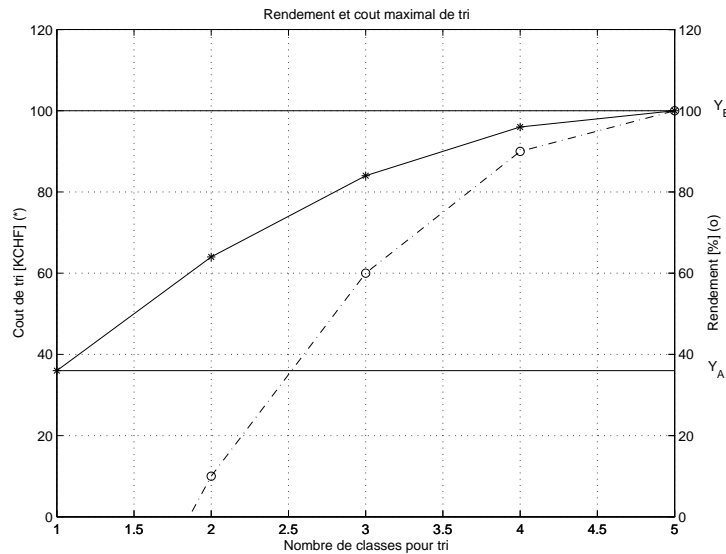


FIG. 4.11 – Exemple de rendement atteignable et coût maximal du tri pour un tri parfait en n classes : les yields sont marqués par (—) et le coût par (---).

Réserves Le modèle de tri imparfait (éq. 4.14) est intéressant pour un nombre de classes élevé. Dans le cas où il n’y a que quelques classes, comme dans l’exemple, négliger les effets de bords fausse passablement les résultats. A l’extrême, lorsqu’il n’y a qu’une seule classe, la différence du gain du tri imparfait par rapport au tri parfait ne serait due qu’aux queues de distribution négligées.

Un modèle plus adéquat pourrait être conçu, en convoluant une classe uniforme avec une erreur de mesure gaussienne, ou même uniforme. En effet, en microtechnique, la précision de mesure est parfois du même ordre de grandeur que la largeur des classes, et alors, les composants d’une classe ”théorique” se retrouvent dans les classes voisines.

Il est difficile de formuler un modèle de coût du tri utile à plusieurs problèmes. En effet, le coût du tri ne dépend pas forcément du nombre de classes, comme pour les billes. Pour des pièces triées automatiquement après mesure par système de vision, le coût dépend de l’amortissement de l’investissement, pas du nombre de classes. Si l’opérateur intervient, il peut y avoir un effet de proportionnalité entre le coût du tri et le nombre de classes.

En assemblage de précision, la limite principale est le système de mesure. Il est rare de pouvoir classer avec une résolution submicrométrique. Les billes et les axes simples sont des exceptions notables.

4.5 Conclusion

- L’assemblage sélectif permet d’augmenter le rendement de procédés au-delà des limites existantes : la résolution est augmentée proportionnellement au nombre de classes de tri.
- Il permet d’éviter un saut technologique coûteux, parce que la précision des équipements d’assemblage n’est jamais exactement celle demandée. Nous avons montré comment calculer l’intérêt économique de cette option.
- Nous avons recensé toute la recherche sur l’assemblage sélectif. Du point de vue de l’ingénieur :
 - Plusieurs questions sur les coûts restent ouvertes, comme l’impact de l’assemblage sélectif sur le coût du service après-vente. D’autres part, il manque des données sur les coûts d’usinage

Tolérance sur le diamètre [μm] (6σ)	Coût unitaire [CHF]	Facteur coût [-]
± 2	0.67	1
± 1	4.50	6.75
± 0.5	17.50	26.25

TAB. 4.10 – Axes Adax en acier trempé. Prix donnés en 2004 pour une commande de 100 axes de diamètre 1 mm et de longueur 4 mm.

en fonction de la précision demandée (tab. 4.10). Ces données permettraient de concrètement montrer les marches de la fonction coût que l'on évite grâce à l'assemblage sélectif (fig. 4.4).

- Le dimensionnement des stocks tampons en fonction de la variabilité des procédés de production serait intéressant.
- Les algorithmes de partitionnement pour des composants aux distributions différentes, non normales et décentrées sont peu satisfaisants pour le praticien, car tous les paramètres varient : nombre, largeur et variabilité des classes.

Perspectives Notre état de la technique a rappelé l'ensemble des résultats connus à ce jour, et mis en évidence les lacunes, essentiellement l'approche du problème par les coûts. Il s'agit aussi de rendre ces méthodes facilement applicables pour un ingénieur de production. Le grand défi est de proposer aux ingénieurs de production des heuristiques pour le choix de la stratégie de partitionnement à partir de la variabilité et du décentrage de chaque série de composants, de la résolution de mesure, et en fonction de la variabilité souhaitée sur l'assemblage final, et du coût. Le tableau 4.11 en est une première esquisse.

- Etendre l'approche de l'assemblage sélectif par les coûts : ne pas seulement se limiter aux coûts d'assemblage, mais aussi ceux d'usinage. Bref, il faut considérer l'ensemble des coûts de production.
- En particulier dans les microsystèmes, les composants sont fabriqués en lots de taille fixe (wafer). Si le rendement d'un lot s'annonce mauvais et que le lancement d'un nouveau n'est pas possible, pour minimiser les pertes, il faudra faire de l'appairage sous-optimal.
- Comment appliquer l'assemblage sélectif lorsqu'on utilise des tolérances inertielles ?

 L'assemblage sélectif en questions

Quel est l'enjeu financier ?

Quel rebut ou quel investissement pourrait-on éviter par l'assemblage sélectif ?

Quelle est la variabilité souhaitée pour la fonction de l'assemblage σ_a ?

Quelle variabilité σ_p ont les moyens de production à disposition ? Les distributions sont-elles gaussiennes ?

Nombre de classes nécessaire : $n = \frac{\sigma_p}{\sigma_a}$.

Comment mesurer les caractéristiques fonctionnelles ? Avec quelle variabilité de mesure σ_m ?

Si $\sigma_m > \sigma_p$, inutile de continuer...

Quelles sont les ressources critiques ?

Mesure ? Stockage ?

Quels sont les coûts d'usinage, d'assemblage, de stockage, de mesure ?

Quel sera l'impact sur l'en-cours, le stockage, le service après vente ?

Quelle stratégie de partitionnement choisir ? Combien de classes faire ?

Largeurs égales ? Aires égales ? Erreur quadratique ?

Combien d'argent gagnera-t-on avec la stratégie choisie ?

TAB. 4.11 – Les questions de l'ingénieur abordant un problème d'assemblage sélectif.

Look for changes as indications of an opportunity for innovation
[67, p. 12].

Peter Drucker (1909-2005), théoricien du management.

5

La force de chassage

Idées fortes

- Dans le domaine élastique, la force de chassage est proportionnelle au serrage, à la longueur du contact axe-trou et au module d'élasticité. Elle n'est pas proportionnelle au diamètre.
- Dans le domaine élastique, le couple de glissement d'un assemblage chassé est proportionnel au serrage, à la longueur du contact axe-trou, au module d'élasticité et au diamètre.
- A l'échelle submillimétrique, le paramètre critique qui contient l'essentiel du risque de non fonctionnement est le serrage. La maîtrise de la fabrication des trous est fondamentale pour maîtriser la variabilité de la tenue.
- Selon les constituants des métaux, la tenue d'un assemblage chassé est augmentée par un brasage par diffusion. Une recuit peut favoriser ce phénomène.
- L'électroformage est une technique de fabrication qui ouvre de nouvelles possibilités de créer une section de contact axe-trou adaptée à la fonction.
- Les cannelures diminuent la rigidité et la force maximale lors de l'insertion (et le risque de déformation plastique), tout en définissant une zone de contact axe-trou constante quel que soit le serrage.

Mots-clés chassage, force de chassage, couple de glissement, serrage, contact.

Organisation du chapitre Pour répondre aux question de recherche, la première étape est de chercher ce qui a été écrit dans la littérature (sect. 5.2). Ensuite, une première liste des paramètres d'influence sera proposée et le choix de ceux qui ont été retenus pour l'étude sera expliqué (sect. 5.3). L'espace de recherche est le domaine microtechnique, soit, pour le chassage, des diamètres compris entre quelques millimètres et quelques dixièmes de millimètre. Figuretront également dans cette section nos principales idées pour augmenter la tenue du chassage et la robustesse du processus. Le dispositif expérimental utilisé sera décrit dans la section 5.4, puis les résultats seront présentés et discutés (sect. 5.5). Grâce à ces expériences, quelques recommandations pourront être données pour l'application du chassage dans les MEMS (sect. 5.6). La conclusion sera l'occasion de revenir sur les questions de recherche (sect. 5.7), les réponses apportées, et d'indiquer des pistes intéressantes pour la suite de ce travail (sect. 5.8).

5.1 Problématique du chassage à l'échelle microtechnique

Au début de nos recherches sur le chassage, en 2003, très peu d'industriels suisses reconnaissaient avoir des problèmes avec le procédé de chassage. Dès les premières visites d'entreprises horlogères, il a été évident que la réalité était tout autre. Dans les ateliers, les praticiens nous montraient des procédés dont la capabilité C_p ne pouvait de loin pas satisfaire aux exigences fonctionnelles. Par exemple, une capabilité $C_p = 0.5$, qui signifie que si le procédé est centré, le rendement n'est que de 88.6%. Dès lors, la réceptivité des industriels a changé.

Pour commencer, une brève analyse des fonctions des chassages est nécessaire, afin de préciser ce qui en est attendu. Notre travail s'articulera autour de trois de ses fonctions. Cette analyse fonctionnelle éclairera les questions de recherche qui suivront.

Définition du chassage Le chassage¹ est une opération d'assemblage qui consiste à enfoncer un axe dans un trou à l'aide d'une presse. L'axe a un diamètre plus grand que le trou.

Définition du frettage Le frettage² se différencie du chassage par l'apport de chaleur pour favoriser l'insertion. Cela différencie leur comportement au déchassage. Généralement, c'est la tenue au déchassage qui importe. Le frettage a laissé intactes les surfaces en contact, la rugosité est quasiment celle mesurée avant l'insertion. Le chassage porte atteinte aux surfaces lors de l'insertion, en arrachant les aspérités sur la pièce la moins dure, en arrachant la fine couche d'oxydes et en chauffant la couche superficielle.

5.1.1 Analyse fonctionnelle du chassage

Les fonctions que l'on exige fréquemment des chassages sont :

- Tenir à une force axiale : c'est la force nécessaire à désassembler, ou force de déchassage.
- Tenir un couple : c'est le couple minimal à fournir pour faire tourner le récepteur sur l'axe.
- Positionner en z (axialement) : lorsqu'il faut positionner un palier dans un trou.
- Servir d'appui pour positionnement en xy : lorsque l'axe doit indexer une pièce, servir de référence dans le plan xy.
- Être réversible : être démontable et remontable, ou à l'opposé, indémontable.

Pour montrer que ces fonctions varient passablement d'un assemblage à l'autre, nous allons détailler les niveaux d'exigence sur ces fonctions dans quatre cas horlogers (tab. 5.1). Il s'agit d'une aiguille de montre placée sur un pivot, d'une pierre positionnée dans un pont (définissant un jeu axial, l'ébat), d'un tenon inséré dans une platine et d'une roue sur son pignon.

Pour le chassage d'une aiguille, la démontabilité et la tenue axiale sont primordiales, le positionnement axial pour la pierre, le positionnement xy pour le tenon, et la tenue au couple pour la roue sur pignon.

Les fonctions attendues sont différentes d'un chassage à l'autre. Il est capital de définir explicitement ces fonctions avant de se lancer dans une optimisation de l'assemblage.

¹En anglais, *press-fit*, *interference fit*, *force fit*. En allemand, *Pressverbindung*, *Presspassung*, *Querpresspassung*, *Längspresspassung*, *Einpressen*. En français, on le retrouve parfois sous le terme d'*emmanchement*.

²En anglais, *shrink-fit*. En allemand, *Schrumpfverbindung* lorsque le récepteur est chauffé et *Dehnverbindung* lorsque l'axe est refroidi.

Fonction	Aiguille-pivot	Pierre-pont	Tenon-platine	Roue-pignon
Tenue axiale	$F > 10 \text{ N}$	important	sans importance	important
Tenue au couple	critique	sans importance	non critique	critique
Positionnement axial (en z)	non critique	critique , $\pm 2 \mu\text{m}$	sur portée	non critique
Positionnement xy	non	non	oui	non critique
Démontabilité	2x	non/oui si position axiale non maîtrisée	non	non critique
Difficultés	Ne pas endommager le mouvement ($F < 40 \text{ N}$) Si or \Rightarrow relaxation du serrage	Garantir \perp face pierre		

TAB. 5.1 – Analyse fonctionnelle de chassages horlogers.

Ce chapitre va traiter de la fonction de tenue au déchassage, soit la force nécessaire pour désassembler, ainsi que de la tenue au couple, soit le couple maximal qui peut être appliqué sans qu'il n'y ait glissement entre l'axe et le récepteur. La fonction de positionnement axial est abordée dans le chapitre 6.

5.1.2 Les questions de recherche

Un des principaux problèmes du chassage à l'échelle microtechnique est la variation de la force de chassage. Au chapitre 6, nous avons vu que la variation de force se répercute en variation de la position verticale (en z). La position variera d'autant plus que les assemblages sont peu rigides. Par exemple, les assemblages horlogers sont peu rigides. Nous avons montré qu'il est possible de contourner le problème de variation de force de chassage grâce à une bande passante élevée pour la mesure, qui permet d'utiliser la mesure de la déformation (ou rigidité) pour corriger la consigne de position verticale. Ceci est possible pour le positionnement en z, car la force de chassage appliquée n'est pas le paramètre fonctionnel, et n'est pas particulièrement critique.

La variabilité de la force de chassage est directement liée à la fonction de tenue au déchassage. L'inconvénient est que cette variabilité de force se répercute directement en variabilité sur la fonction (tenue). Il est nécessaire d'identifier les sources de variation, afin de les maîtriser. Le déchassage est dans la plupart des cas destructeur, il faut pouvoir prédire la tenue de l'assemblage d'après la force à l'insertion. Nous montrerons que pour un chassage traversant, la force de déchassage est proche de la force de chassage lorsque l'axe a traversé le récepteur. Par conséquent, nous discuterons la tenue de l'assemblage d'après la force de chassage.

Il est également important de pouvoir prédire la tenue au couple, sans avoir à la tester. Par exemple, pour une géométrie donnée, il serait souhaitable de pouvoir prédire la tenue au couple d'après la force de chassage.

Les questions qui sont le fil rouge de cette recherche sont :

1. Qu'est-ce qui assure la tenue d'un chassage ? Au déchassage ? Au couple ?
 - Quels sont les paramètres d'influence de la force de chassage ? Et de la tenue au couple ?
 - Quelle est leur influence ?

- Comment réduire la variabilité de la tenue ?
- 2. Comment augmenter la tenue d'un chassage, sans augmenter trop la force de chassage ?
- 3. Comment concevoir un assemblage chassé pour que le processus de chassage soit robuste, c'est-à-dire peu sensible aux fluctuations des différents paramètres ? En d'autres termes, comment diminuer la variabilité du chassage ?

Notons que la robustesse concerne d'une part le procédé de chassage et d'autre part l'assemblage chassé. D'un côté, il s'agit que le procédé d'assemblage proprement dit soit peu variable, que la presse ait une rigidité suffisante pour ne pas être sensible à celle des pièces à assembler. De plus, il est souhaitable que la force d'insertion reste faible pour ne pas déformer l'assemblage. De l'autre côté, il est question que l'assemblage chassé soit robuste, présente une résistance au couple ou au déchassage élevée et peu variable. Finalement, la robustesse du procédé comme de l'assemblage est très dépendante de la géométrie des pièces.

Pour répondre aux questions de recherche, la première étape est de chercher ce qui a été écrit dans la littérature (sect. 5.2). L'espace de recherche est le domaine microtechnique, soit, pour le chassage, des diamètres compris entre quelques millimètres et quelques dixièmes de millimètre (sect. 5.3).

5.2 Etat de la science

Comparativement à d'autres techniques de production, le chassage est peu présent dans la littérature. En particulier, les travaux expérimentaux importants de ces cinquante dernières années sont l'œuvre de quatre hommes (entre parenthèses la période durant laquelle ils ont publié) :

1. Hahne (1964-1969) a étudié expérimentalement l'influence de l'état de surface sur le chassage (force de chassage et tenue au déchassage)[86, 87].
2. Radhakrishnan (1973-1995) a aussi étudié l'influence de l'état de surface sur le chassage et sur le frettage. Il a investigué d'autres moyens d'améliorer la tenue des frettages.
3. Yang (1998-2001) a encore travaillé sur l'influence de l'état de surface, principalement par des modèles d'éléments finis, mais aussi par quelques expériences et même une tentative de modèle théorique étendant le modèle de Lamé-Clapeyron (présenté au paragraphe suivant).
4. Jones (2000-2007) a rapporté quelques expériences de chassage submillimétrique. C'est le seul qui ait travaillé à l'échelle microtechnique à notre connaissance.

Nous allons détailler leurs principaux résultats, après avoir s'être penché sur le modèle utilisé pour le chassage, le modèle de Lamé-Clapeyron. A la fin de cette section seront survolées d'autres publications portant sur le frettage, et quelques unes sur le chassage (sect. 5.2.6).

Les travaux de Yang couvrent uniquement le frettage, qui est plus souvent traité que le chassage dans la littérature. Ceux de Radhakrishnan en grande partie également.

5.2.1 Le modèle du cylindre à parois épaisses, ou modèle de Lamé-Clapeyron

Historique

Les équations de Lamé-Clapeyron, parfois référées comme le modèle du cylindre à parois épaisses³, sont issues d'un mémoire présenté par Lamé et Clapeyron en 1828 à l'Ecole Polytechnique de Palaiseau

³En anglais, *thick wall cylinder*.

(France), qui s'intitule *Mémoire sur l'équilibre intérieur des corps solides homogènes*. Ce mémoire a eu l'honneur d'être présenté à l'Académie des Sciences par Navier et Poinsot, comme l'atteste un rapport daté du 29 septembre 1828 [130, pp.145-149] qui figure en préambule. Au moment de la publication de leur mémoire, Lamé et Clapeyron étaient *Colonels du Génie au service de Russie* : ils enseignaient aux futurs ingénieurs à St-Petersbourg.

La nouveauté de leur travail est qu'ils étudient la déformation élastique des corps solides soumis à des forces. Les équations utilisées pour le modèle du chassage ou du frettage, figurent dans une section applicative de leur mémoire, où le cas d'un cylindre soumis à pression interne et externe est étudié [130, p.385].

L'originalité des résultats de Lamé et Clapeyron est contestée par Navier lui-même, puisque le rapport qu'il fait à l'Académie des Sciences mentionne [130, p.146] :

... dans le mémoire de 1821⁴, ces équations avaient été obtenues par les méthodes de la mécanique analytique. Nous sommes obligés de rappeler ici que ce dernier mémoire contient la première idée de la question, et les fondements des recherches relatives aux corps élastiques. MM. Lamé et Clapeyron n'en faisant aucune mention, on doit penser qu'ils n'en avaient pas connaissance, et qu'ils sont parvenus de leur côté aux mêmes résultats. Ils ont d'ailleurs poursuivi avec succès le genre de recherches qui étoit l'objet de cet écrit.

Cette contestation ne concerne pas nécessairement les équations du cylindre à parois épaisses. Toutefois, concernant le cas d'un cylindre soumis à la torsion, Navier rappelle une nouvelle fois en être l'auteur original [149, p.102, note (a)] :

Les équations différentielles qui expriment les conditions de l'équilibre et du mouvements des corps solides, et qui sont la base des recherches dont il s'agit, ont été données en premier lieu par l'auteur, pour le cas d'un corps homogène, dans un mémoire présenté en 1821 à l'Académie des sciences, et imprimé dans le tome 7^e de ses Mémoires. Cette matière a été depuis le sujet de recherches très-étendues, qui sont contenues principalement dans un mémoire de MM. Lamé et Clapeyron, présenté à l'Académie des Sciences en 1828, et imprimé dans le journal de mathématiques de M. Crelle, dans un mémoire de M. Poisson imprimé dans le tome 8^e des Mémoires de l'Académie, et dans les Exercices de mathématiques de M. Cauchy.

Dans son Eloge de Lamé, lue dans la séance publique annuelle du 28 janvier 1878 de l'Académie des Sciences et publiée dans *Annales des Mines*, Bertrand, secrétaire perpétuel de l'Académie des sciences, relève :

Le mémoire des deux amis⁵, envoyé à Paris, mérita les louanges de Prony et obtint l'approbation de l'Académie des sciences, sans réussir à les satisfaire eux-mêmes. Plus d'une objection les inquiétait encore ; très-heureusement, car, impatientes de toute hypothèse et réunissant de nouveau leurs forces pour les écarter dès le principe, ils étudièrent les lois jusqu'alors inconnues de la pression intérieure dans les corps solides.

Un illustre ingénieur, membre de cette Académie, Navier, avait essayé avant eux une théorie presque semblable, en la faisant reposer sur le même principe, malheureusement contestable. Lamé et Clapeyron admettaient, en effet, comme Navier, que, à l'intérieur d'un corps solide abandonné à lui-même, il n'existe aucune pression. Toujours prêtes à résister, les molécules, dans l'état naturel, seraient sans action mutuelle, en repos par l'absence de toute force, non en équilibre par leur mutuelle destruction ; une force extérieure et un

⁴Il s'agit du mémoire de Navier, *Mémoire sur les lois de l'équilibre et du mouvement des corps solides élastiques*.

⁵Il s'agit de Lamé et Clapeyron.

premier déplacement seraient l'occasion nécessaire et l'origine de leur énergie. L'incertitude visible de cette hypothèse est faite pour laisser bien des doutes, elle n'altère pas heureusement les formules finales. Lamé et Clapeyron n'avaient donc pas trop présumé de leurs forces ; sans atteindre exactement le but, ils avaient rejoint sur la route et devancé, dès leurs premiers pas, un de leurs maîtres les plus éminents.

Il n'est pas dans notre compétence de trancher, mais sur la base de ces documents, nous serions tenté de dire que la formulation originale et générale de déformation d'un corps solide est peut-être due à Navier, mais que son application au cylindre soumis à pression interne et externe est de Lamé et Clapeyron. Dans tous les cas, référer ces équations comme étant de Lamé est un raccourci qui délaisse injustement Clapeyron. Nous les référerons dorénavant comme *équations ou modèle de Lamé-Clapeyron*.

Application du modèle de Lamé-Clapeyron au chassage

Le modèle de Lamé-Clapeyron utilisé pour le chassage n'a pas été développé pour cette application

Nous allons présenter le modèle utilisé pour déterminer la tenue au déchassage d'assemblages frettés. Dans les Techniques de l'Ingénieur, Leluan a décrit les principaux résultats exploitables du modèle de Lamé-Clapeyron pour le frettage [134].

Ce modèle estime que la tenue n'est due qu'à la déformation élastique des composants. Il faut souligner que ce modèle n'avait pas pour objectif de décrire un procédé d'assemblage, mais juste de décrire l'équilibre statique d'une tube (tuyau) soumis à pression interne et externe. Moyennant une simple combinaison avec le modèle du frottement de Coulomb, il a été étendu et appliqué au déchassage et au chassage qui sont des procédés dynamiques. Il est logique que le modèle résultant soit approximatif, mais il a l'avantage de donner la tenue due à la déformation élastique des parois comme point de comparaison.

Le modèle date de 1828, il est surprenant et regrettable que depuis lors, il y ait eu si peu de développements sur des modèles adaptés au chassage. Ceux qui ont créé un modèle du frettage ont évité la difficulté de modélisation du frottement.

Le modèle théorique utilisé pour déterminer la force de chassage pendant l'insertion est construit sur la base de deux modèles très connus :

- Le modèle de Lamé-Clapeyron ou modèle du cylindre à parois épaisses, donnant la pression sur un tube soumis à une pression interne.
- Le modèle classique du frottement (da Vinci, Amonton, Euler, Coulomb), donnant un rapport entre la force normale et tangentielle de deux surface en mouvement relatif.

Les hypothèses

- Déformations purement élastiques.
- Matériaux isotropes.
- Sollicitations uniformes.
- Surfaces parfaitement polies.

La formulation générale de la pression sur le cylindre à parois épaisses Dans le modèle parois épaisses de Lamé-Clapeyron, tel que tiré de Fortini [73, éq. 7.12], la pression à l'interface p est donnée par :

$$p = \frac{i}{D} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_H} \cdot \left(\frac{\left(\frac{D_H}{D}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_H}{D}\right)^2 - 1} + \nu_H \right) + \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{1 + \left(\frac{D_S}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_S}{D}\right)^2} - \nu_S \right)} \quad (5.1)$$

où D_H , D_S sont respectivement le diamètre extérieur de la douille (H) et intérieur de l'axe (S), au repos, sans contrainte. D est le diamètre nominal, i est le serrage, ν_H et ν_S les coefficients de Poisson, E_H et E_S les modules de Young. Ce modèle se simplifie dans notre cas où le diamètre extérieur de la douille réceptrice $D_H \rightarrow \infty$ (plaque "infinie"), et où l'axe chassé est plein ($D_S = 0$, l'état de contrainte est montré à la figure [?]) :

$$p = \frac{i}{D} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_H} \cdot (1 + \nu_H) + \frac{1}{E_S} \cdot (1 - \nu_S)} \quad (5.2)$$

Calcul de la force de chassage avec un modèle de frottement Si on fait l'hypothèse d'un frottement de Coulomb ($F_t = \mu \cdot F_n$ où μ est le coefficient de frottement), on déduit la force de chassage de la pression (assimilée à la force de chassage en première approximation) :

$$F_t = \mu \cdot p \cdot A \quad (5.3)$$

où A est l'aire de la surface de contact. Dans le cas d'un contact cylindrique, on a $A = \pi \cdot D \cdot z$, où z est la longueur verticale du contact ($z_{\max} = L$ où L est la profondeur de chassage) :

$$F_t(z) = \pi \cdot i \cdot z \cdot \mu \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_H} \cdot (1 + \nu_H) + \frac{1}{E_S} \cdot (1 - \nu_S)} \quad (5.4)$$

Définissons F_{\max} , la force maximale de chassage atteinte lorsque le contact se fait sur toute la longueur verticale L prévue :

$$F_{\max} = \pi \cdot i \cdot L \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_H} \cdot (1 + \nu_H) + \frac{1}{E_S} \cdot (1 - \nu_S)} \cdot \mu \quad (5.5)$$

Selon ce modèle, auquel nous nous référerons par la suite comme *modèle de Lamé-Clapeyron complet* du chassage, le diamètre n'a pas d'influence sur la force.

En faisant une nouvelle hypothèse, que l'axe et le récepteur sont du même matériau, nous obtenons le *modèle de Lamé-Clapeyron simplifié* du chassage, très utilisé dans les applications industrielles :

$$\boxed{F_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot i \cdot L \cdot E \cdot \mu} \quad (5.6)$$

Le couple nécessaire à mettre l'axe en rotation dans le trou est alors :

$$\boxed{M_{\max} = F_{\max} \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi}{4} \cdot i \cdot D \cdot L \cdot E \cdot \mu} \quad (5.7)$$

Discussion des limites du modèle de Lamé-Clapeyron de la force de chassage

- Le modèle de Lamé-Clapeyron considère que la déformation n'est qu'élastique. Plus le serrage augmente, plus cette hypothèse devient inexacte.
- Le frottement est modélisé par un coefficient constant. On sait que le frottement dépend de la surface de contact, et donc de la charge, mais aussi de nombreux autres paramètres. Néanmoins le modèle de Coulomb simplifie énormément l'estimation, mais la rend aussi plus fragile. Un facteur de sécurité important devrait être pris.
- Le modèle simplifié existe sous l'hypothèse de récepteur infini. Cette hypothèse n'a presque aucune influence tant que $D_H > 4 \cdot D$, soit pour un axe de 1 mm de diamètre, lorsque les parois ont plus de 1.5 mm d'épaisseur.

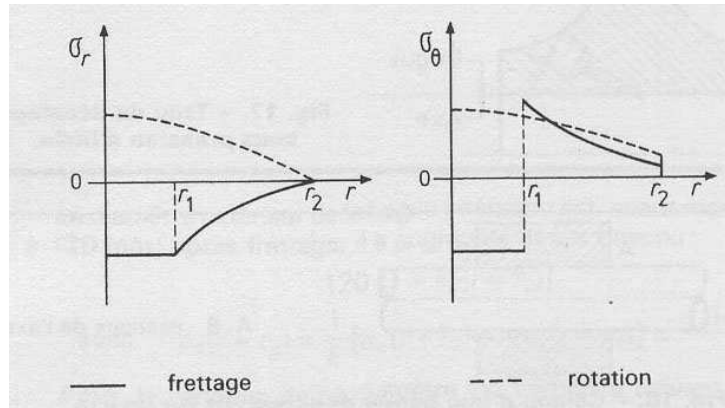


FIG. 5.1 – État de contrainte de frettage et de rotation pour un ensemble disque-axe plein. r_1 et r_2 sont les rayons intérieur et extérieur du disque, respectivement. Tiré de [134].

- D’après notre expérience, plus le diamètre est petit, plus d’autres facteurs prennent de l’importance, comme l’état de surface.
- Le modèle de Lamé-Clapeyron considère que l’état de contrainte est constant sur toute la longueur du contact. Ce n’est pas exact aux extrémités du trou, mais peu important à l’échelle de la mécanique traditionnelle, $D \ll L$. Or, pour les chassages microtechniques, $D \approx L$ ou même $D < L$. L’état de contrainte est plus compliqué, peut-être plus proche d’un état de contrainte plane.
- Pendant le chassage, l’état de contrainte est tridimensionnel, la contrainte verticale n’est pas négligeable ($\sigma_z \neq 0$). Le modèle de Lamé-Clapeyron n’était pas destiné au chassage, et n’intègre pas cette composante.

La correction du serrage de Dubbel tient compte de la rugosité

Le *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering* [17, G28,§1.4.2] propose de tenir compte, dans le modèle de Lamé-Clapeyron, de la rugosité des pièces en corrigeant l’interférence de la manière suivante :

$$i^* = i - 0.8 \cdot (R_{a,H} + R_{a,S}) \quad (5.8)$$

où $R_{a,H}$, $R_{a,S}$ sont les indices de rugosité moyenne du récepteur et de l’axe, respectivement. Ce qui transforme le modèle de Lamé-Clapeyron ainsi :

$$F_{\max} = \pi \cdot (i - 0.8 \cdot (R_{a,H} + R_{a,S})) \cdot L \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_H} \cdot (1 + \nu_H) + \frac{1}{E_S} \cdot (1 + \nu_S)} \cdot \mu \quad (5.9)$$

C’est un modèle semi-empirique, dans le sens qu’il se base sur un modèle en théorie de l’élasticité (Lamé-Clapeyron) et qu’il est adapté sur la base d’expériences. Malheureusement aucun domaine de validité n’est proposé, ni aucun détail fourni sur sa provenance.

5.2.2 Les travaux de Yang sur le frettage

Les travaux de Yang ont porté sur l’influence de la rugosité sur la tenue d’un assemblage fretté [206, 207, 208]. Le frettage utilise la dilatation thermique pour faciliter l’insertion. Ses essais ont été faits avec un diamètre de 16 mm, un serrage de 25 μm , une différence de température appliquée de 200°C, des pièces en acier ($\lambda_{Ac} = 11 \cdot 10^{-6} [\frac{1}{K}]$). Cela représente une dilatation du récepteur de 35 μm suffisante pour éviter le contact à l’insertion. Il n’a considéré que le problème de l’extraction (déchassage).

Provenance	Serrage	$R_{a,H} = 0.24 \mu\text{m}$		$R_{a,H} = 2.18 \mu\text{m}$		$R_{a,H} = 6.82 \mu\text{m}$	
		$i [\mu\text{m}]$	$F [\text{N}]$	$i [\mu\text{m}]$	$F [\text{N}]$	$i [\mu\text{m}]$	$F [\text{N}]$
Expériences	i	25.80	1570	26.90	2690	23.00	3720
Calculs	i_m	28.60	1867	44.70	2918	60.00	3917
Calculs	i_{pp}	27.46	1793	42.10	2749	55.40	3617
Calculs	i_n	28.12	1836	40.34	2634	46.36	3027

TAB. 5.2 – Comparaison des expériences et calculs sur les interférences et forces d'extraction faite par Yang [207]. Les calculs sont faits avec le modèle de Lamé-Clapeyron. Axe de diamètre $D = 16$ mm en acier (trempé) et récepteur en aluminium (duralumin), diamètre extérieur du récepteur $D_H = 60$ mm, longueur du contact $L = 10$ mm, vitesse d'extraction $v = 0.5$ mm/min, coefficient de frottement $\mu_{\text{Ac-Alu}} = 0.15$ et rugosité de l'axe $R_{a,S} = 0$.

La correction du serrage de Yang tient compte de la rugosité

Dans un premier article, il propose de redéfinir le serrage sur le principe qu'il nomme de "maximum de matière". Il rappelle que les normes françaises définissent le serrage comme la différence entre les valeurs moyennes des diamètres de l'axe et du trou. Il introduit deux différentes définitions du serrage :

- Le serrage moyen i_m , donné par les valeurs moyennes des diamètres, c'est-à-dire en prenant la ligne moyenne comme référence.
- Le serrage pic à pic i_{pp} , déterminé par la différence entre le diamètre maximal de l'axe (sur la ligne définie par la plus grande aspérité, R_{max}) et le diamètre minimal du trou (sur la ligne définie par la plus profonde vallée).

La relation qu'il fait entre les deux serrages est :

$$i_{pp} = i_m - 2 \cdot (R_{\text{max}} - R_a) \quad (5.10)$$

Il mentionne une autre version du serrage avec les rugosités moyennes de l'axe et du trou [1, §5.1.2.1] :

$$i_n = i_m - 3 \cdot (R_{a,S} + R_{a,H}) \quad (5.11)$$

Dans la plupart des cas, la rugosité de l'axe est négligeable par rapport à celle du trou, et on a $i_n \approx i_m + 3 \cdot R_{a,H}$.

Il a effectué trois expériences de déchassage à rugosités différentes (fig. 5.2). La force de déchassage augmente avec la rugosité. Yang propose de calculer la force de déchassage avec le modèle de Lamé-Clapeyron, en prenant le serrage pic à pic, et non le serrage moyen. Ses résultats sont présentés dans le tableau 5.2. Ils révèlent la pertinence de son modèle par rapport à son expérience faite avec un axe de diamètre $D = 16$ mm en acier (trempé) dans un récepteur en aluminium (duralumin), de diamètre extérieur $D_H = 60$ mm, avec une longueur de contact $L = 10$ mm, et une vitesse d'extraction $v = 0.5$ mm/min, pour un coefficient de frottement $\mu_{\text{Ac-Alu}} = 0.15$.

Les rugosités de plus de $2 \mu\text{m}$ sont normalement évitées à l'échelle microtechnique... La norme française mentionnée par Yang ([2]) spécifie que la perte de serrage est de l'ordre de $5 \mu\text{m}$ pour les diamètres $D < 180$ mm. Or, Yang l'utilise dans une toute autre ampleur, sa correction est de $\approx 30 \mu\text{m}$ pour un diamètre de 16 mm ! Cela ne semble pas réaliste.

D'autre part, la mesure par jauge semble conceptuellement plus proche d'un serrage pic à pic que d'une valeur moyenne.

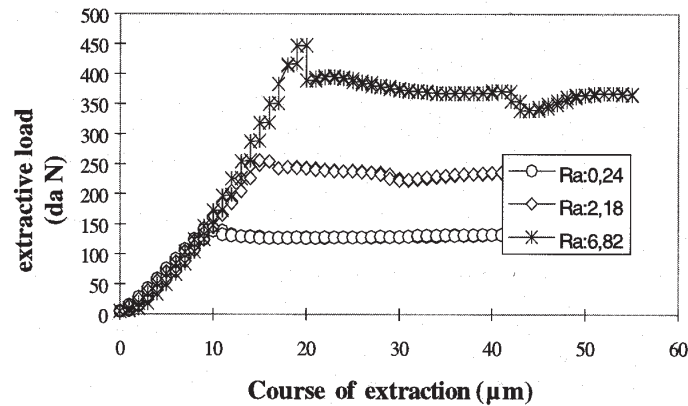


FIG. 5.2 – Trois expériences de déchassage à rugosités différentes. Plus la rugosité est élevée, plus la force de déchassage l'est. Tiré de [207].

Dans un deuxième article [208], Yang propose une correction additionnelle du serrage, due à la plastification des aspérités. Il la recommande lors que les serrages sont élevés, au-delà des $i > 0.0016 \cdot D$, soit lorsque le serrage dépasse $1.6 \mu\text{m}$ pour un diamètre $D = 1 \text{ mm}$.

5.2.3 Les travaux expérimentaux de Radhakrishnan et al. sur le frettage

Rappelons que le frettage se différencie du chassage par l'apport de chaleur pour favoriser l'insertion. Lors de l'insertion, le chassage endommage les surfaces, et non le frettage. Cela différencie leur comportement au déchassage.

Sur plus de 20 ans, Radhakrishnan et al. ont mené en Inde des travaux expérimentaux sur le frettage. Plusieurs articles témoignent de ce qui est, à notre connaissance, le travail le plus complet fourni sur ce procédé [170, 172, 171, 173, 174, 175, 198, 176, 199]. Leur dernier article paru synthétise les principaux résultats [199]. Ils ont étudié méthodiquement le procédé (tab. 5.3), en commençant par l'influence de l'état de surface sur la tenue de l'assemblage [170, 172, 171, 176, 199], ensuite ils ont essayé de chauffer l'assemblage pour faciliter une liaison chimique [172, 174, 199], puis ont testé l'effet du durcissement de surface par brunissage⁶ [173, 175, 199], et finalement ils ont tenté différents revêtements [198, 199].

Leur travail vise à expliquer les phénomènes lors du frettage et font parfois quelques expériences comparatives de chassage [199]. Ils n'ont pas tenté de comparer leurs résultats avec un modèle théorique comme celui de Lamé-Clapeyron, ni de proposer leur propre modèle. Ils n'ont pas varié le serrage, ni le diamètre. Les expériences ont été faites pour des diamètres $D = 20 \text{ mm}$ et des interférences $i = 25 \mu\text{m}$. La plupart des pièces étaient en acier doux, quelquefois en fonte ou en aluminium pour le récepteur.

Influence de l'état de surface, de la rugosité

La très mauvaise qualité des images de Radhakrishnan et al. en rend impossible la reproduction ci-après. Les premiers résultats seront illustrés par des graphes de Hahne [86].

La rugosité des pièces est mesurée avant le chassage. Les pièces sont d'abord chassées, puis la force d'extraction (de déchassage) est mesurée. Les matériaux du récepteur et de l'axe sont identiques, il s'agit d'acier doux.

⁶En anglais, *ball burnishing*.

Augmenter la tenue de l'assemblage	Radhakrishnan et al.	Articles autres
Changement de profil pendant l'assemblage	[171, 176, 199]	
Influence de l'état de surface, de la rugosité	[170, 172, 199]	[86, 206, 207, 208]
Augmenter la tenue par traitement thermique	[172, 174, 199]	
Déposition d'un revêtement	[198, 199]	
Durcissement de surface	[173, 175, 199]	

TAB. 5.3 – Les travaux expérimentaux sur le frettage.

Intuitivement, on s'attend à ce que la tenue de l'assemblage (force maximale d'extraction) augmente lorsque la rugosité diminue, car la surface de contact réelle augmente.

Le chassage Concernant le chassage, la force maximale d'extraction augmente lorsque la rugosité diminue. S'agissant de rugosités élevées, les pics les plus élevés sont lissés et les vallées partiellement comblées, ce qui augmente la surface de contact réelle.

Dans un premier temps, la force de glissement diminue avec la rugosité, puis augmente dans un second temps. Le point d'inflexion rapporté par les auteurs est $R_a = 0.5 \mu\text{m}$. Cette particularité se comprend mieux en observant le rapport entre la force maximale d'extraction et la force de glissement. Plus les surfaces sont rugueuses, plus la différence entre ces forces est grande.

Le frettage Pour le frettage, à l'inverse du chassage, il n'y a pas d'abrasion des surfaces pendant l'assemblage. La force maximale de déchassage présente un point d'inflexion. A faible rugosité, la surface de contact est plus élevée, donc la force d'extraction est élevée. Lorsque de grandes rugosités s'interpénètrent sans avoir été endommagées à l'insertion, la force d'extraction est élevée. Entre ces deux extrêmes, la tenue de l'assemblage est plus faible. La force de glissement est plus élevée lorsque la rugosité est faible. On peut supposer que les pics ont été cassés au moment de force maximale. Puis, lors du glissement, la surface de contact augmente et la force de même.

Test de couple Ramachandran et Radhakrishnan mentionnent avoir mené des tests de couple avec des pièces en acier doux où le couple de glissement diminuerait plus ou moins exponentiellement lorsque la rugosité augmente. Ceci corrobore les résultats des expériences sur les forces d'extraction des assemblages chassés.

Déchassages répétés Dans le cas d'insertions répétées (chassages multiples), on attend intuitivement que la force maximale d'extraction diminue au fil des chassages. Les forces de déchassage sont très diverses. Il est difficile d'en dégager des tendances univoques. En revanche, la tendance est plus claire pour la rugosité des surfaces, les aspérités sont lissées. La surface de contact est augmentée, mais sans doute au détriment du serrage effectif.

Changement de profil suite à l'assemblage : comparaison du chassage et du frettage Les expériences confirment ce qui est instinctivement pressenti, à savoir que des pièces assemblées par frettage ont leur profil sauvegardé par l'insertion (quasi) sans contact du frettage, ce qui n'est pas le cas du chassage [171, 176]. Les expériences sont faites avec des pièces en acier doux et en aluminium, alternativement pour l'axe et le récepteur.

- Chassage : les profils sont considérablement changés, l'interférence effective est réduite par le chassage. Dans leur cas, l'axe est le moins dur, le profil est lissé. La déformation est plus marquée pour le récepteur qui est moins dur. Des résidus d'aluminium dans le récepteur en acier ont été constatés.
- Frettage : les profils changent très peu. L'interpénétration des aspérités est plus grande que pour un chassage, et la tenue de l'assemblage aussi. L'axe moins dur est quelque peu lissé au déchassage. Une curiosité à relever : des petits décalages axiaux de moins de $10\ \mu\text{m}$ ont été constatés sur le profil du récepteur avant et après chassage. Rappelons que l'axe est refroidi à l'azote liquide pour l'assemblage. Les auteurs interprètent ce décalage comme dû à l'allongement du récepteur lorsqu'il revient à température ambiante.
- Changement de profil en fonction du diamètre extérieur du récepteur : plus le diamètre extérieur est élevé, plus les profils sont déformés. Cela est en accord avec le modèle de Lamé-Clapeyron. Le diamètre extérieur variait de 40 – 60 mm.

Résumé Pour un axe et un récepteur en acier doux assemblés par chassage, plus les rugosités sont faibles, plus les forces de déchassage sont élevées. Concernant le frettage, lorsque la rugosité augmente au-delà d'un seuil, la force de déchassage augmente.

Les auteurs signalent avoir rencontré une grande variabilité dans leurs expériences [170, p.716].

Hahne a observé le même type de comportement de la force par rapport à la rugosité (fig. 5.3). Ce dernier a également varié les techniques de finition. Sans surprise, plus la surface est rugueuse, plus la différence entre la force initiale d'arrachage et la force de glissement est importante (fig. 5.5). Cette tendance s'inverse lorsque la finition devient excellente, très peu rugueuse (fig. 5.4). Hahne a aussi étudié l'effet du serrage. Logiquement, la pression augmente avec le serrage, et l'effet n'est pas linéaire pour les serrages importants (notamment à $100\ \mu\text{m}$ pour $D = 30\ \mu\text{m}$, fig. 5.6).

Beshelukova a formulé des modèles linéaires et logarithmiques du changement de la hauteur des aspérités après chassage [21].

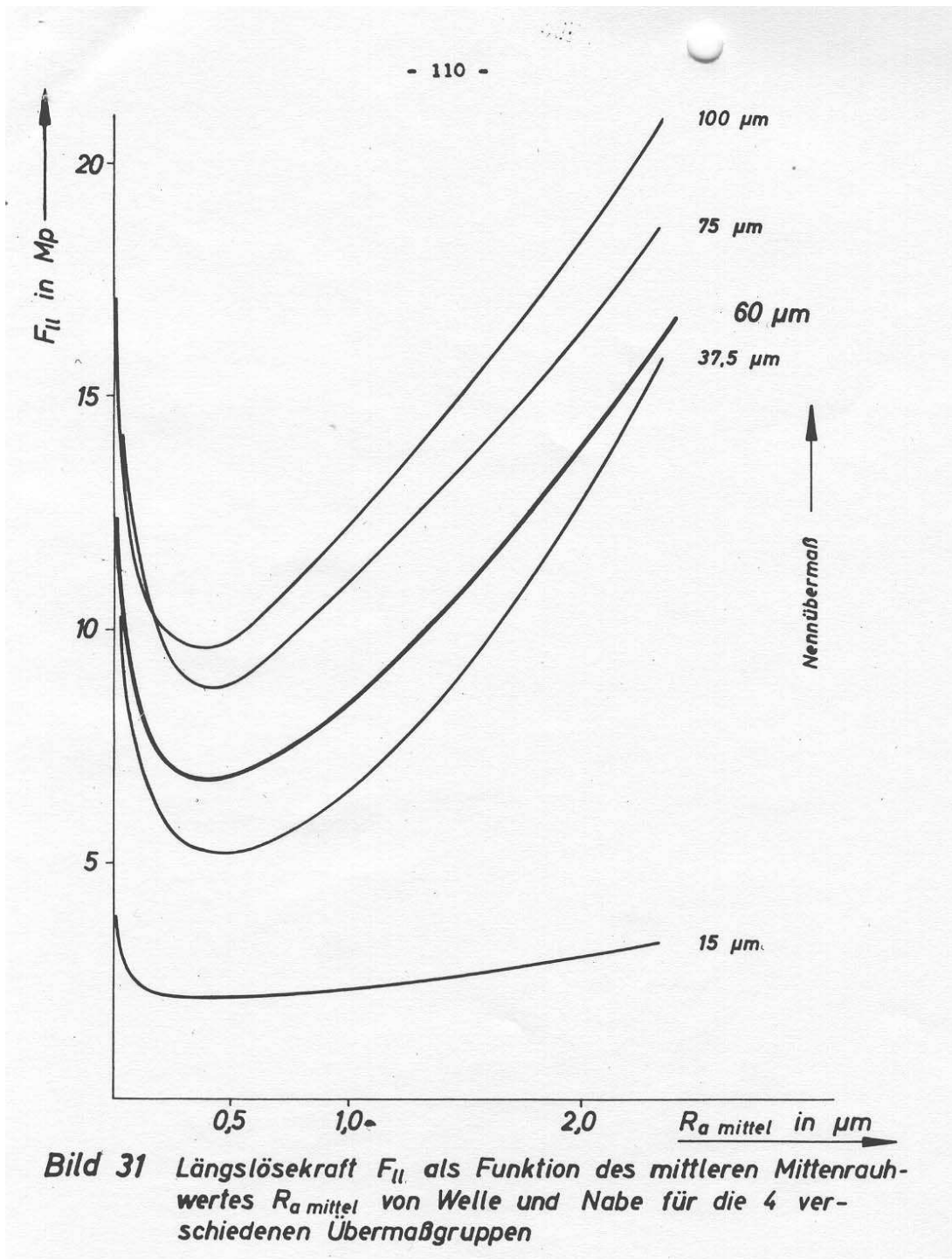


FIG. 5.3 – La force maximale en fonction de la rugosité, pour différents serrages. Tiré de [86].

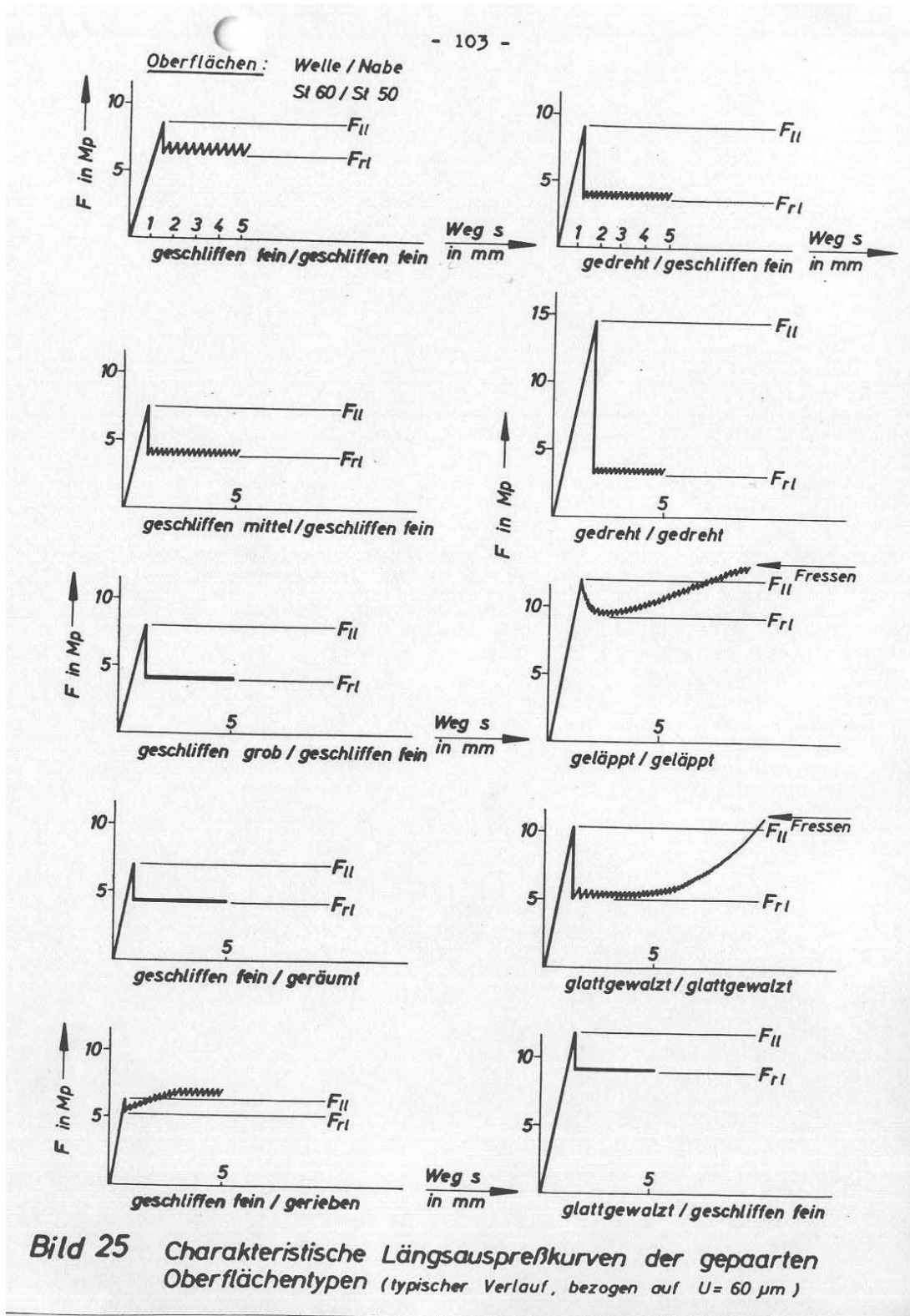


FIG. 5.4 – Graphes force-déplacement, pour différents types de finition. Tiré de [86].

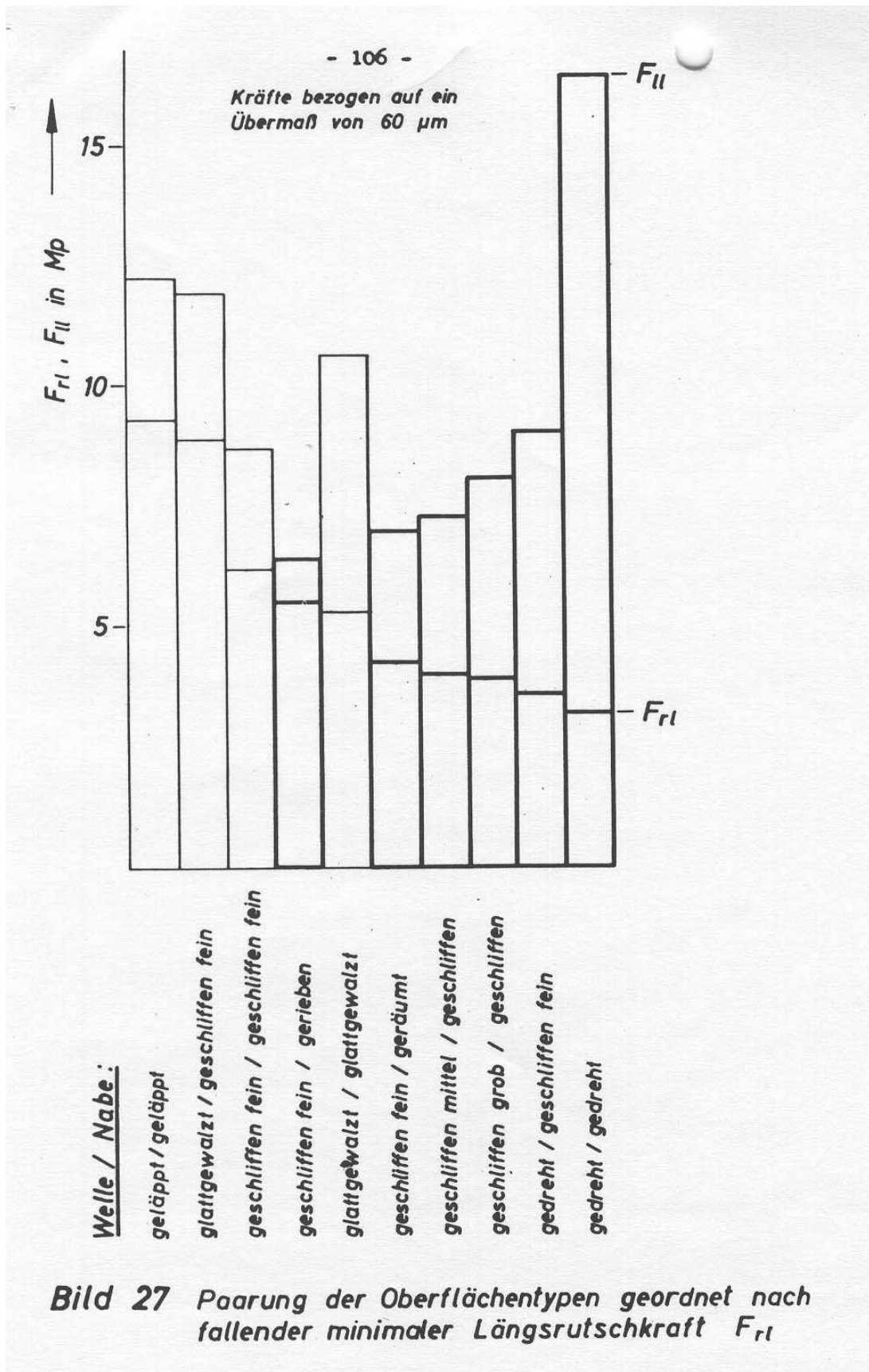


FIG. 5.5 – La synthèse, avec uniquement les forces maximales et forces de glissement, pour les différents types de finition. Tiré de [86].

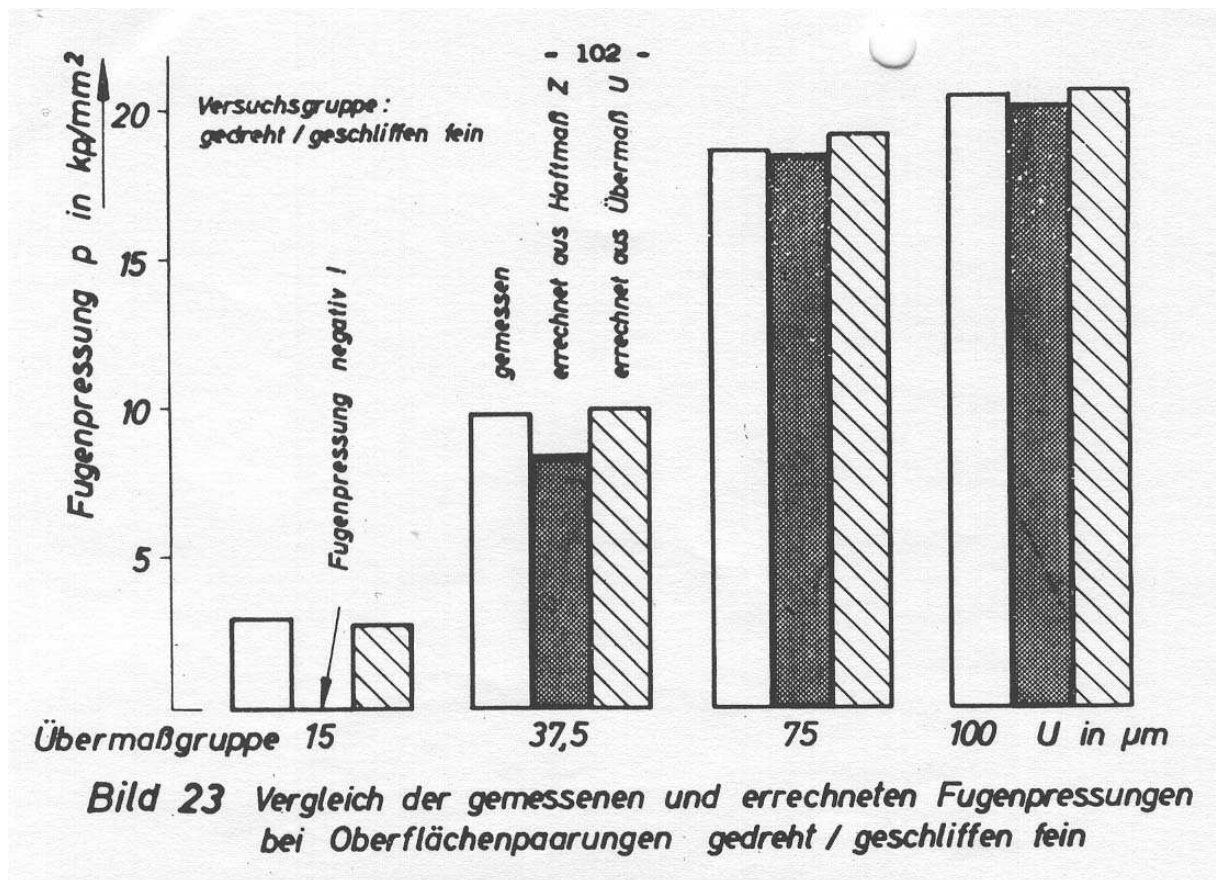


FIG. 5.6 – La pression à l'interface en fonction du serrage, pour différents types de finition. Tiré de [86].

Augmenter la tenue par un recuit de détente

La tenue de l'assemblage est augmentée significativement par traitement thermique.

- Elle est sans doute due au brasage par diffusion⁷. La pression à l'interface est élevée lorsque les pièces sont assemblées. En augmentant la température, la pression diminue et un lien métallurgique se crée entre les métaux. Ceci est favorisé par la présence de plomb, métal très ductile. En effet, la pression de contact élevée va déformer davantage le métal ductile, ce qui diminuera le nombre de cavités et par là-même la quantité d'oxygène présente à l'interface. Au final, la zone de contact est d'autant plus grande que les métaux sont ductiles, ce qui favorise la diffusion. En première approximation, cet effet se passe dès que la température atteint le tiers de la température de fusion exprimée en Kelvin, soit pour le plomb ($T_f = 600$ K), plus bas que la température ambiante...
- Elle peut être due à l'écrouissage, qui produit un durcissement à cause de la diffusion de carbone dans les dislocations, et les bloque.

Déposition d'un revêtement et traitement thermique

L'électrodéposition de différents matériaux – argent, cuivre, chrome ou nickel – a été testée [198, 199]. Une couche de $5 \mu\text{m}$ est déposée sur les axes. Ensuite, l'assemblage est exposé pendant plusieurs heures à 500°C .

Avec un revêtement chrome ou nickel et en 7 h à 500°C , la tenue de l'assemblage est triplée (fig. 5.7) ! Il y a probablement diffusion du chrome et du nickel dans le récepteur en acier, car des oxydes de chrome et de nickel sont détectés à sa surface.

La couche de cuivre n'apporte rien par rapport à un assemblage sans revêtement. Les auteurs le mettent sur le compte du cuivre, qui empêcherait la formation d'une couche d'oxyde sur l'acier.

Les hypothèses mentionnées sont :

- Le revêtement bouche les creux et augmente ainsi la surface de contact.
- A cause de la pression de contact et de la température élevées sur une longue durée, il se produit une diffusion des atomes de la couche déposée dans le récepteur.

Bobrovnikov aussi a étudié l'effet de revêtements anti-corrosion sur les chassages [24], tout comme Vinogradov [201], Pogoretskii [162] et Svyatukha [189].

Durcissement de surface En pratiquant un durcissement de surface suivi d'un traitement thermique des pièces (recuit de détente), Ramamoorthy et Radhkrishnan ont observé une augmentation de la tenue d'un facteur 4 (fig. 5.8).

Shneider a également constaté une augmentation de la tenue selon la technique de finition (par polissage ou brunissage) [184]. Khvorostukhin a recréé une rugosité grossière dans le même but [119]. Erlenekov a même établi un modèle de coût pour déterminer la technique de finition qui garantira une certaine tenue au moindre coût [69].

5.2.4 Les travaux expérimentaux de Jones sur des trous submillimétriques usinés par LIGA

A notre connaissance, Jones est le seul à avoir rapporté des expériences de chassage à l'échelle submillimétrique. Son premier article date de 2000, et il y relate essentiellement la mise sur pied de son banc d'expériences [106, 102]. Il présente aussi le graphe d'un essai fait avec un diamètre de $170 \mu\text{m}$.

⁷En anglais, *isothermal diffusion welding*.

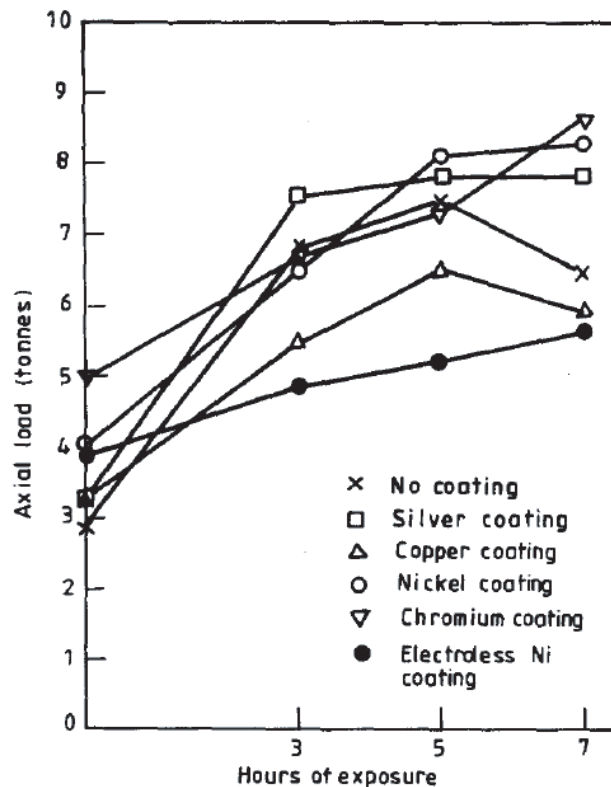


FIG. 5.7 – Effet d’un revêtement et d’un traitement thermique sur la tenue d’un assemblage fretté. Avec un revêtement chrome ou nickel et en 7 h à 500 °C, la tenue de l’assemblage est triplée ! Tiré de [198].

En 2004, il présente quelques essais faits avec des diamètres de 500 μm dans une profondeur de 500 μm avec 3 μm de serrage, et lubrification. Il constate une différence entre ses expériences et le modèle de Lamé-Clapeyron [103] : la force maximale ($F_{\text{max}} = 10 \text{ N}$) est atteinte à mi-profondeur, et une fois la plaque traversée, la force se stabilise à 4 N. Sans lubrification, il relève le même effet, pour une force maximale un peu supérieure. Et ceci quel que soit le sens de chassage. Dans cet article, il émet les hypothèses explicatives suivantes :

- Déformation de la goupille sous charge, qui la rendrait convexe, non-uniforme le long de son axe. Ses tentatives de modélisation dans cette direction ont échoué.
- Léger désalignement à l’insertion. En mesurant la force et le moment latéral pendant l’insertion, il constate que leurs maxima sont atteints lorsque la force s’est stabilisée en fin de chassage. Cette explication lui semble peu convaincante.
- Le procédé LIGA formerait des trous plus étroits à mi-profondeur. Lors d’une communication orale (30.10.06), il a avancé que c’était l’hypothèse la plus probable selon lui, et que ce resserrement dans les trous serait de l’ordre de 0.1 – 0.2 μm . Il correspondrait au sous- ou sur-développement du PMMA.
- Une superposition des hypothèses précédentes.

En 2005, Jones propose l’analogie du chassage avec l’insertion d’une broche dans un connecteur [104, 92]. L’allure du graphe force-déplacement est semblable, mais il a ajusté les paramètres du modèle

pour que la courbe du modèle corresponde à ses essais (communication orale du 30.10.06).

En 2006, Jones rapporte des expériences faites dans trois matériaux [105] :

- Pièces en nickel-manganèse produite par LIGA (fig. 5.9(a)) : les courbes force-déplacement sont semblables à la deuxième insertion, ce qui signifie qu'il n'y a pas de changement notable de géométrie pendant l'insertion et l'extraction.
- Pièces en acier percées et alésées (fig. 5.9(b)) : l'allure de la courbe force-déplacement est comparable à celle du modèle de Lamé-Clapeyron. En particulier, la force maximale n'est pas très différente de la force après avoir débouché du trou. D'autre part, au deuxième chassage, la force est inférieure d'environ 5 N. Il y a une petite usure.
- Pièces en laiton percées et alésées (fig. 5.9(c)) : l'allure de la courbe force-déplacement change énormément entre le premier et le deuxième chassage. L'usure est très importante pendant la première insertion.

Dans ses conclusions, il relève que la force maximale n'est pas un bon indicateur de la tenue d'un assemblage. Cela se conçoit aisément concernant ses expériences dans le laiton ! Pour la modélisation, il propose de garder le modèle de Lamé-Clapeyron, et d'adapter le coefficient de frottement en fonction de la profondeur d'insertion ($\mu = \mu(z)$).

Lors d'une communication orale avec Jones, il nous a rapporté quelques constats sur ses usinages :

- Il a constaté de grandes dérives avec le même outil, au fil des perçages.
- Par contre, pour des trous usinés avec des outils du même fabricant, au même stade d'usure (à nombre de trous usinés égal), la force de chassage est très répétable.
- Il a constaté davantage de variabilité sur la force de chassage dans les trous usinés par LIGA que dans ceux usinés par perçage. Il suppose que la variabilité du diamètre des trous LIGA est supérieure à celle des trous percés.

Ses travaux sont en cours, et on comprend aisément que de nombreux points soulevés souffrent encore d'explications non satisfaisantes.

5.2.5 Comparaison des modèles de chassage existants

Le tableau suivant compare forces et moments avec des résultats issus de nos expériences (trous électroformés [35] et alésés [46] et de la littérature [27] (tab. 5.2.5). On peut faire les constats suivants :

- Les corrections de Dubbel sont très grandes lorsque la rugosité est élevée. Celles de Yang sont tellement gigantesques que cela semble douteux.
- Pour les expériences dans les trous alésés, tous les modèles sont loin des expériences. La correction de Dubbel est de l'ordre de 20% de la valeur trouvée par le modèle de Lamé-Clapeyron complet.
- Pour les expériences dans les trous électroformés, les modèles ne sont pas très loin de la réalité. La correction de Dubbel est de moins de 5%.
- Pour les expériences rapportées par Booker, les modèles sont assez loin des expériences. La correction de Dubbel est de 40% et va dans la mauvaise direction.

Les modèles de Yang et Dubbel ne semblent pas très fiables, et la correction de l'interférence semble avant tout empirique, dédiée à une application donnée. Leur chemin ne nous semble pas intéressant.

Modèle	Param.	Unité	Electroformés	Alésés	Booker
Matériau axe			Ac 100Cr6	Ac 100Cr6	Acier
Matériau récepteur			Ni	CuZn39Pb2	Acier
	D	[mm]	1.00	1.00	22.00
	D_H	[mm]	4.00	20.00	60.00
	D_S	[mm]	0	0	0
	L	[mm]	0.40	1.50	15.00
	i	[μm]	4	8	27
	E_H	[GPa]	155	90	218
	E_S	[GPa]	210	210	218
	ν_H	[—]	0.31	0.31	0.31
	ν_S	[—]	0.31	0.31	0.31
	μ_{H-S}	[—]	0.20	0.20	0.15
	$R_{\max,H}$	[μm]	1.50	7.00	9.30
	$R_{a,H}$	[μm]	0.15	1.50	9.30
	$R_{\max,S}$	[μm]	0.50	0.50	1.70
	$R_{a,S}$	[μm]	0.10	0.10	1.90
Lamé-Clapeyron complet	F_{\max}	[N]	79.8	421.3	20'802.8
Lamé-Clapeyron simplifié	F_{\max}	[N]	77.9	339.3	18'006.0
Dubbel	F_{\max}	[N]	75.8	353.9	16'885.6
Yang 1	F_{\max}	[N]	25.9	-316.0	7'869.3
Expériences	F_{\max}	[N]	88.6	147.0	—
Lamé-Clapeyron complet	M_{\max}	[N · mm]	39.9	210.6	228'831.3
Lamé-Clapeyron simplifié	M_{\max}	[N · mm]	39.0	169.6	198'066.2
Dubbel	M_{\max}	[N · mm]	37.9	353.9	185'742.0
Yang 1	M_{\max}	[N · mm]	13.0	-158.0	86'562.2
Expériences	M_{\max}	[N · mm]	29.4	—	291'321.5

TAB. 5.4 – Comparaison des forces et moments calculés et expérimentaux, sur des exemples pris dans nos expériences (trous électroformés [35] et alésés [46] et dans la littérature [27]). Les axes en Ac 100Cr6 étaient trempés.

5.2.6 Survol d'autres publications sur le chassage et le frettage

Modèles élasto-plastiques du frettage

Cordts dresse un petit historique du développement de modèles élasto-plastiques. Il mentionne que le premier est l'œuvre de Lundberg en 1944 [59, pp. 2-7]. Lundberg était parti d'un état de contrainte plane ($\sigma_z = 0$), et d'un comportement élasto-plastique idéal, sans écrouissage.

Kollmann a publié un livre avec les principaux résultats [125]. En français, consulter l'ouvrage de Jaoul [98].

Axe élastique et récepteur élasto-plastique Gamer a développé un modèle élasto-plastique avec l'hypothèse et la limite que l'axe est parfaitement élastique, et le récepteur élasto-plastique. Il l'a construit pour différentes lois d'écoulement, allant d'une relation linéaire à différentes lois de puissance [78]. Lytkina l'a aussi fait pour une loi de puissance [136].

Mack et Bengeri ont développé un modèle qui décrit le comportement de l'axe et du récepteur pendant un frettage [137, 18, 138]. Ils étudient l'évolution de la zone de déformation plastique pendant le régime transitoire avant l'équilibre thermique. Auparavant, Raschke s'était attaqué à l'influence de la température sur l'état de contrainte pendant l'opération [177].

Axe et récepteur élasto-plastiques Kerth a fait l'étude du comportement dans quatre cas, où l'axe et le récepteurs sont élastiques, élastiques-plastiques, l'un élastique et l'autre élastique-plastique et vice-versa, avec une loi d'écrouissage linéaire [117]. Il a constaté une bonne correspondance avec ses expériences ($D_0 = 50$ mm, $D_1 = 30$ mm, $D_2 = 80$ mm, $i = 25 - 125$ μ m).

Baldanzini propose une formulation lorsque l'axe et le récepteur sont élasto-plastiques [14]. Il propose aussi une méthode de résolution itérative pour trouver la solution quelle que soit la loi d'écoulement.

Résumé

1. Axe élastique, récepteur élasto-plastique
 - (a) Sans écrouissage : Lundberg 1944
 - (b) Ecrouissage linéaire, loi de puissance : Gamer [78]
 - (c) Ecrouissage de Melan-Prager-Koiter et critère de Tresca : Kollmann [125]
 - (d) Récepteur à épaisseur variable : Guven [85]
 - (e) Evolution des contraintes et de la température pendant le procédé : Mack et Bengeri [137, 18]
2. Axe et récepteur élasto-plastiques :
 - (a) Sans écrouissage : Kerth [117], confirmé par des résultats expérimentaux [118]
 - (b) Loi d'écrouissage quelconque : Baldanzini [14]

Travaux applicatifs sur des analyses par éléments finis

Benuzzi et Donzella [19] partent de mesures du coefficient de frottement pour déterminer la force de chassage d'un axe dans une roue de train. Les mesures sont injectées dans un modèle FEM et dans le modèle simplifié de Lamé-Clapeyron, les résultats sont proches. C'est un très ancien problème, à témoin un article de Russell datant remontant à 1933 [182].

White et Humpherson ont utilisé l'analyse par éléments finis pour déterminer une géométrie de l'axe qui évite les concentrations de contrainte à la surface du récepteur, typiquement une gorge [205]. Parsons et Wilson ont calculé par éléments finis la contrainte présente à cette même surface [151].

Zhang et al. ont étudié une géométrie très plane [211], avec un très grand diamètre ($D \approx 400$ mm) mais une petite longueur de contact ($L = 20$ mm), pour laquelle le modèle de Lamé-Clapeyron ne donnait pas satisfaction, parce qu'il ne prend pas en compte les contraintes planes. Basés sur un modèle FEM, ils ont proposé un facteur de sécurité de 2.5 sur l'interférence.

Sen et al. ont étudié par éléments finis le niveau de contrainte en fonction du rapport L/D et de l'interférence [183, 150].

Travaux divers

En 1959, Friedewald a écrit un état de la technique sur le frettage [76]. Biederstedt a mené des expériences pour établir l'influence de la rugosité, de la vitesse d'insertion sur le frettage [22]. Bürger[45] a investigué l'influence des tolérances et de la technique de finition sur le chassage.

Le domaine du frottement des métaux est capital à la compréhension des phénomènes se produisant à l'interface axe-trou. Les travaux fondamentaux sur le frottement des métaux sont dus à Bowden et Tabor [38, 39]. Une très bonne et récente référence sur le frottement glissant à l'échelle nanométrique ou micrométrique est le livre de Persson [154].

Lewis et al. ont utilisé des ultrasons pour déterminer la pression de contact à l'interface des pièces [135]. Si la pression est élevée, le contact est intime et l'onde ultrasonore est transmise, alors que si la pression est faible, il y a davantage de zones sans contact et l'onde est réfléchiée. Les mesures sur des diamètres de l'ordre de 50mm et interférence de $25 - 75 \mu\text{m}$ rapportées sont en accord avec le modèle de Lamé-Clapeyron.

Lorsque l'axe chassé est soumis à une forte charge radiale mais pas distribuée sur tout son pourtour, il peut se décoller. Hou et Hills ont les conditions d'un tel glissement [93].

Kim et Lee ont créé une connection avec des dents d'environ 1 mm de large [120]. Ils ont ainsi augmenté la résistance au couple de l'assemblage d'un facteur 3.5 par rapport à un joint adhésif.

Il faut encore mentionner que bon nombre d'articles écrits sur le *press-fit* concernent l'insertion d'une broche dans son connecteur, trop loin de notre cas cylindre-trou, notamment par rapport à l'ordre de grandeur des pressions. L'objectif est soit de réduire la force à l'insertion [91, 92], soit d'optimiser la tenue en trouvant la bonne géométrie de broche. Les résultats ne nous ayant pas semblés utilisables, ils ne seront pas détaillés ci-après.

5.2.7 Domaines couverts par les travaux existants et spécificité de notre travail

Les quatre travaux expérimentaux détaillés portent essentiellement sur l'influence des états de surface sur la tenue du chassage. C'est principalement la tenue au déchassage qui fut l'objet de leurs recherches, la tenue au couple étant marginalement traitée.

Aucun n'a tenté la comparaison avec le modèle de Lamé-Clapeyron, ce que Booker a en revanche fait pour le fretage [27]. Il a aussi tenté la comparaison avec un modèle probabiliste, et un modèle récent proposé par Truman [194]. Le modèle de Lamé correspondait mal à ses expériences, tandis que le modèle de Truman était meilleur. Malheureusement, Booker ne s'est intéressé qu'au couple de glissement, et n'a pas donné d'information sur la force de chassage.

Nous n'avons pas non plus trouvé de travaux expérimentaux antérieurs relatant la dépendance de la force de chassage et du couple de glissement aux paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron, ni sur le lien entre la force de chassage et la tenue au couple.

La grande question qui a surgi : est-ce que le modèle de Lamé-Clapeyron est utilisable à l'échelle microtechnique ?

Les réserves viennent premièrement des praticiens, qui utilisent relativement peu ce modèle. Parmi les travaux les plus récents, Hahne, Yang et Radhakrishnan ont porté une attention toute particulière à la rugosité, affirmant à des degrés différents son importance. Et surtout, les serrages minimaux spécifiés en assemblage de précision sont parfois de quelques microns, et la rugosité des pièces obtenues par des techniques de fabrication traditionnelles sont du même ordre de grandeur ($R_{\text{max}} \approx i_{\text{min}}$).

Seul Jones a rapporté quelques essais expérimentaux à cette échelle. Il a notamment soulevé des problèmes de réalisation [106], notamment comment tenir l'axe ? Faut-il ou non tenir le récepteur pendant l'insertion ? Questions auxquelles nous ajoutons : comment mesurer le trou ? Le dispositif expérimental de Jones était très compliqué au début, et il l'a progressivement simplifié. Le nôtre sera beaucoup plus simple, comme on le verra à la section 5.4. Jones a mesuré ses trous grâce à un système de vision.

Notre travail vise à (re)poser les bases du chassage, et le faire expérimentalement, à l'échelle microtechnique, pour des diamètres de quelques dixièmes de millimètre à quelques millimètres. Il faut

déterminer si les paramètres de Lamé sont influents, dans quelle mesure, et examiner le lien entre force et couple. Le but étant de savoir si le modèle de Lamé est un modèle de base solide sur lequel on pourrait développer de nouveaux modèles, adaptés à cette échelle. Ensuite pourront jaillir de nouvelles idées pour augmenter la tenue et la robustesse. Les possibilités offertes par des techniques de fabrication issues de la microélectronique, telles que l'électroformage, n'ont jamais été exploitées pour chercher des designs adaptés aux fonctions du chassage.

L'échelle microtechnique est particulière, premièrement car la variabilité est souvent synonyme de non-fonctionnement. Numériquement, si un assemblage traditionnel a une plage fonctionnelle [200 N, 240 N], et que la tenue au déchassage a une variabilité de 10 N suivant une gaussienne, il y a 5% d'assemblages qui sera critique, mais ils ne se démonteront que si leur tenue est inférieure à la sollicitation. Il faut que la sollicitation avoisine 200 N sur un assemblage critique. Or, il est possible que cette sollicitation soit peu fréquente, et qu'il ne soit jamais remarqué que l'assemblage n'avait que 180 N de tenue. A l'inverse, si un assemblage de précision a une plage fonctionnelle de [10 N, 50 N], et qu'il tombe dans les 5% critiques, l'assemblage ne tiendra même pas, il y a non-fonctionnement.

Deuxièmement, l'échelle microtechnique pose des difficultés considérables de réalisation, à commencer par la production de trous répétitifs, et la mesure du diamètre de ces trous.

Troisièmement, les tolérances sont grandes relativement aux valeurs nominales (cibles). Les tolérances relatives s'accroissent avec la miniaturisation.

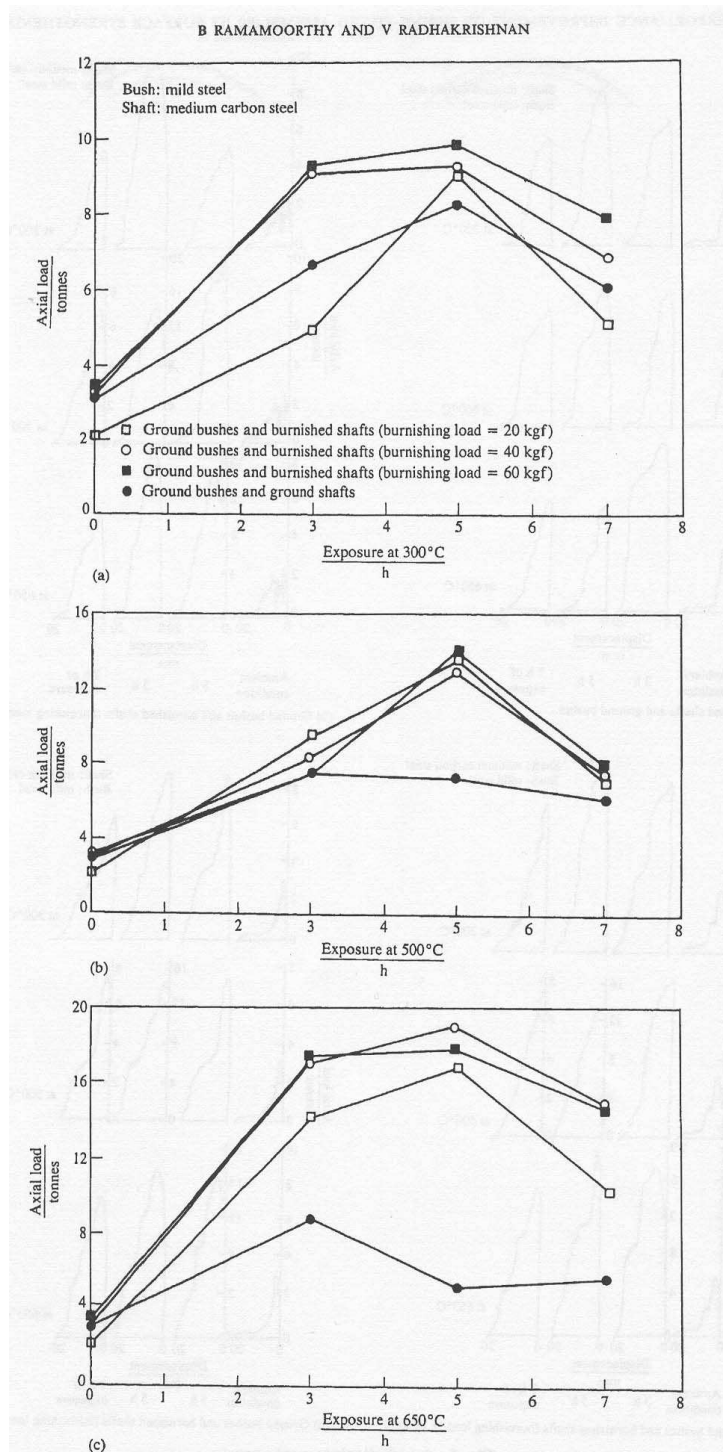
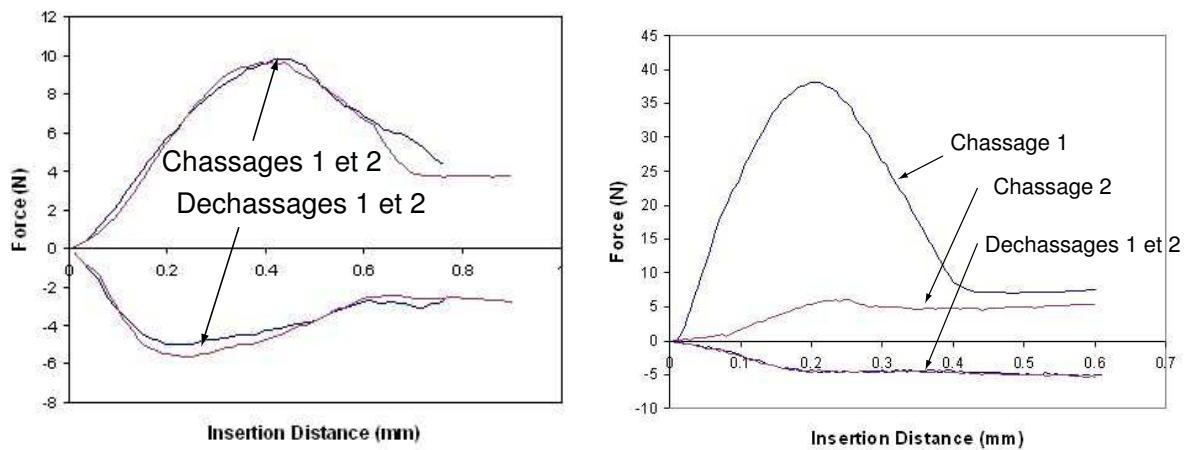
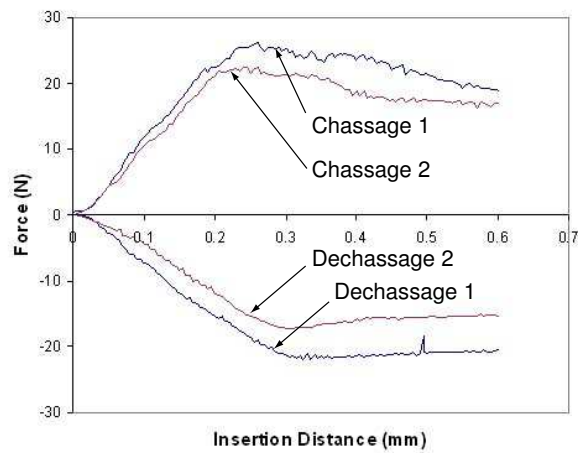


FIG. 5.8 – Effet d'un durcissement de surface et d'un traitement thermique sur la tenue d'un assemblage fretté. Avec un brunissage de l'axe et une exposition de l'assemblage de 5 h à 650 °C, la tenue est quadruplée ! Tiré de [175].



(a) Récepteur en NiMn électrochimique, produit dans un moule LIGA. $i = 3.5 \mu\text{m}$, $L = 0.50 \text{ mm}$. (b) Récepteur en laiton, $i \approx 10 - 15 \mu\text{m}$, $L = 0.30 \text{ mm}$.



(c) Récepteur en acier inox, $i \approx 5 - 10 \mu\text{m}$, $L = 0.30 \text{ mm}$.

FIG. 5.9 – Expériences de chassage et déchassage de Jones, extraites de [105]. Les axes sont en acier, $D = 500 \mu\text{m}$.

5.3 L'espace et les directions de recherche

Ce chapitre commencera par une liste non exhaustive de paramètres pouvant influencer le chassage (sect. 5.3.1). Dans un deuxième temps, l'espace de recherche sera précisé pour chaque paramètre retenu (sect. 5.3.2). Il y aura aussi quelques mots sur les sources de variabilités présentes dans les expériences.

5.3.1 Liste des paramètres possibles

Les paramètres sont répartis en quatre groupes :

1. Les paramètres géométriques de Lamé-Clapeyron.
2. Les paramètres géométriques et microgéométriques qui ne sont pas dans le modèle de Lamé-Clapeyron.
3. Les paramètres de la presse et des capteurs.
4. Les paramètres du milieu ambiant, de l'environnement expérimental.

Les paramètres géométriques de Lamé-Clapeyron Tout d'abord, les paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron peuvent influencer la force de chassage et la tenue au couple :

- le serrage i ,
- le diamètre nominal D , les diamètres D_H et D_S qui sont respectivement le diamètre extérieur de la douille (H) et intérieur de l'axe (S),
- les modules de Young E_H et E_S ,
- la profondeur de chassage L (longueur de contact),
- le coefficient de frottement μ_{H-S} ,
- les coefficients de Poisson ν_H et ν_S .

Nous avons pris en compte ces paramètres dans nos expériences, tout en sachant que le coefficient de Poisson varie très peu pour les métaux, que le diamètre intérieur de l'axe est nul $D_S = 0$, et que l'influence du diamètre extérieur du récepteur D_H est le plus souvent négligeable.

Les autres paramètres géométriques et microgéométriques Il y a encore d'autres paramètres liés à la géométrie (particulièrement des trous) que ceux de Lamé-Clapeyron :

- les rugosités du trou et de l'axe $R_{a,H}$, $R_{a,S}$,
- la géométrie globale du trou (fig. 2.11) : est-il droit, conique, concave ou convexe ? La section est-elle circulaire, elliptique ou triangulaire ?
- les chanfreins : leurs dimensions et leur angle,
- la présence ou non de bavures à l'entrée ou à la sortie du trou.

Comme on l'a vu dans l'état de la science, l'effet de la rugosité a déjà été l'objet de quelques recherches. Nous l'avons testée dans une série d'expériences dans l'acier et le laiton [115]. L'effet de la rugosité dans nos expériences n'était pas très significatif, parce qu'elle ne variait pas beaucoup ($1 \mu\text{m} < R_{a,H} < 2 \mu\text{m}$, $7 \mu\text{m} < R_{\text{max},H} < 10 \mu\text{m}$). Il faut noter qu'elle n'était connue que par test destructif (couper la plaque en deux pour l'observation du trou). De plus, elle était mêlée à des problèmes de maîtrise de la forme des trous (bourrelet à la sortie du trou). En revanche, il a été observé très clairement que le profil de rugosité était lissé par le chassage dans le laiton, mais pas dans l'acier.

Dans la série d'expériences que nous rapportons ici, la maîtrise des trous a été obtenue grâce à l'électroformage. Et la rugosité est alors tombée à $0.1 \mu\text{m} < R_{a,H} < 0.2 \mu\text{m}$, $0.5 \mu\text{m} < R_{\text{max},H} < 1.2 \mu\text{m}$ [204]. Les pics les plus importants dépassent à peine le micron, soit moins que l'imprécision de

mesure et de forme des trous (resserrement à la sortie). L'effet de la rugosité n'a pas fait partie de notre recherche.

Remarquons encore que si le modèle de Lamé-Clapeyron est respecté et que la vitesse de chassage est constante, la courbe force-déplacement donne une idée de la géométrie globale du trou. En effet, les variations de diamètre du trou se reportent directement en variations de la force de chassage. Ainsi, la petite ondulation de la courbe force-déplacement vers la valeur maximale est due au resserrement à la sortie du trou.

Les paramètres de la presse et des capteurs

- la vitesse v ,
- l'accélération a et la décélération d ,
- les paramètres du régulateur PID (K_P, K_I, K_D),
- la rigidité de la presse k_p ,
- la bande passante de la presse (communication avec l'ordinateur qui enregistre les données)
- la résolution en z ,
- la résolution en force (niveau de bruit) et la pleine échelle.

Après quelques essais de variation de la vitesse de chassage [46], nous avons constaté qu'elle n'avait aucun effet sur la force de chassage, sauf à partir de $v = 100$ mm/s. La force de chassage augmentait, de façon plus marquée dans le laiton que dans l'acier. De nouveau, il faut tempérer les instructions tirées de ces essais, effectués avec des problèmes importants de maîtrise des trous. Nous avons choisi de ne varier aucun paramètre de la presse, de les maintenir constants : $v = 1$ mm/s, $a = 1000$ mm/s², $d = 6000$ mm/s², $K_P = 75'000$, $K_I = 0$, $K_D = 50$, rigidité de la presse mesurée : $k_p = 2500$ N/mm.

Les conditions expérimentales

- la lubrification,
- la température ambiante,
- l'humidité relative.

Il n'y avait aucun apport de lubrifiant pour les expériences, car les chassages microtechniques sont généralement pratiqués sans lubrifiant. Lors de quelques essais [115], la lubrification ne s'était pas révélé un paramètre important. De nouveau, les résultats sont à prendre avec précaution à cause du problème de maîtrise des trous. Vu la pression de contact élevée, il n'y a pas de formation de film à l'interface des deux pièces pendant le chassage.

Pour les expériences rapportées ici, les récepteurs étaient dégraissés dans un bain à ultrasons. En revanche, les axes n'étaient pas dégraissés avant chassage. Ils avaient certainement des résidus d'huile de décolletage ou de rectification.

La température lors des expériences était de $20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$. L'humidité relative n'était pas contrôlée, sa variation est estimée à $50\% \pm 10\%$.

5.3.2 Les paramètres choisis et l'espace de recherche

Nous n'avons donc gardé pour nos expériences que les paramètres de Lamé-Clapeyron. Nous précisons ici l'espace de recherche pour les expériences dans les trous électroformés :

- le diamètre D , 500 μm ou 1000 μm ,
- l'interférence $i = 1 - 26$ μm ,

- l'épaisseur de la plaquette ou longueur de contact ou profondeur du trou L , 200 μm pour les plaquettes en Ni – P et 400 μm pour celles en Ni,
- le module d'élasticité du récepteur E , $E_{\text{Ni}} = 155 \text{ GPa}$ ou $E_{\text{Ni-P}} = 90 \text{ GPa}$ selon le fabricant [4],
- le coefficient de frottement de l'acier sur le nickel est $\mu = 0.2$ ($\mu_{\text{Ni-Ac}} \approx \mu_{\text{NiP-Ac}} \approx 0.2$),
- le coefficient de Poisson $\nu_{\text{Ni}} = \nu_{\text{Ni-P}} = 0.31$ [4].

Il faut noter que l'espace de recherche pour l'interférence a évolué d'une série d'expériences à l'autre. Initialement varié de $i = 1 - 7 \mu\text{m}$ pour les deux premières séries d'expériences, il a été porté à $i = 1 - 26 \mu\text{m}$ pour la troisième.

D'autre part, la longueur de contact et le matériau étaient liés. Soit il s'agissait de plaquettes en Ni – P de 200 μm , soit en Ni de 400 μm .

Discussion des sources de variabilité hors des paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron

Une source de variation importante est due à la difficulté de quantifier les conditions exactes dans lesquelles sont menées les expériences. Les paramètres géométriques du modèle de Lamé-Clapeyron ne disent pas tout sur l'échantillon. Nous allons discuter les principales sources de variabilité de la force de chassage, hors des paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron :

- La variabilité de mesure : nous avons évoqué les difficultés de mesure des trous dans un chapitre. Les instruments de mesure à coût abordable pour la production sont peu nombreux, les jauges micrométriques sont très limitées. La variabilité de mesure est grande, car elle inclut un opérateur. De plus, la variabilité de la mesure par jauge dépend aussi des variations de forme des trous.
- Les variations de la forme des trous :
 - La section : elle peut prendre une allure légèrement triangulaire ou ovoïdale, etc.
 - Le profil : la conicité est un défaut de forme particulièrement important à considérer lorsque les composants sont issus de procédés de production de type microélectronique (circuit intégrés en silicium). Les flancs ne sont jamais verticaux, et l'effet de cette conicité sur la force de chassage est important. Il représente une source de variabilité supplémentaire, qui sera discutée à la section 5.6. Une conicité de 1° sur 0.5 mm génère 17.5 μm de différence sur le diamètre entre l'entrée et la sortie du trou (tab. 5.8).
- L'apparition de phénomènes différents d'un couple de métaux à un autre, comme les microsoudures, le grippage, etc. Les expériences rapportées dans ce chapitre ont été faites dans du Ni et Ni – P déposés, de compositions très proches.

La variabilité de la mesure des diamètres des trous

Quel effet la variabilité de mesure des diamètres des trous pourrait avoir sur la force de chassage ? Si la mesure du diamètre des trous est loin de la réalité, le serrage calculé le sera dans la même proportion, et la force de chassage que l'on déduit du serrage par le modèle de Lamé sera aussi loin de la réalité. Afin de donner des ordres de grandeurs, considérons le chassage d'un axe en acier dans une platine en laiton, avec les caractéristiques suivantes : $L = 0.5 \text{ mm}$, $E_{\text{Laiton}} \approx E_{\text{Ni}} \approx 100 \text{ GPa}$, $\mu = 0.2$, ($D = 0.5 \text{ mm}$).

Patrick Meylan, responsable des mesures chez Audemars-Piguet au Brassus, a mesuré une variabilité de mesure par jauge entre 1.0 – 1.5 μm . L'entreprise n'a des jauges micrométriques que tous les 2 μm . En utilisant le modèle de Lamé-Clapeyron simplifié, et si seul le diamètre du trou varie et que tous les autres paramètres sont constants, la variabilité sur la force correspondante vaudra $\sigma_m(i) = 1.5 \mu\text{m} \Rightarrow \sigma(F) = 23.6 \text{ N}$. C'est énorme pour des applications où l'ordre de grandeur des forces est de 20 – 100 N !

Faisons une autre hypothèse, celle d'une erreur maximale de $\pm 1 \mu\text{m}$, et que cette erreur est normalement distribuée (ce qui est discutable), on a : $6\sigma_m = 2 \mu\text{m}$. Avec une variabilité de $0.3 \mu\text{m}$, on a encore : $\sigma_m(i) = 0.3 \mu\text{m} \Rightarrow \sigma(F) = 4.7 \text{ N}$. Même une petite variabilité de mesure a un effet de l'ordre de 5 N sur la force. C'est le même ordre de grandeur que les forces minimales.

Ainsi, selon le modèle de Lamé-Clapeyron, la variabilité de mesure des trous par jaugeage a un effet important sur la force.

De plus, la variabilité de mesure des trous dépend non seulement de la variabilité du système de mesure (ici : jauge et opérateur), mais aussi du type des écarts de forme du trou. Un trou ovoïdal produit un biais plus important que la rugosité sur un trou parfaitement cylindrique.

Souvent, la variabilité de force est très grande par rapport à la force minimale spécifiée. La marge de sécurité pour la force minimale est très faible. Ce qui peut résulter en un grand nombre de produits non conformes dont la fonction de l'assemblage n'est plus remplie. Ceci se répercute sur le coût de production.

5.3.3 Les idées pour augmenter la tenue et la robustesse du chassage

Sont regroupées ici les idées relatives aux deux questions de recherche sur l'augmentation de la tenue du chassage et sur les moyens de diminuer la variabilité du chassage.

Des surfaces de contact cylindriques sont les plus faciles à produire avec des équipements d'usinage traditionnels, mais ce n'est pas le meilleur contact pour maximiser la résistance au couple. A l'échelle de la mécanique traditionnelle, d'autres sections ont été testés expérimentalement avec succès, comme des profils dentés [120]. A l'échelle nanométrique, Küster et al. [127] ont structuré les surfaces en contact pour réduire l'aire de contact. Sans surprise, ils ont observé une réduction de l'adhésion lorsque la surface de contact diminue, mais aussi du coefficient de frottement.

Augmenter la tenue au couple de l'assemblage chassé par des micropointes

Un contact cylindrique ne résiste à la rotation que grâce à la pression de contact et au frottement. Si les pièces s'interpénètrent, la résistance au couple sera plus élevée. C'est ce que nous tenterons de réaliser, malgré une configuration peu favorable, car la liberté de design n'est facile que sur le récepteur, le moins dur. Les pointes devront être réalisées sur le récepteur.

Baisser la rigidité du contact axe-récepteur pour augmenter la tolérance sur les trous

La rigidité du contact axe-récepteur quantifie la capacité de déformation des pièces. Le plus souvent, une des pièces se déforme beaucoup moins que l'autre. Généralement, l'axe est plus rigide que le récepteur. A l'extrême, toute la déformation se fait sur le récepteur. Cette capacité de déformation est importante quand les dimensions varient :

- Si le contact est très rigide, il n'y a que peu de déformation possible. Par conséquent, les variations des diamètres ne sont pas absorbables.
- S'il est peu rigide, il y a beaucoup de déformation possible. Et les variations des diamètres sont davantage absorbables. Les tolérances sur les diamètres peuvent être élargies.

C'est dans l'idée d'augmenter les tolérances pour la fabrication des trous que nous avons proposé des sections de trous non circulaires, octogonales ou avec des cannelures. Le principe est illustré à la figure 5.10. En divisant la rigidité par deux, on double la tolérance, si la déformation est élastique. De plus, le serrage minimal i_{\min} est aussi doublé, le risque de non-tenue est diminué. Le désavantage est que le serrage maximal i_{\max} est aussi théoriquement doublé, mais va se heurter pratiquement à la limite de plasticité. L'identification de cette limite de plasticité (en d'autres termes : le serrage maximal

avant la déformation plastique) est importante. Il faut aussi savoir si pour une application donnée, une déformation plastique est acceptable.

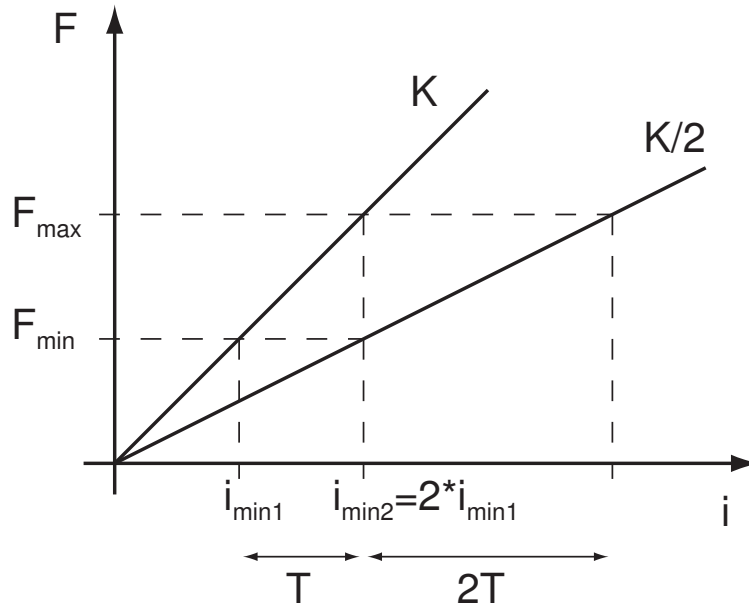


FIG. 5.10 – Baisser la rigidité du contact permet d'augmenter la plage de tolérance sur l'interférence. Dans ce cas, en divisant la rigidité par deux, on double la tolérance $T \rightarrow 2T$. De plus, le serrage minimal i_{\min} est aussi doublé, le risque de non-teneur est diminué. Le serrage maximal i_{\max} est aussi théoriquement doublé, mais va se heurter pratiquement à la limite de plasticité.

5.4 Expériences dans les trous électroformés

Cette section présente le dispositif expérimental utilisé et la manière dont ont été saisis les résultats qui seront analysés à la section suivante. Deux tests sont effectués successivement : le chassage de l'axe, puis le test de couple, la recherche du couple nécessaire à faire glisser l'axe dans le trou.

Les plaquettes de test ont été fabriquées par électroformage par Mimotec SA, à Sion [4]. Le procédé commence par une photolithographie négative. Le résist en SU-8 est irradié puis développé, et une croissance de nickel ou nickel-phosphore est faite dans les zones où le résist a été dissout. La qualité des flancs dépend notamment de la hauteur des pièces (z), et la géométrie (xy) de la résolution du masque. L'*aspect ratio* est de 10, la tolérance dans le domaine millimétrique de $\pm 2 \mu\text{m}$. Les flancs du résist sont à $89 - 90^\circ$. La métallisation est sous-traitée chez Steiger Galvanotechnique ou Innosurf, à Châtel-St-Denis (CH) [5].

Les plaquettes sont rectangulaires, $29 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}$, et ont une épaisseur de 0.4 mm pour le Ni ($> 99.9\% \text{ Ni}$) et de 0.2 mm pour le Ni - P. Le Ni - P contient $12 - 13\%$ de P, la concentration variant en fonction de la profondeur. Pour le Ni comme pour le Ni - P, la déposition est électrochimique (et non electroless).

Les axes sont en acier 100 Cr 6, dont la composition est : $97\% \text{ Fe}$, $0.98 - 1.1\% \text{ C}$, $1.45\% \text{ Cr}$, $0.35\% \text{ Mn}$, $0.23\% \text{ Si}$, $< 0.025\% \text{ P}$, $< 0.025\% \text{ S}$. Les axes sont décolletés puis roulés, $R_a = 0.1 \mu\text{m}$, et ont un chanfrein de 0.1 mm . Ils sont trempés, leur dureté est de

60 HRc. Le fournisseur est Adax SA, à Bevaix (CH).

5.4.1 Chassage de l'axe

Chaque plaquette est munie de cinq trous traversants (fig. 5.4.1). Les deux trous extérieurs sont utilisés pour les essais. Pour éviter de les détériorer lors de la mesure par plusieurs passages successifs des jauges, nous utilisons le trou central dont nous supposons qu'il a les mêmes caractéristiques que les deux autres. Des axes sont chassés dans les deux trous restants. Ces axes positionnent la plaquette test sur la plaque d'alignement (fig. 5.12(b)), de telle sorte que des trous dans la plaque supérieure $20\ \mu\text{m}$ plus larges pré-alignent les goupilles à chasser (fig. 5.12(c)).

Lors du chassage, les plaquettes sont posées sur le support. La plaque d'alignement supérieure et la plaquette ne sont pas serrées. La configuration de la plaquette est de type appui simple, et non encastrement.

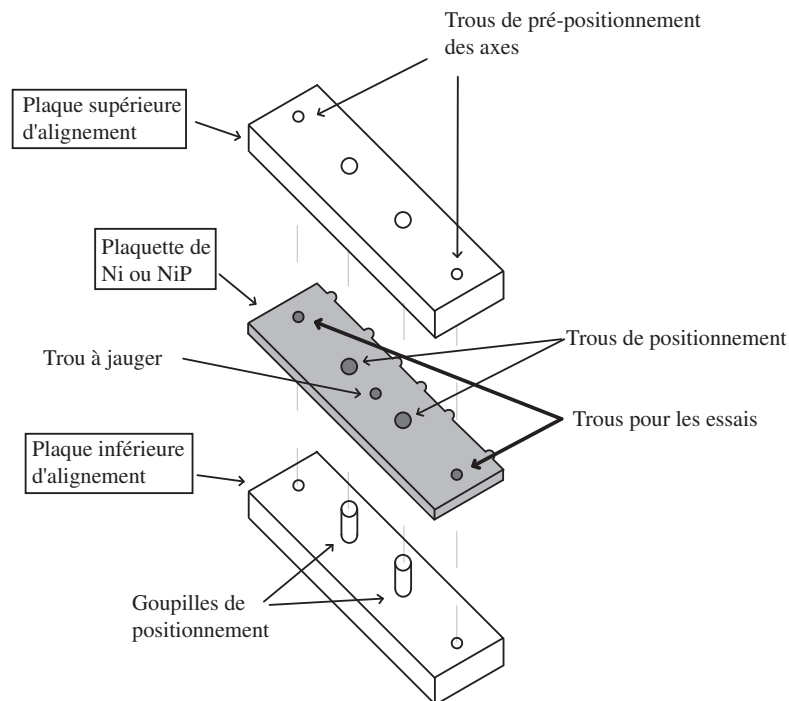


FIG. 5.11 – Support des plaquettes pour le chassage, et système de pré-alignement des goupilles pour faciliter le chassage. Tiré de [204].

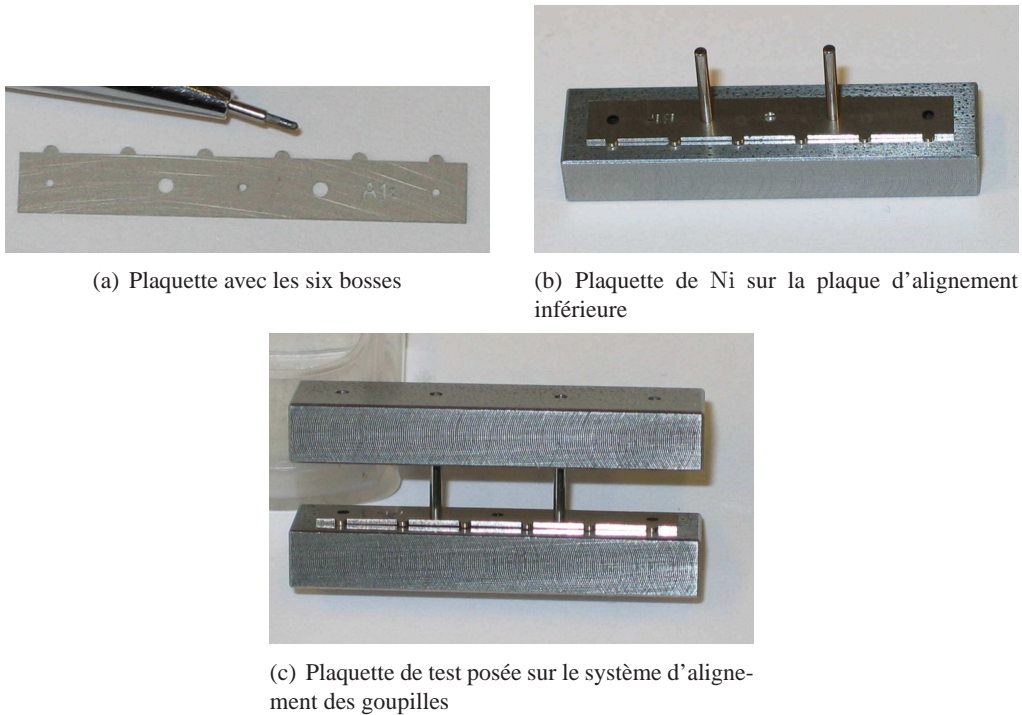


FIG. 5.12 – Système d'alignement des goupilles à chasser.

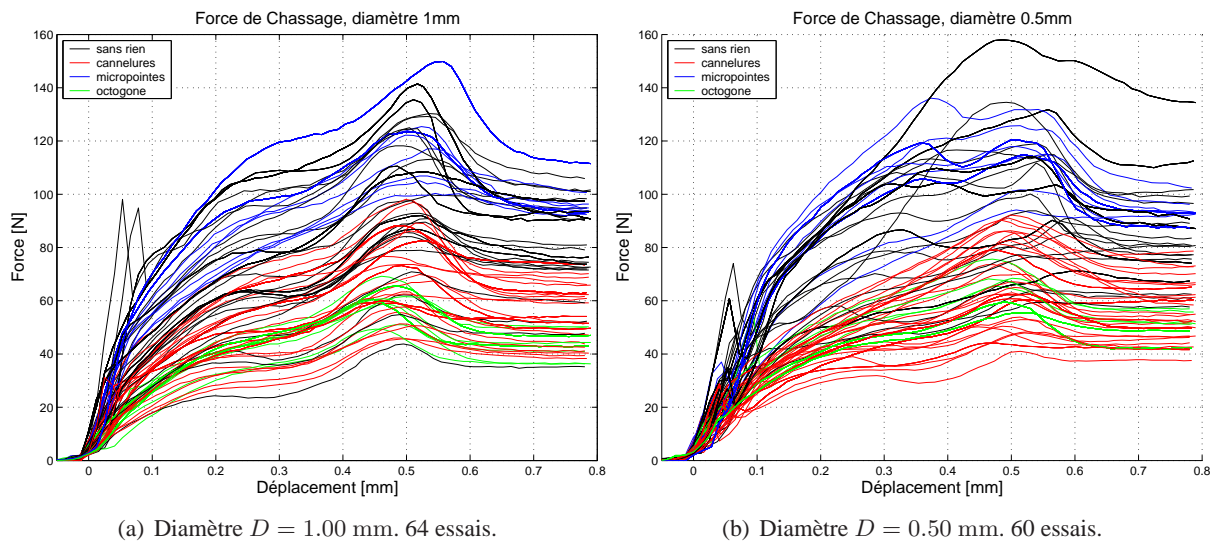


FIG. 5.13 – Toutes les courbes force-déplacement pour les chassages de la deuxième série d'expériences. Force et déplacement sont mesurés par la presse. Quatre types de sections des trous : circulaire, cannelé, avec trois micropointes (de $\approx 11 \mu\text{m}$), octogonale. Profondeur $L = 0.4$ mm, vitesse de chassage $v = 1.0$ mm/s. Il y a une grande similitude dans l'allure. Les amplitudes sont très différentes parce que les serrages et les contacts sont différents. En particulier, on constate que le maximum est toujours à la sortie du trou.

5.4.2 Test de résistance au couple de l'assemblage chassé

La fonction de bon nombre d'assemblages horlogers est de résister sans glisser à des couples donnés. Le test que nous allons effectuer dégrade la tenue de l'assemblage, il est à considérer comme destructif.

Une fois la goupille chassée dans la plaquette, l'assemblage goupille-plaquette est fixé par la goupille dans un V-groove (fig. 5.4.2), et une force est appliquée par la presse à l'extrémité de la plaquette (fig. 5.4.2). Cette force engendre un couple au niveau de la goupille.

La plaquette a six bosses (fig. 5.12(a)), tous les 5 mm, qui permettent de varier la distance à laquelle la force est appliquée pour la mesure du couple résistant, et de connaître précisément cette distance. Leur forme (demi-disque) vise à assurer un contact quasi ponctuel entre la plaquette et l'organe terminal de la presse.

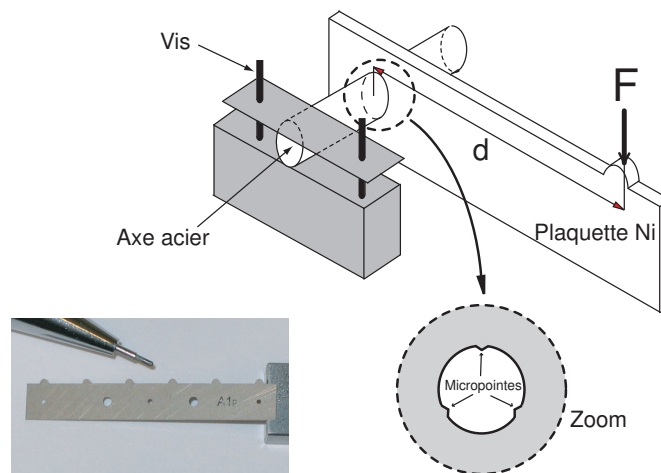


FIG. 5.14 – Test de résistance au couple. En appliquant une force F sur la plaquette à une distance d de l'axe, la plaquette fléchit et ainsi un couple est appliqué sur l'assemblage.

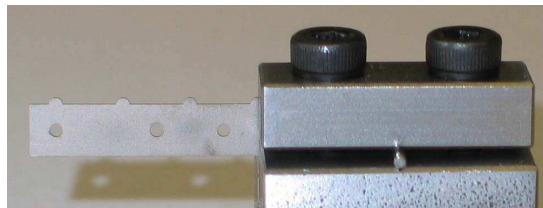


FIG. 5.15 – Montage de la plaquette de test sur le support juste avant le test du couple. L'axe est serré dans un V-groove.

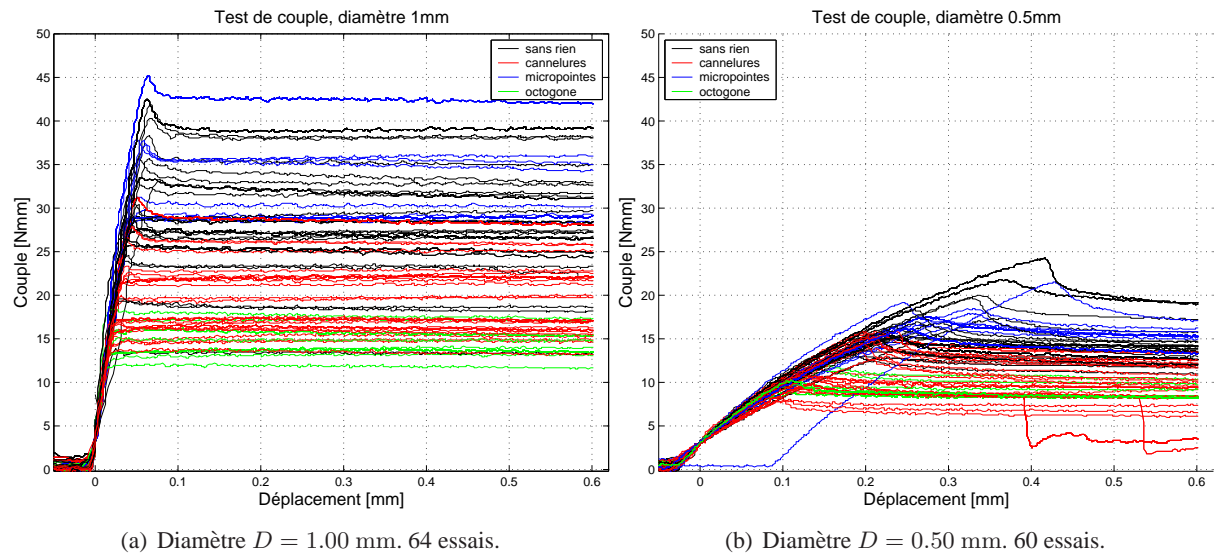


FIG. 5.16 – Toutes les courbes couple-déplacement pour les chassages de la deuxième série d'expériences. Quatre types de sections des trous : circulaire, cannelé, avec trois micropointes (de $\approx 11 \mu\text{m}$), octogonale. Profondeur $L = 0.4$ mm, vitesse de chassage $v = 0.8$ mm/s. Il y a une grande similitude dans l'allure. Les amplitudes sont très différentes parce que les serrages et les contacts sont différents. Les pentes initiales sont différentes d'un diamètre à l'autre, parce que l'effort de torsion subi par l'axe est proportionnel à la puissance quatre du diamètre.

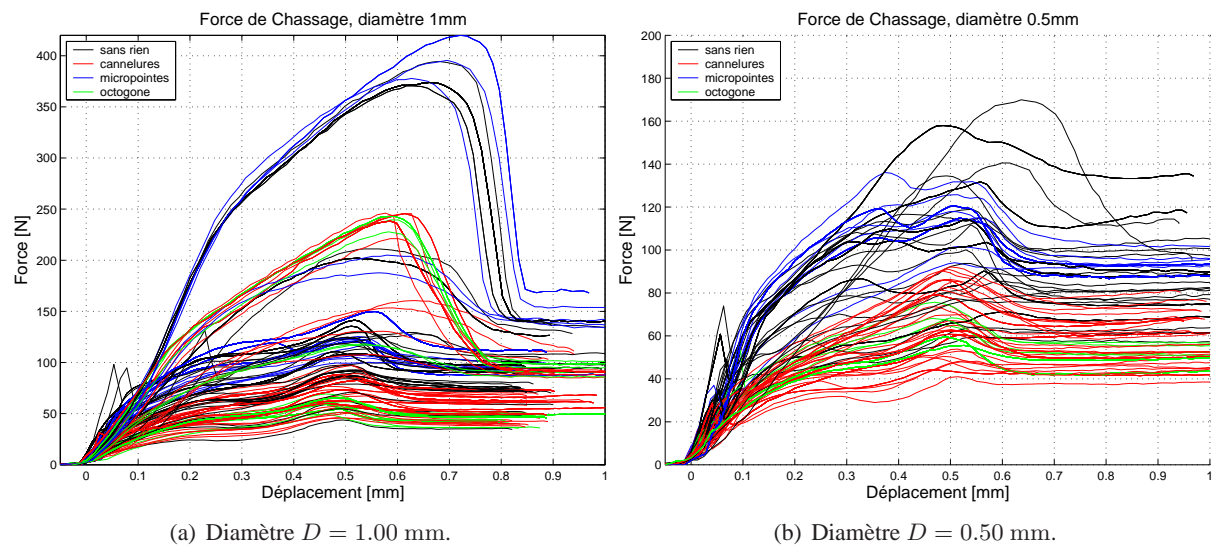


FIG. 5.17 – Toutes les courbes force-déplacement pour les chassages des deuxième et troisième séries d'expériences. Quatre types de sections des trous : circulaire, cannelé, avec trois micropointes (de $\approx 11 \mu\text{m}$), octogonale. Profondeur $L = 0.4$ mm, vitesse de chassage $v = 0.8$ mm/s.

Les différentes sections testées Grâce à l'électroformage, différentes sections de trous ont été testées (fig. 5.4.2).

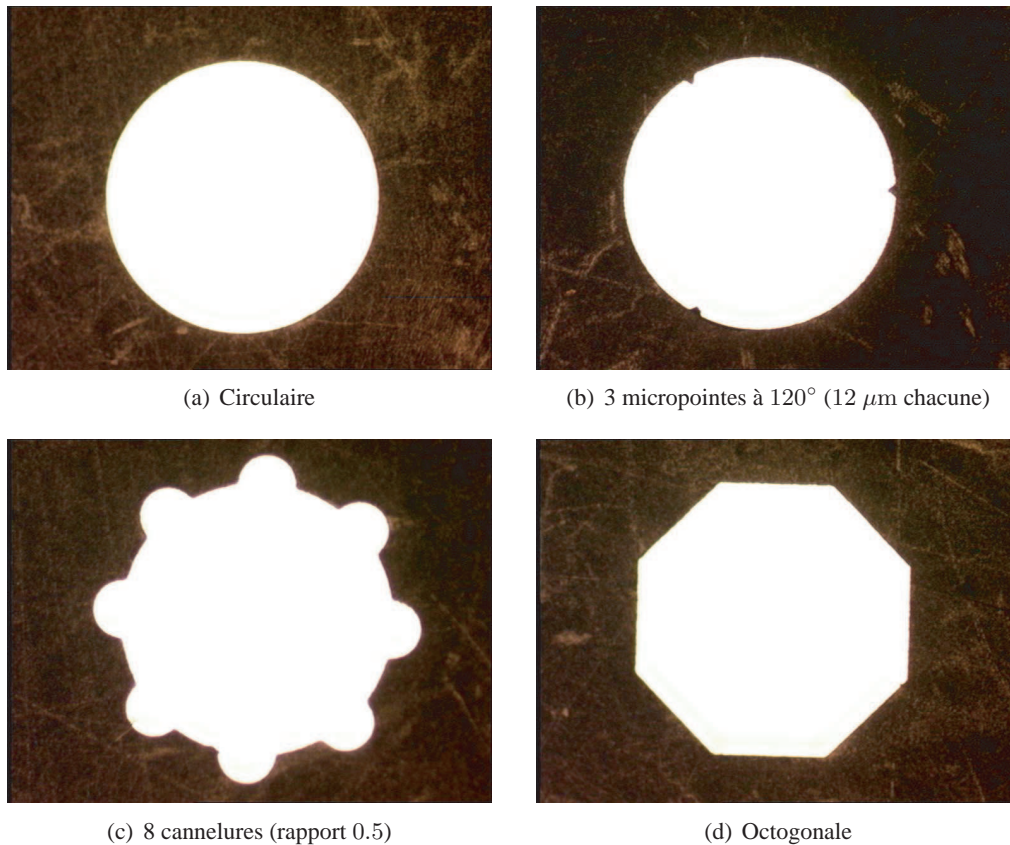


FIG. 5.18 – Grâce à l'électroformage, différentes sections de trous ont été testées. Trous de diamètres $500 \mu\text{m}$. Pour la section octogonale, le "diamètre" est défini comme la distance entre les côtés opposés. Le trou du milieu de la plaquette (non chassé, toujours circulaire) est jaugé.

5.4.3 La procédure expérimentale suivie

Procédure expérimentale

1. Mesure du diamètre du trou central des plaquettes par jauges micrométriques. Fait par Mimotec.
2. Les plaquettes sont dégraissées dans un bain d'alcool soumis aux ultrasons avant d'être utilisées. Les axes sont mesurés par Adax, et ne sont pas dégraissés.
3. La plaquette est placée sur son support, positionnée par deux goupilles. La plaque supérieure du support est placée par-dessus la plaquette, aussi positionnée par les deux mêmes goupilles. Une goupille est placée à la main dans un trou de préalignement de cette plaque supérieure, juste au-dessus du trou à chasser.
4. Chassage. Un lot de plaquettes est chassé.
5. La plaquette est placée sur le posage de test de couple, tenue par l'axe chassé.

6. La presse appuie sur la première bosse, celle qui est à 5 mm de l'axe. La terminaison de la presse (une goupille de 0.8 mm) est positionnée à l'œil au-dessus de la bosse. Il faut pré-positionner la presse à < 1 mm de la bosse pour assurer un bon appui (largeur de la plaquette : 0.4 mm).
7. Déchassage de l'axe.
8. Mesure des trous par jauges micrométriques après chassage et déchassage.
9. Observations des échantillons au binoculaire ou au microscope électronique

Les séries d'essais

1. Plaquettes Ni et Ni – P, sections circulaires avec et sans micropointes [204].
2. Plaquettes Ni uniquement, sections circulaires, avec micropointes, cannelées (rapport 0.5) et octogonales [143] ; $i = 1 - 7 \mu\text{m}$.
3. Idem, avec les plaquettes de la deuxième série, et pour $i = 4 - 26 \mu\text{m}$.

Acquisition des données Deux types de valeurs étaient enregistrées dans une base de données :

- La force exercée par la presse, fournie par un capteur de force placé sur l'organe terminal de la presse, juste au-dessus de l'échantillon.
- Le déplacement du coulisseau de la presse, mesuré par l'encodeur du moteur qui actionne le déplacement. Il n'est pas corrigé par la rigidité de la presse ou des pièces.

La mesure est continue, mais la transmission de données vers l'ordinateur se fait à 850 Hz. Lorsque la vitesse de chassage est de l'ordre de 0.8 – 1.0 mm/s, cela signifie qu'une force est enregistrée à peu près tous les microns.

Cette bande passante, qu'il serait souhaitable d'augmenter encore, écrète tout de même les maxima. Pour un chassage de 100 N, la mesure enregistrée sera de l'ordre de 2 N inférieure. Heureusement, la force la plus élevée relevée pendant le mouvement est gardée dans un registre jusqu'à la fin de l'enregistrement, puis envoyée à la base de données. Cette dernière valeur a été utilisée.

5.5 Analyse des résultats

Après avoir précisé l'espace de recherche (sect. 5.3), le dispositif expérimental et l'acquisition des données (sect. 5.4), cette section détaille les résultats obtenus. Le but principal de cette recherche est d'identifier les paramètres d'influence sur la tenue au déchassage et au couple (sect. 5.5.2). Rappelons qu'auparavant ont été exposés les résultats de mesure sur les diamètres des trous (sect. 2.2.4), importants pour se faire une idée de la fiabilité des résultats.

5.5.1 Descriptions qualitatives des courbes

Les principaux travaux trouvés sur le chassage s'intéressent le plus souvent à la force maximale mesurée pendant le chassage. Or, les observations de l'expérimentateur sont multiples :

- Visuelles :
 1. Avant le chassage, il prépare les composants à assembler. Sa perception de l'essai commence dès cet instant. Elle est complétée par les mesures des diamètres des trous et des axes.
 2. Pendant le chassage, il observe le procédé de chassage, notamment comment l'axe pénètre dans le trou (verticalité) et se déforme (flambage, etc).
 3. Après le chassage, il observe la courbe force-déplacement et note la présence de copeaux ou autres particules.

4. Après le chassage ou suite à un déchassage supplémentaire, il observe les échantillons sous un binoculaire ou au microscope électronique, par exemple.
- Sonores : il écoute les sons survenants pendant le chassage. Un son signifie le plus souvent qu'il y a un choc (au début de l'insertion, axe non aligné), il peut révéler du stick-slip.

Dans ce travail, l'information sera concentrée sur quelques paramètres indicateurs pour chaque chassage ou test de couple, et parfois il sera fait appel à quelques courbes force- ou couple-déplacement pour illustrer le propos. La réduction d'information ne va pas sans quelques pertes que nous tenterons de minimiser en commençant cette section par des considérations qualitatives sur les courbes force- et couple-déplacement. Il est peu aisé de rendre compte des sons entendus pendant le chassage.

Le film d'un chassage à l'échelle submillimétrique reste un rêve...

Description des courbes de chassage

Les forces et contraintes dans l'axe et le récepteur évolue au cours de l'insertion (fig. 5.19).

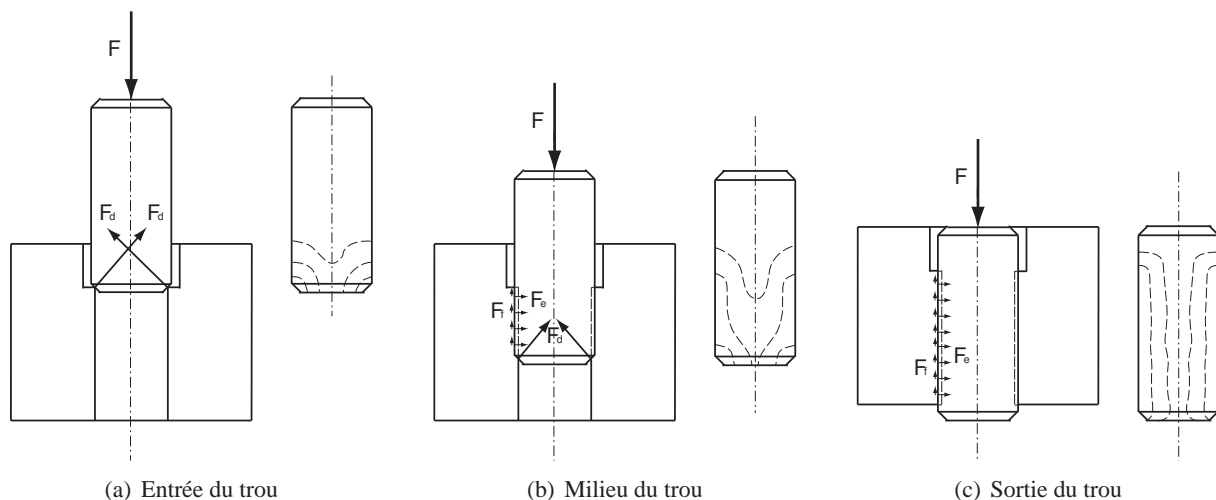


FIG. 5.19 – Forces et contraintes dans une axe lors d'un chassage. Les courbes dessinées sur l'axe sont des isobares. Vue en coupe, sans hâchure pour ne pas surcharger le croquis.

Rappelons que le déplacement mesuré est celui de la presse, sans correction de rigidité. Plusieurs phases sont distinguables sur les courbes force-déplacement (fig. 5.20(a)) :

- Avant l'insertion (A) : le contact entre l'axe et le bord du trou est normalement déjà établi, avec un pré-alignement de l'axe par rapport à l'axe du trou, grâce au posage. L'axe de la presse descend, à force nulle.
- Début de l'insertion (B) : dès que la presse touche l'extrémité de l'axe, la force augmente. La singularité la plus fréquente est un *pic d'insertion* qui indique que l'axe n'est pas entré dans le trou parallèlement à l'axe de celui-ci (fig. 5.24). Il est dû soit à un pré-alignement approximatif, soit à des bavures au bord du trou, soit encore à un chanfrein irrégulier sur l'axe. D'autre part, au début de la montée en force, le posage se déforme, probablement en grande partie avant que l'axe ne pénètre. C'est particulièrement visible pour les chassages à force élevée, la montée en force a deux pentes distinctes, et l'insertion ne commence qu'au moment où la pente diminue.

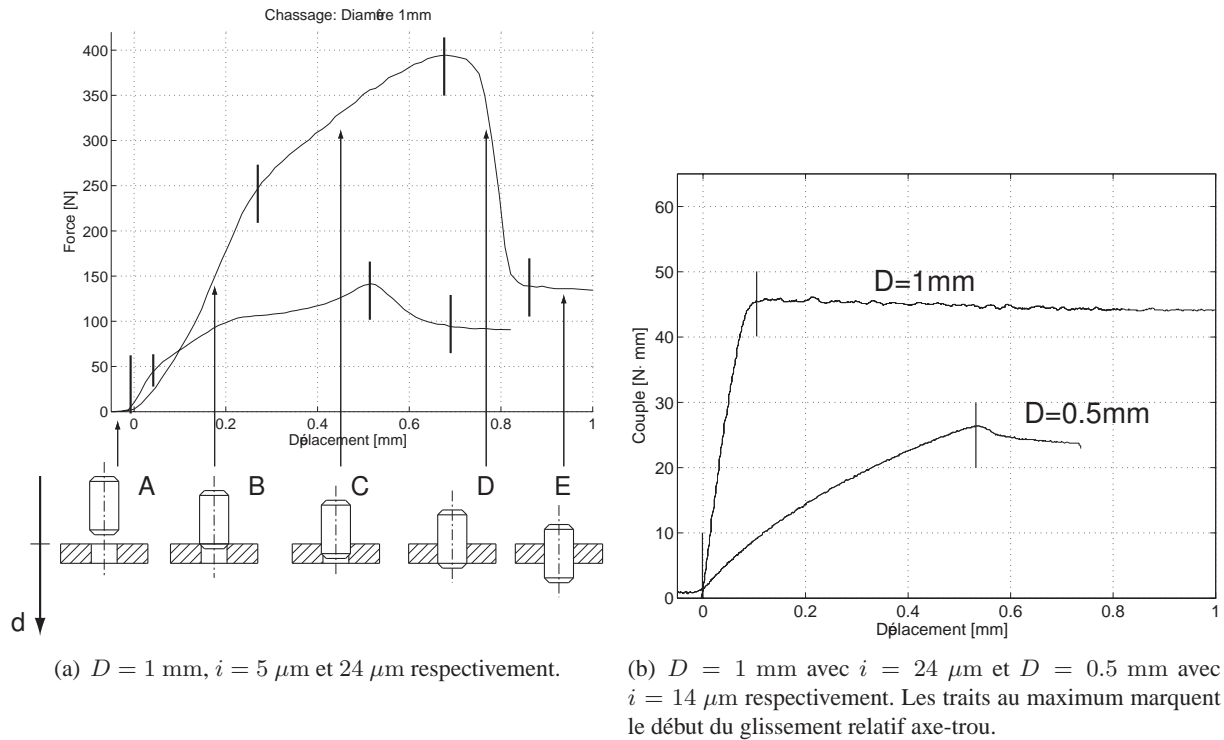


FIG. 5.20 – Courbes de chassage force-déplacement et couple-déplacement typiques, plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4 \text{ mm}$, trous à sections circulaires.

- Pendant l'insertion (C) : tant que l'axe ne débouche pas, la force augmente plus ou moins proportionnellement au déplacement. La vitesse de chassage est constante, donc la surface nominale de contact augmente linéairement.
- Juste avant de déboucher (C) : la force augmente un peu plus. Elle fait un pic, qui sera parfois appelé *pic de débouchage*. Cela s'explique probablement par le resserrement mesuré à la sortie des trous électroformés, soit environ $2 - 3 \mu\text{m}$ sur 0.1 mm (sect. 2.2.4).
- Au débouchage : la force maximale est atteinte à l'instant où l'arête de l'axe débouche.
- Après le débouchage (D) : la force redescend sur une distance maximale de quelques dixièmes de millimètre. L'axe n'a plus à pousser un bourrelet frontal (fig. 5.21). Ce bourrelet est simplement dû au serrage, à la matière qu'il faut déformer pour traverser (surplus de matière), peut-être aussi aux oxydes arrachés.
- Ensuite, la surface nominale de contact est constante, et la force de chassage reste stable (E). Cette distance avant la stabilisation dépend de l'ampleur du serrage et du type de contact (avec ou sans cannelures). Ceci laisse penser qu'il y a un lien entre cette distance et la quantité de matière à déplacer.

Pour les serrages supérieurs à $15 \mu\text{m}$, les forces sont très élevées, et deux pentes différentes se dessinent pendant l'insertion. Dans une première partie, la rigidité est probablement due à la déformation de la plaquette (en flexion) et du posage (en compression), alors que dans la seconde, la rigidité inclut celle du chassage. Après le débouchage, la force diminue et la déformation du support également.

Sur la base de ces courbes et des exigences fonctionnelles sur les chassages en microtechnique, deux indicateurs ont été retenus : la force maximale au débouchage F_{max} , et la force après le débouchage

F_{trav} . La justification est donnée ultérieurement.

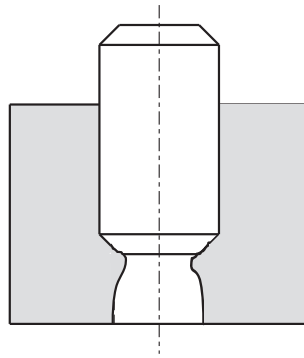


FIG. 5.21 – Croquis d'un bourrelet frontal aux proportions exagérées. L'axe doit déformer de la matière pour traverser, au minimum l'équivalent du serrage.

Description des courbes de test du couple

Comme mentionné auparavant, ce n'est pas un couple qui est mesuré, mais c'est une force qui est relevée. Un simple calcul donne le couple, car le bras de levier est connu. La force appliquée augmente linéairement jusqu'à ce que la plaquette parte en rotation par rapport à l'axe (fig. 5.20(b)). Ensuite, la force diminue un petit peu et se stabilise dans un régime de glissement continu.

Un seul indicateur est retenu, le couple maximal M_{max} , qui est la valeur critique avant que l'axe ne glisse.

Calcul de la pente de montée en force Nous allons montrer que la pente de montée en force dépend du diamètre de l'axe. La pente de montée en force dépend de l'effort de torsion sur l'axe. Le niveau à partir duquel il y a glissement est donné par l'équilibre entre le moment de torsion et le moment de frottement. Auparavant, pendant l'augmentation de la force appliquée, admettant que toute la force appliquée résulte dans un moment de torsion sur l'axe M_t (la rigidité de la plaquette sur sa tranche est très élevée si elle ne se tord pas) :

$$M_t = F \cdot d \quad (5.12)$$

La torsion de l'axe est décrite par l'angle ϕ (fig. 5.22) :

$$\phi = \frac{M_t \cdot L_g}{G \cdot I_p} \quad (5.13)$$

où $I_p = \frac{\pi D^4}{32}$ est le moment d'inertie polaire d'un disque, G le module de cisaillement ($G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ où ν est le coefficient de Poisson), L_g est la longueur de la portion d'axe soumise à la torsion, à savoir la distance entre la plaquette et l'extrémité de la fixation de l'axe (bord du support).

Donc la force F peut s'exprimer en fonction du déplacement z de la plaquette au point d'application de la force (pour les petits angles, $\phi \approx \left(\frac{z}{d}\right)$) :

$$F = \frac{M_t}{d} = \frac{\phi \cdot G \cdot I_p}{L_g \cdot d} \approx \left(\frac{z}{d}\right) \cdot \frac{\pi}{32} \cdot \frac{G \cdot D^4}{L_g \cdot d} \quad (5.14)$$

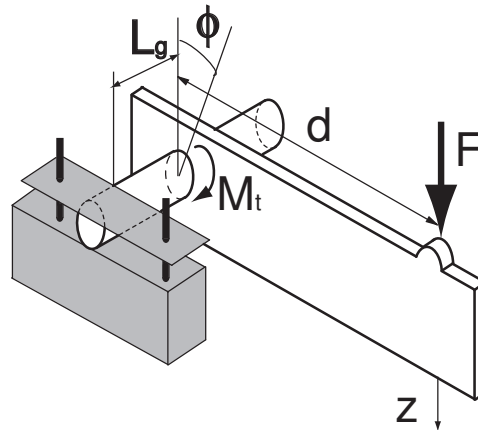


FIG. 5.22 – Lors de la mesure du couple de glissement, l'axe est en torsion. La rigidité en torsion est proportionnelle à la puissance quatre du diamètre de l'axe chassé.

Et, moyennant l'approximation des petits angles, on a :

$$\frac{F}{z} \approx \frac{\pi}{32} \cdot \frac{G \cdot D^4}{L_g \cdot d^2} \quad (5.15)$$

On constate que la force utilisée pour faire glisser la plaquette sur l'axe dépend de la puissance quatre du diamètre. Comme il y a un facteur 2 entre les diamètres 1.0 mm et 0.5 mm, il y aura un facteur 16 de variation de la pente $\frac{F}{dz}$, qui correspond plus ou moins à la pente enregistrée. D'autre part, la longueur de la portion d'axe soumise à la torsion a aussi un peu varié lors des expériences, car elle était ajustée à l'œil. Cette longueur de 2 mm a varié environ de 20%. Cette variation n'a aucun effet sur le niveau du couple de glissement M_{\max} .

Les indicateurs choisis répondent à une exigence fonctionnelle

Trois paramètres ont été retenus pour décrire au mieux les courbes de force (ou couple) en fonction du déplacement (fig. 5.23) :

- La force maximale de chassage F_{\max} , qui détermine la contrainte et la déformation maximale que subira le produit à assembler. Cette force maximale est atteinte au moment où l'axe sort du récepteur, plus précisément au moment où l'arête de l'axe débouche.
- La force de chassage après que l'axe ait traversé le récepteur, F_{trav} . La force de chassage fait un pic au débouchage, mais quelques dixièmes de millimètre plus loin, elle se stabilise. F_{trav} est relevée 0.3 mm après F_{\max} .
- Le couple maximal M_{\max} , soit le couple nécessaire pour que la plaquette glisse sur l'axe. Il survient au tout début du test de couple, au moment où la plaquette est mise en mouvement par rapport à l'axe.

Chacun de ces indicateurs répond à une exigence fonctionnelle :

- F_{\max} , la force maximale de chassage détermine la déformation maximale du récepteur ou de ce qui le supporte.
- F_{trav} , la force après avoir traversé indique la force de déchassage.

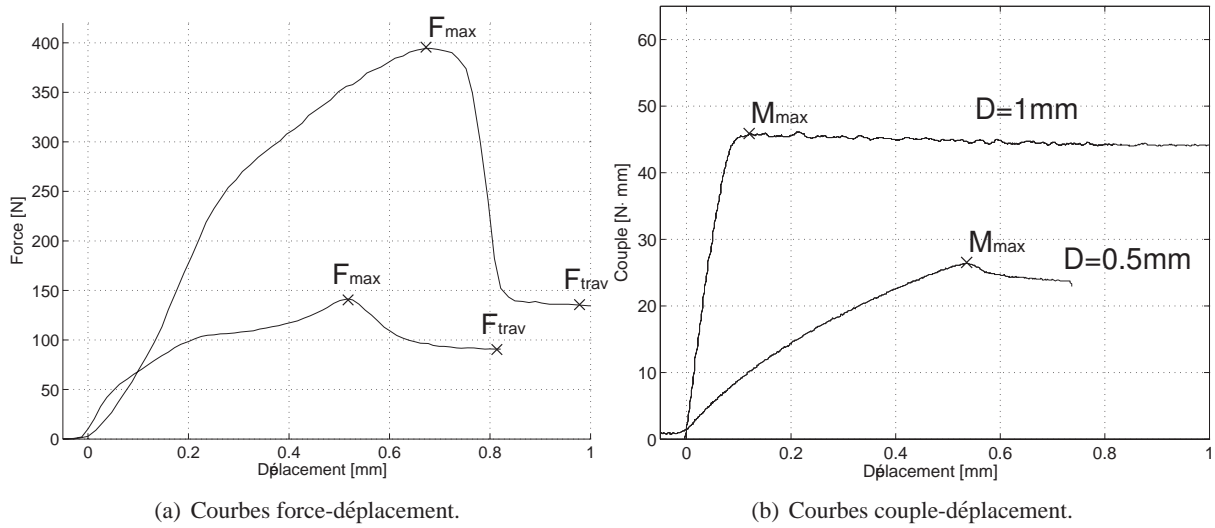


FIG. 5.23 – Les indicateurs F_{\max} , F_{trav} , M_{\max} pour quelques courbes force et couple-déplacement. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4$ mm.

- M_{\max} , indique le couple à ne pas dépasser si les pièces assemblées ne doivent pas faire de mouvement relatif (glisser).

Pour les applications industrielles, il faut veiller à ce que la déformation maximale reste dans le domaine élastique, et que la contrainte maximale ne dépasse pas la limite élastique et encore moins la limite à la rupture. Les assemblages microtechniques sont particulièrement sensibles aux charges appliquées, d'autant plus que leurs dimensions sont réduites. Reprenant le modèle de la poutre soumise à une charge en son milieu (éq. 6.1), la flèche est inversement proportionnelle au cube de l'épaisseur ! Lorsque les pièces sont petites et les épaisseurs faibles, il faut inclure la limite élastique comme exigence fonctionnelle. En horlogerie, les ponts sur lesquels sont chassés des pierres ont des porte-à-faux importants, ils sont très minces, et il n'y a pas de reprise de la force de chassage par le posage. Une limite sur la force maximale de chassage F_{\max} s'impose.

La différence entre la force maximale et la force après avoir traversé est la plus grande pour les assemblages ayant été chassés à force élevée. On le constate à la figure 5.25, qui présente le premier chassage, le déchassage et le deuxième chassage dans le même trou. Dans ce cas de serrage élevé ($i = 22 \mu\text{m}$), la différence entre la force de chassage et de déchassage est de l'ordre de 20 N sur 100 N (tab. 5.5). D'autre part, la variabilité est plus grande sur la force de déchassage que sur la force après avoir traversé.

La force après avoir traversé F_{trav} est un meilleur indicateur de la tenue au couple que F_{\max} , surtout pour les assemblages ayant été chassés avec une force très élevée (fig. 5.26 et 5.27). En particulier, on peut prédire le couple de glissement à partir de la force après avoir traversé $M_{\max} \in [F_{\text{trav}} \cdot \frac{D}{4}, F_{\text{trav}} \cdot \frac{D}{2}]$. En d'autres termes, si lors du chassage la force après avoir traversé est sous le seuil $F_{\text{trav}} < M_{\max} \cdot \frac{4}{D}$, l'assemblage ne remplira pas la spécification et peut être mis au rebut.

Le modèle de Lamé donne un rapport théorique pour le couple et la force $M = F \cdot \frac{D}{2}$. Il est pour l'heure difficile de donner une explication de la différence avec les mesures.

Le couple maximal M_{\max} est la valeur critique pour que l'axe ne glisse pas. Il s'agit aussi d'une exigence fonctionnelle, à l'instar d'une roue horlogère qui ne doit surtout pas glisser sur son pignon,

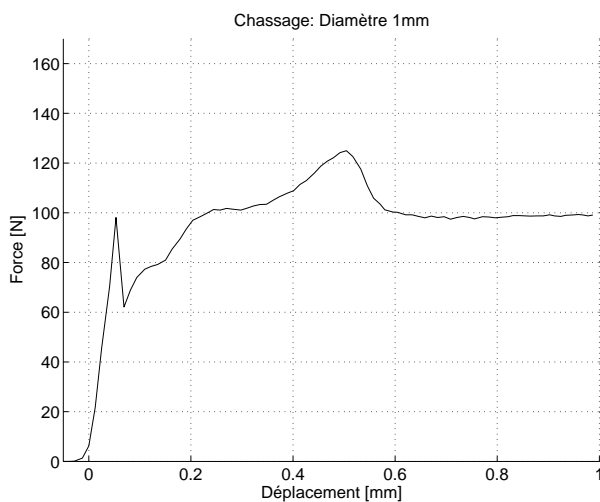


FIG. 5.24 – Pic d’insertion lors du chassage. Plaquettes en Ni d’épaisseur $L = 0.4$ mm, diamètre 1 mm, serrage de $7 \mu\text{m}$, section circulaire.

sinon le propriétaire de la montre fera l’expérience du temps relativiste !

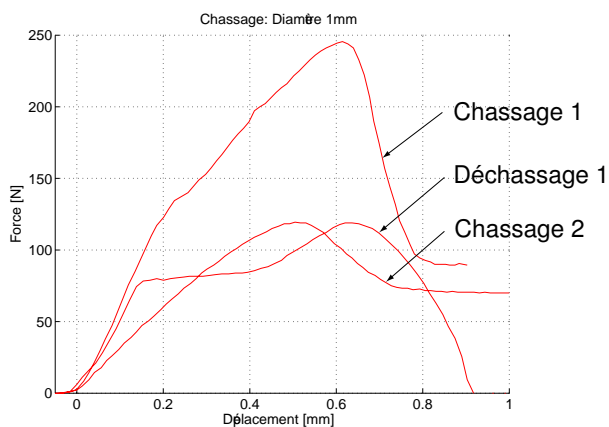


FIG. 5.25 – Premier chassage, déchassage puis deuxième chassage. Section cannelée, serrage de $22 \mu\text{m}$.

Echantillon	1er chassage		Déchassage	2e chassage	
	F_{\max}^1	F_{trav}^1	F_{\max}^D	F_{\max}^2	F_{trav}^2
G1	238.3	91.7	102.2	131.1	74.4
G3	245.6	89.4	118.9	119.4	71.7
G4	221.1	88.3	106.7		
Moyenne	235.0	89.8	109.3	125.3	73.1
Ecart-type	12.6	1.7	8.6	8.3	2.0

TAB. 5.5 – Plaquette en Ni, section cannelée, $i = 22 \mu\text{m}$. Les forces au deuxième chassage sont moins élevées qu'au premier : la force maximale diminue de près de la moitié, alors que la force après avoir traversé ne diminue que de 20%. La force de déchassage F_{\max}^D est plus élevée que la force après avoir traversé au premier chassage F_{trav}^1 . La variabilité est nettement moins élevée pour F_{trav} que pour F_{\max} .

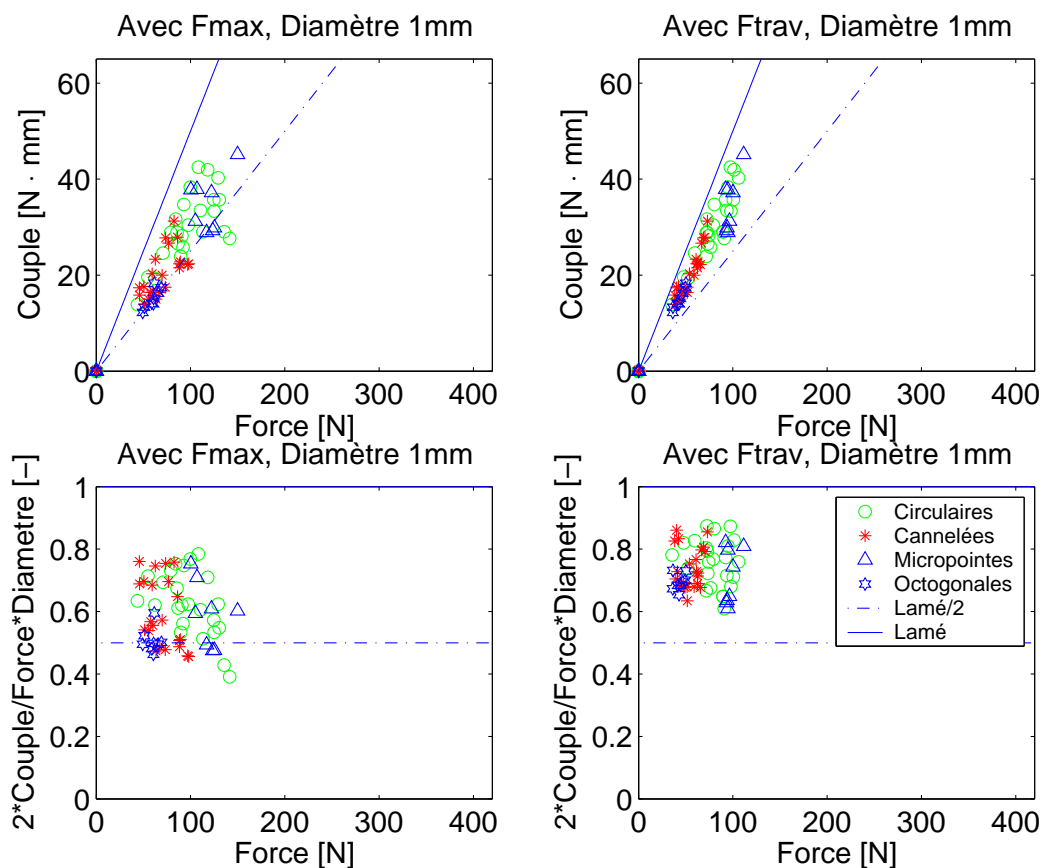


FIG. 5.26 – Couple de glissement en fonction de la force de chassage. Série en premier chassage, serrages $1 - 9 \mu\text{m}$. Le lien entre F_{trav} et M_{\max} est plus serré que celui entre F_{\max} et M_{\max} . Connaissant F_{trav} , on peut prédire que $M_{\max} \in [F_{\text{trav}} \cdot \frac{D}{4}, F_{\text{trav}} \cdot \frac{D}{2}]$. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4 \text{ mm}$, axes en acier.

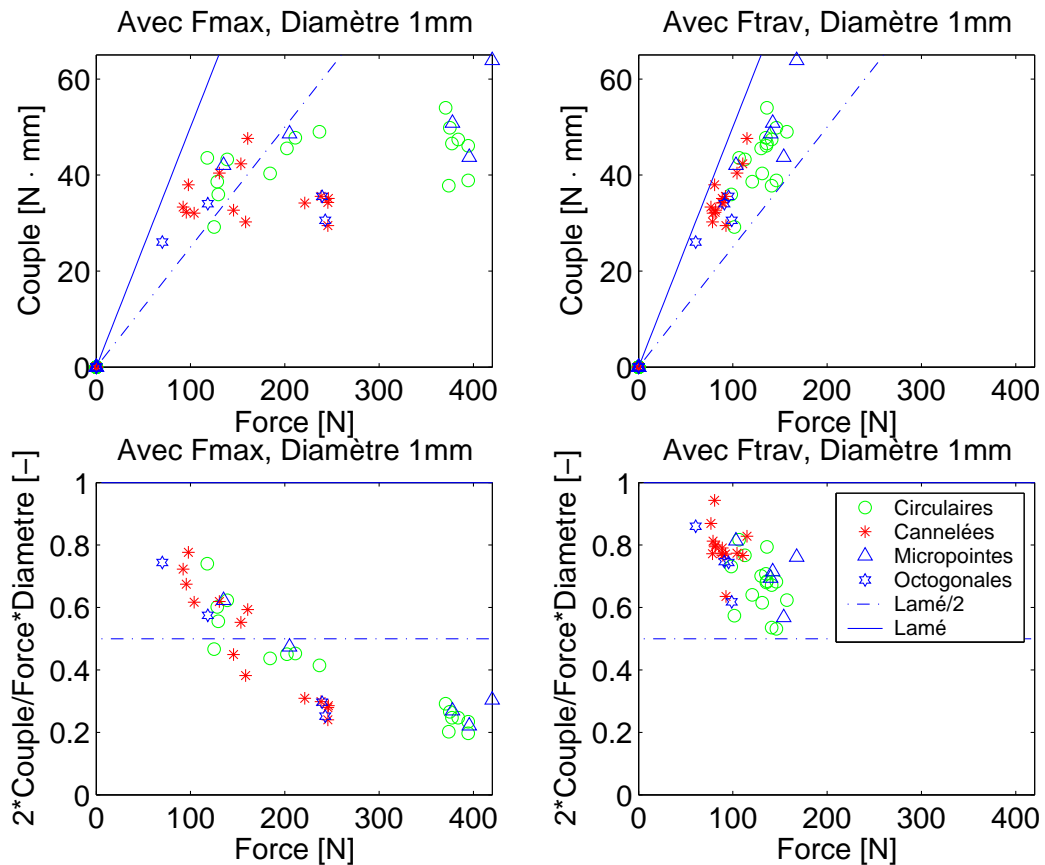


FIG. 5.27 – Couple de glissement en fonction de la force de chassage. Série en deuxième chassage, serrages 9 – 26 μm . Surtout avec des serrages élevés, le lien entre F_{trav} et M_{max} est plus serré que celui entre F_{max} et M_{max} . Connaissant F_{trav} , on peut prédire que $M_{\text{max}} \in [F_{\text{trav}} \cdot \frac{D}{4}, F_{\text{trav}} \cdot \frac{D}{2}]$. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4$ mm, axes en acier.

5.5.2 Influence des paramètres géométriques sur la force de chassage et le couple de glissement

Le modèle de Lamé-Clapeyron est le modèle utilisé pour dimensionner les assemblages chassés. Rappelons que sous sa forme simplifiée, la force de chassage est proportionnelle (ou inversement) :

- à l'interférence ou serrage i , soit la différence des diamètres,
- à l'épaisseur du récepteur L ou longueur du contact,
- au module d'élasticité du récepteur E (dans le modèle complet, il s'agit du module d'élasticité équivalent),
- et au coefficient de frottement entre l'axe et le récepteur μ .

En revanche, la force de chassage ne dépend pas du diamètre D . Autrement dit, en poussant ce modèle à l'extrême, on obtiendrait la même force pour le chassage d'un axe d'un mètre ou d'un millimètre de diamètre, tous les autres paramètres étant égaux. Ceci est particulièrement difficile à appréhender pour le praticien qui aimerait visualiser la déformation d'un volume.

Le couple de glissement dépend des mêmes paramètres géométriques, ainsi que du diamètre.

Nous avons examiné expérimentalement l'influence de ces différents paramètres géométriques sur la force de chassage et le couple de glissement. Nous verrons que :

- Le serrage est le paramètre principal de F_{\max} , qui est plus ou moins proportionnelle au serrage : Une grande réserve sera émise quant à l'utilisation du modèle de Lamé-Clapeyron, car l'opération n'est manifestement pas élastique pour les grands serrages.
- F_{trav} est proportionnelle au serrage dans un domaine élastique, puis il y a saturation à partir d'environ $10 \mu\text{m}$ d'interférence.
- Le diamètre est le paramètre principal de M_{\max} , il y a saturation à partir de $8 - 10 \mu\text{m}$ d'interférence.

Les trois séries d'expériences Les données affichées sur les graphes qui suivront seront référées par le numéro de la série, par exemple, *can 3* désignera les chassages de la troisième série, dans des sections cannelées. Elles seront affichées avec des barres d'erreur, données par $\mu \pm \sigma$.

1. Plaquettes en Ni et Ni - P, serrage $i = 1 - 7 \mu\text{m}$, sections circulaires et avec micropointes.
2. Plaquettes en Ni, serrage $i = 1 - 9 \mu\text{m}$, sections circulaires, avec micropointes, avec cannelures et octogonales.
3. Plaquettes en Ni de la deuxième série, *chassées pour la seconde fois*, serrage $i = 3 - 26 \mu\text{m}$, sections circulaires, avec micropointes, avec cannelures et octogonales.

Les expériences à serrage $i > 9 \mu\text{m}$ ont toutes été faites lors d'un deuxième chassage dans les mêmes pièces. Le diamètre n'a pas été mesuré avant le deuxième chassage, c'est donc le diamètre avant le premier chassage qui servira de référence. D'après les mesures faites par Mimotec sur la première série, le diamètre s'élargit de maximum $1 - 2 \mu\text{m}$ au premier chassage, lorsque $i \leq 7 \mu\text{m}$. Cette correction n'a pas été intégrée dans les données. L'élargissement du diamètre n'est sans doute pas la seule cause de différence entre le premier et le deuxième chassage, il y a également la densification de la matière. En effet, le nickel déposé est moins dense qu'un profilé du même matériau.

Il n'y a pas d'expériences sur des axes de $\varnothing 0.5 \text{ mm}$ avec serrage supérieur à $15 \mu\text{m}$, car avec les forces appliquées, les axes flambaient.

Le serrage

La lecture de la figure 5.28 doit se faire en gardant à l'esprit que les expériences à fort serrage ont toutes été réalisées en deuxième chassage. On y lit que F_{\max} est plus ou moins proportionnelle au serrage, comme le modèle de Lamé-Clapeyron le prédit, tandis que F_{trav} n'est pas proportionnelle au serrage, il y a saturation à partir de $10 \mu\text{m}$. La différence entre F_{\max} et F_{trav} devient très nette à partir de $15 \mu\text{m}$. Cette différence de force représente une énergie qui n'est pas utile à la tenue de l'assemblage, ni au déchassage (tab. 5.5), ni au couple (fig. 5.27).

Il est d'ailleurs curieux que la force maximale suive la proportionnalité proposée par Lamé-Clapeyron. En effet, le modèle transcrit l'équilibre élastique des solides. Tandis que la force maximale constatées dans nos expériences n'est pas la déformation élastique des parois des solides. On a constaté une grande différence de force maximale entre le chassage et le déchassage (fig. 5.25), à serrage élevé. Pour les serrages élevés, la plaquette se déforme visiblement autour du trou. Pour la limiter au maximum, la plaquette était à maximum $10 - 15 \mu\text{m}$ du bord du trou (en appui simple sur le support).

M_{\max} a une dépendance au serrage analogue à F_{trav} , il y a saturation à partir de $8 - 10 \mu\text{m}$.

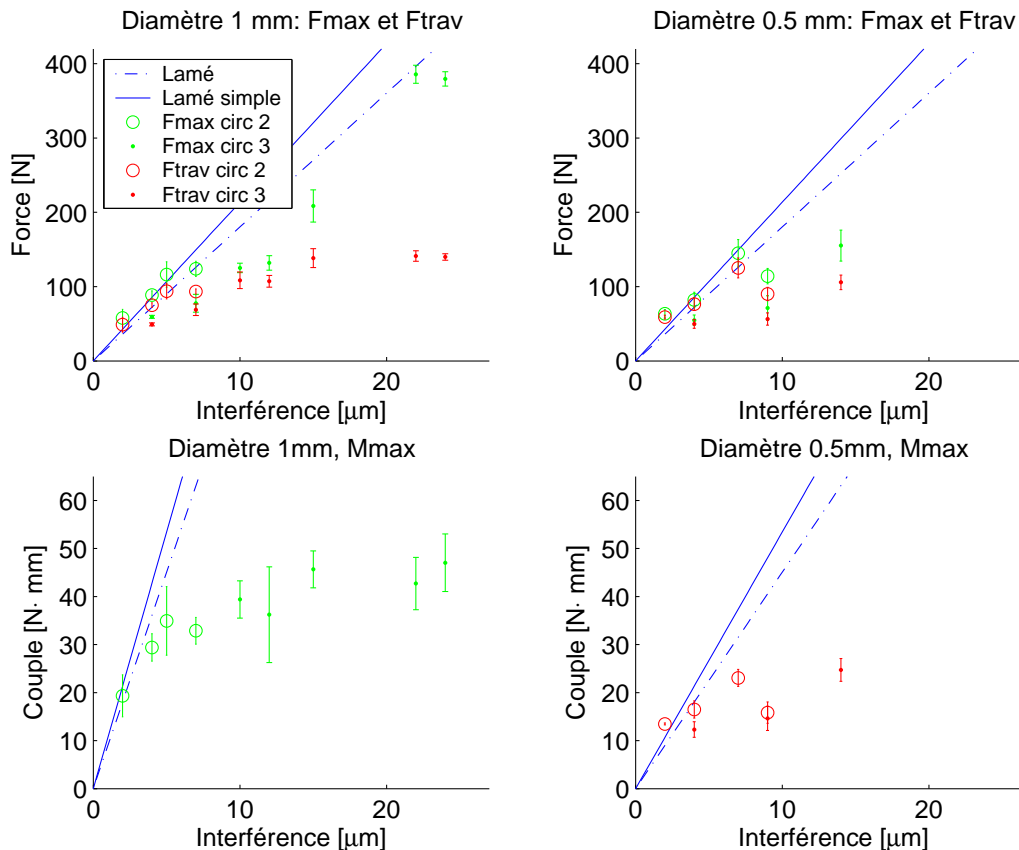


FIG. 5.28 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. F_{\max} semble proportionnelle au serrage, ce qui n'est pas le cas de F_{trav} et M_{\max} , qui saturent. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4 \text{ mm}$, section circulaire, axes en acier. Barres d'erreur donnée $\mu \pm \sigma$.

Le diamètre

Les praticiens sont souvent surpris que la force de chassage ne soit pas fonction du diamètre. Pourtant, c'est ce qu'indique le modèle de Lamé-Clapeyron de la force de chassage. Expérimentalement, ceci s'est confirmé. Il n'y a pas de différence significative de force entre le chassage de diamètres $\varnothing 1.0$ mm et $\varnothing 0.5$ mm (fig. 5.29).

Concernant le couple de glissement, le modèle de Lamé-Clapeyron s'est vérifié à cette échelle, dans le petit domaine des diamètres 0.5 – 1.0 mm : le rapport des diamètres se retrouve approximativement en rapport sur le couple. Cela semble logique vu que les forces sont comparables pour les deux diamètres.

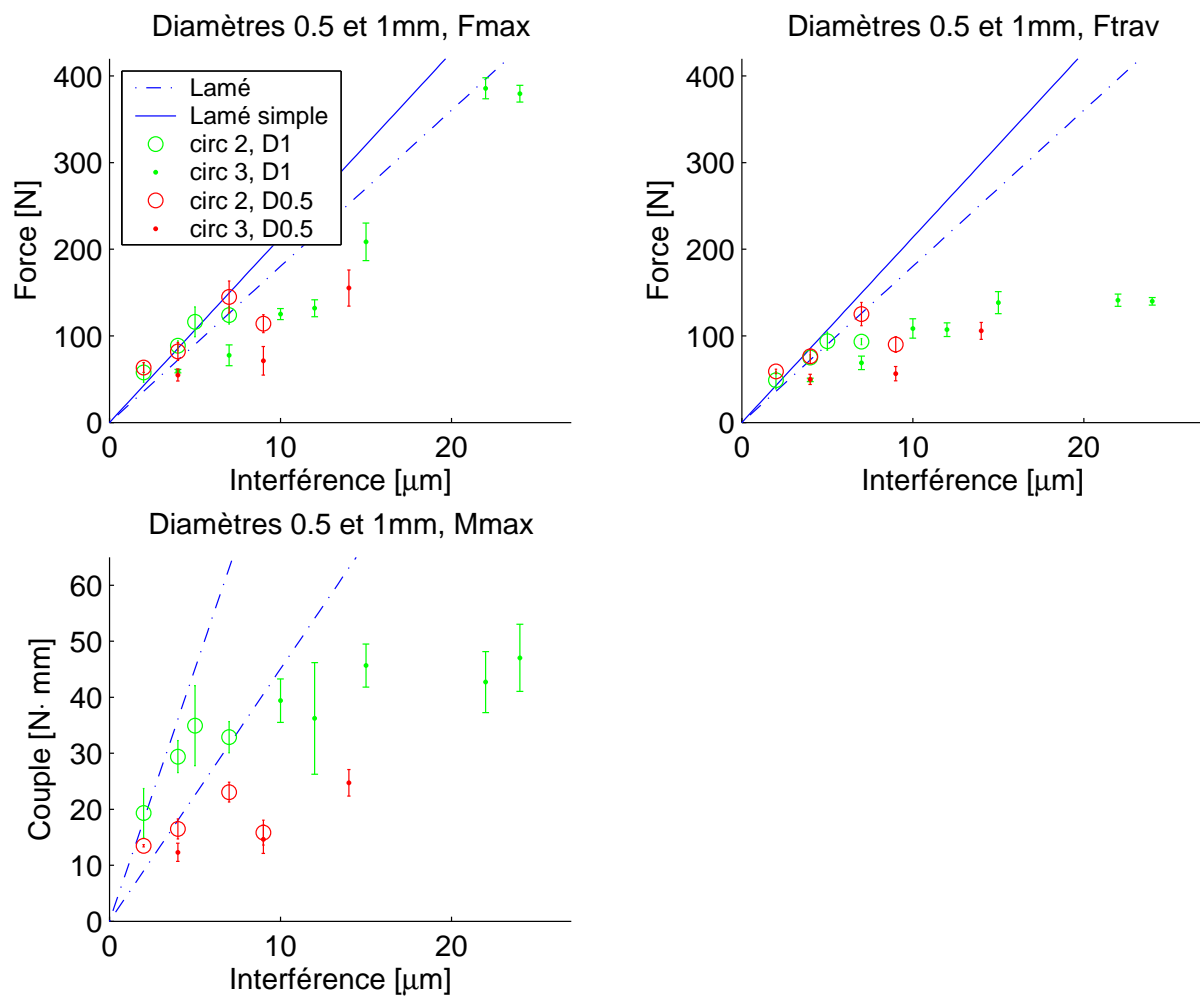


FIG. 5.29 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. Le diamètre ne joue aucun rôle pour la force de chassage, mais il a une influence sur le couple de glissement. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4$ mm, section circulaire, axes en acier.

Le matériau et l'épaisseur

Vu les contraintes de fabrication, nous n'avons pu isoler les paramètres épaisseur et matériau. Mais ce sera fait dans un futur proche. Rappelons qu'il y a à peu près un facteur 1.7 entre les modules d'élasticité

du nickel et du nickel-phosphore : $E_{Ni} = 155 \text{ GPa}$ et $E_{Ni-P} = 90 \text{ GPa}$. Les épaisseurs étaient de $400 \mu\text{m}$ pour les plaquettes en Ni et $200 \mu\text{m}$ pour celles en Ni – P. Selon Lamé-Clapeyron, on devrait retrouver un facteur 3.4 entre les deux séries d'essais.

Malheureusement, beaucoup d'essais ont été fait à très faible serrage, et donc à force inférieure à 20 N et des couples voisins de $5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ (fig. 5.30). Comme le bras de levier était de 5 mm , le couple de $5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ signifie une force mesurée à 1 N . Le niveau de bruit et surtout toutes les autres sources d'imprécision font que les mesures de cet ordre de grandeur sont à prendre avec beaucoup de prudence.

Toutefois, si l'on considère les essais à $D = 1 \text{ mm}$, $i = 7 \mu\text{m}$ où les valeurs plus importantes, le rapport des valeurs moyennes est proche du 3.4 théorique. Les relations de proportionnalité semblent se confirmer. Les courbes force-déplacement présentent des montées en force presque linéairement dépendantes de la profondeur, ce qui laisse aussi penser que la relation entre la force et l'épaisseur doit être proportionnelle. En découlerait la proportionnalité du module d'élasticité.

Une nouvelle série d'expériences sera bienvenue pour confirmer ces premières impressions.

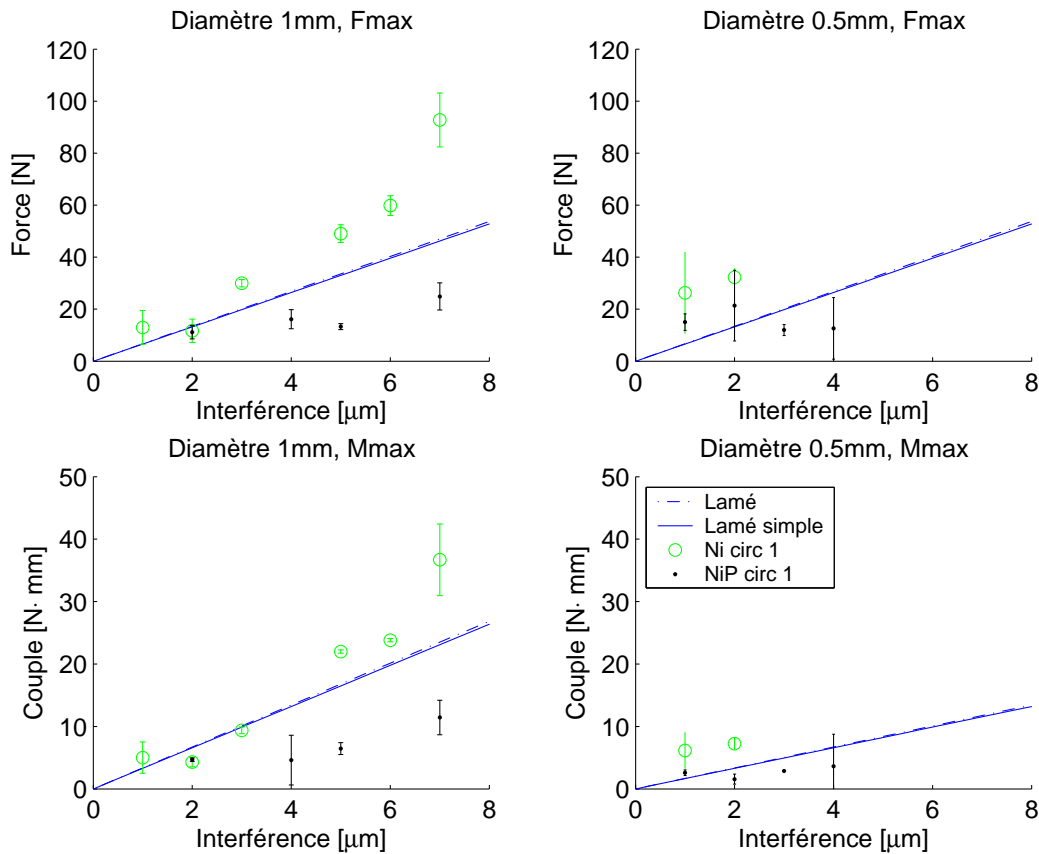


FIG. 5.30 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. Le matériau et l'épaisseur ont une influence sur la force de chassage et le couple de glissement. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4 \text{ mm}$, et en Ni – P d'épaisseur $L = 0.2 \text{ mm}$, section circulaire, axes en acier.

5.5.3 Le type de section de contact

Nous avons testé quatre différentes sections, dont les trois premières sont parfois demandées par des clients de l'entreprise Mimotec qui produit les plaquettes :

1. Circulaire.
2. Avec trois micropointes, dans le but d'augmenter la résistance au couple.
3. Octogonale, ce qui diminue la rigidité et la force maximale. La zone de contact varie en fonction du serrage.
4. Cannelée, ce qui diminue la rigidité et la force maximale, mais définit exactement la zone de contact.

La section cannelée a été imaginée afin de définir le plus précisément possible la zone de contact entre l'axe et le trou, et que celle-ci reste constante quel que soit le serrage.

Les sections à micropointes et circulaires donnent des résultats similaires (fig. 5.31), les sections cannelées et octogonales aussi, mais inférieurs. En revanche, les rapports M_{\max}/F_{\max} restent dans la même plage pour toutes les sections (fig. 5.26 et 5.27).

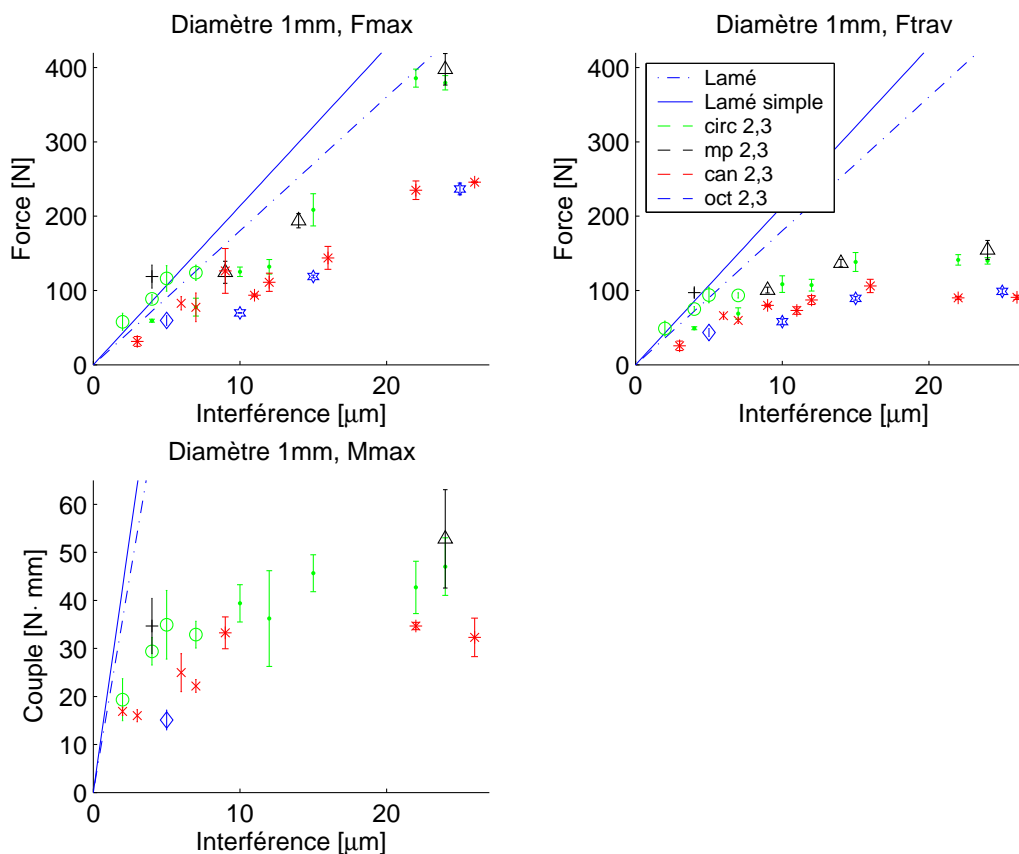


FIG. 5.31 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. Le type de section a une influence sur la force de chassage et le couple de glissement. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4$ mm, trous de diamètre $D = 1.0$ mm, axes en acier.

Intérêt et particularités des sections avec micropointes

L'effet des micropointes (fig. 5.5.3) dépend de la dureté des matériaux ou surfaces en contact. Si la dureté des micropointes est supérieure à celle de l'autre composant, les micropointes créent une usure par abrasion, et pénètrent dans l'autre composant. Ce qui augmente la résistance au couple. Si elles sont moins dures, elles sont usées ou arrachées. Ce dernier cas de figure a été vérifié par l'expérience. La force au premier chassage est effectivement plus élevée que s'il n'y a pas de micropointes, ce qui ne surprend pas (fig. 5.33). En revanche, le couple de glissement n'est pas significativement plus élevé avec que sans micropointes.

Les observations au microscope électronique ont permis de constater que les micropointes disparaissent après le premier chassage, qu'il n'en reste que des copeaux ou autres éclats à la sortie du trou (fig. 5.34 et 5.35). L'explication tient au fait que l'axe en acier trempé (710 HV) est plus dur que le récepteur en nickel (580 HV) ou en nickel-phosphore (550 HV). Les axes ne sont pas marqués. Ce n'est pas une solution intéressante si le récepteur est plus ductile que l'axe. Dans ce cas, un axe avec des pointes serait intéressant.

La configuration expérimentée n'a pas d'utilité fonctionnelle, avec des micropointes en nickel moins dures que l'axe en acier trempé. Toutefois, il serait intéressant d'évaluer l'intérêt de ce type de géométrie avec des axes moins durs que le nickel, ou alors, de créer des axes avec des pointes.

Si l'on trempe le Ni – P à 12% de P en poids, il peut atteindre une dureté de 1000 HV, mais devient tellement cassant qu'il est impensable de chasser un axe. L'intermétallique qui se forme entre Ni et Ni – P est principalement du Ni_3P . A l'équilibre, un mélange d'environ 20% atomique de P (approximativement identique à 12% poids que l'on a), donne 80% des atomes dans Ni_3P (phase fragile), et 20% dans le Ni. Même si l'équilibre n'est pas entièrement atteint, ça explique qu'on obtient quelque chose de vraiment très cassant...

Si la teneur en phosphore est diminuée, cette possibilité de réaliser des pointes plus dures que l'axe redeviendrait pertinente.

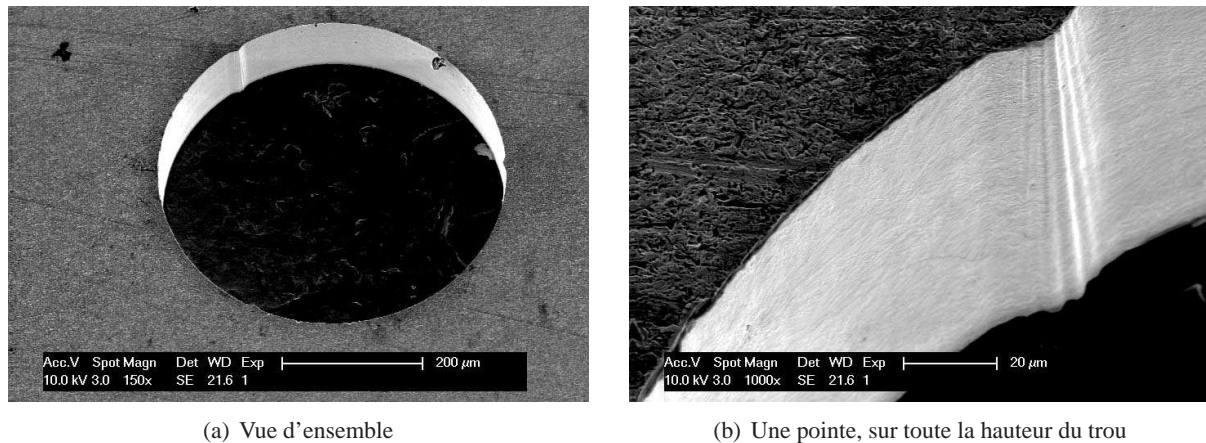


FIG. 5.32 – Un trou à section circulaire avec trois micropointes ($D = 0.5$ mm), plaquette en Ni – P, avant chassage. Avant chassage, les pointes sont bien visibles, même si celles-ci sont de l'ordre de 6 – 7 μm (première série produite).

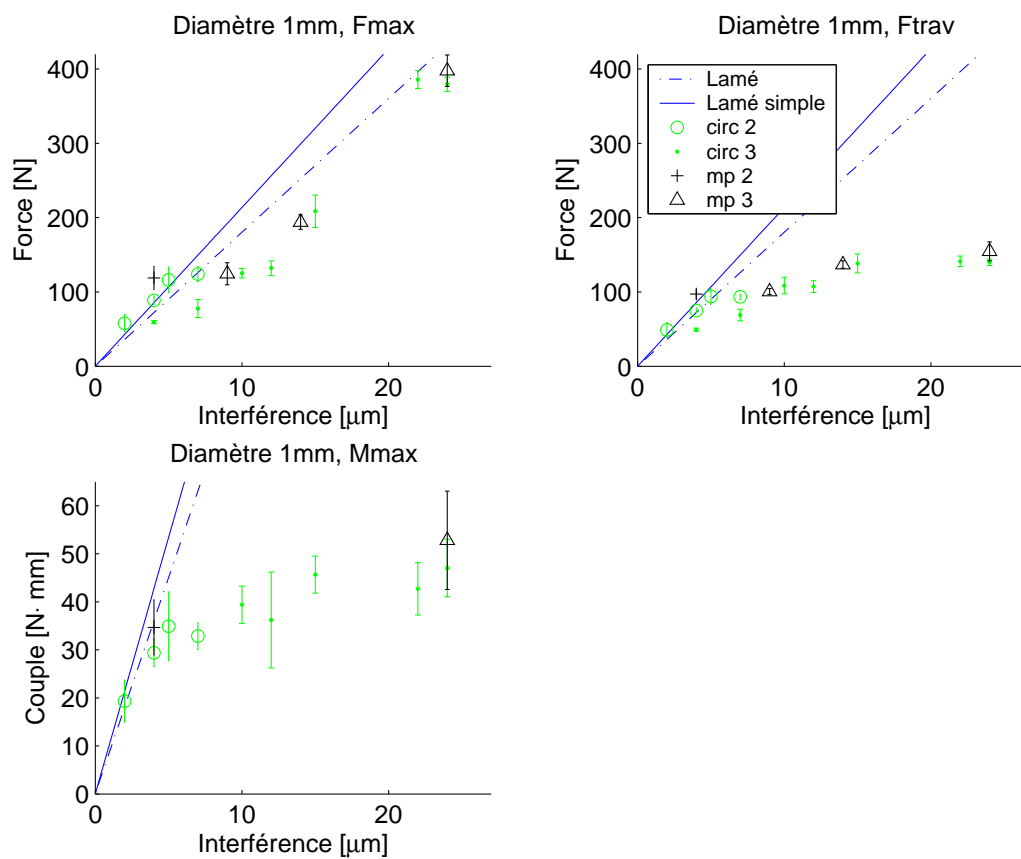
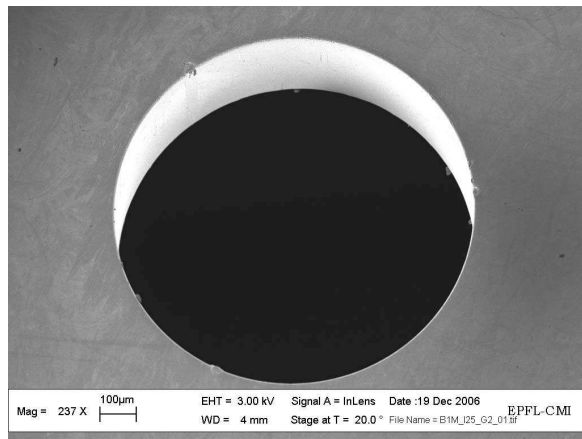
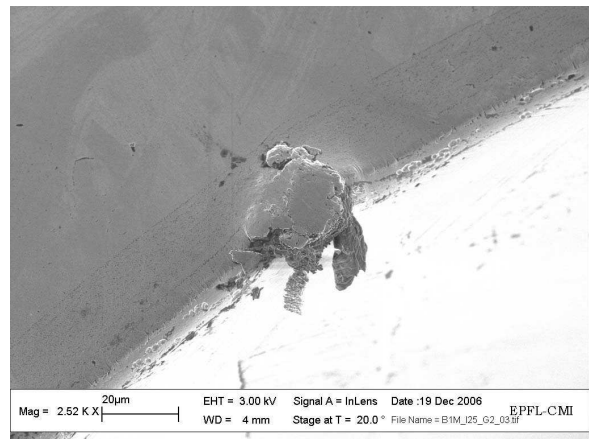


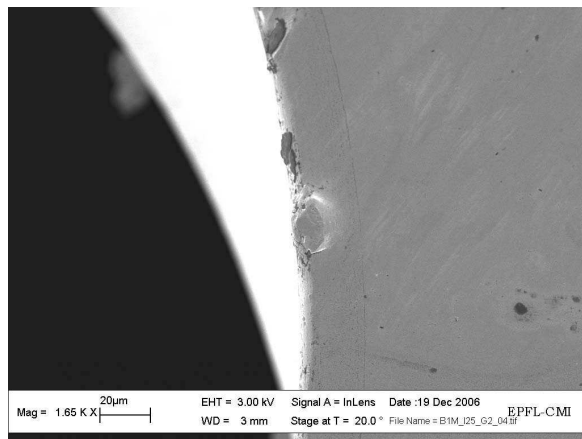
FIG. 5.33 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. Le couple de glissement n'est pas significativement plus élevé avec que sans micropointes. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4$ mm, trous de diamètre $D = 1.0$ mm, axes en acier.



(a) Vue d'ensemble depuis la sortie du trou



(b) Pointe 1, en copeaux !



(c) Pointe 2, trace d'éclat

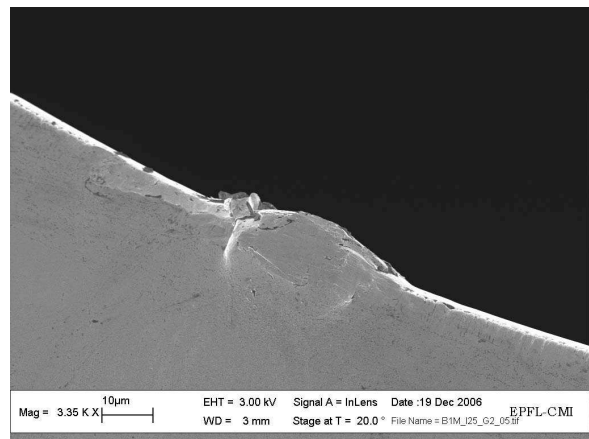
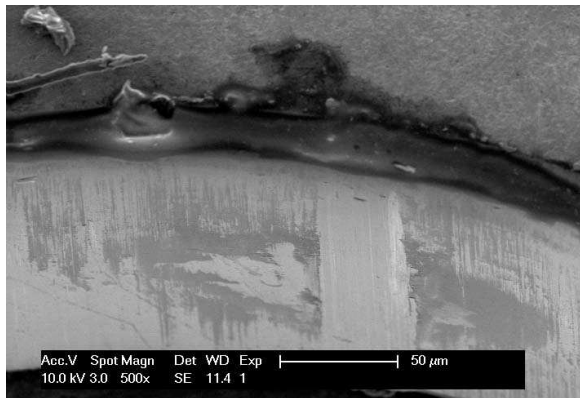
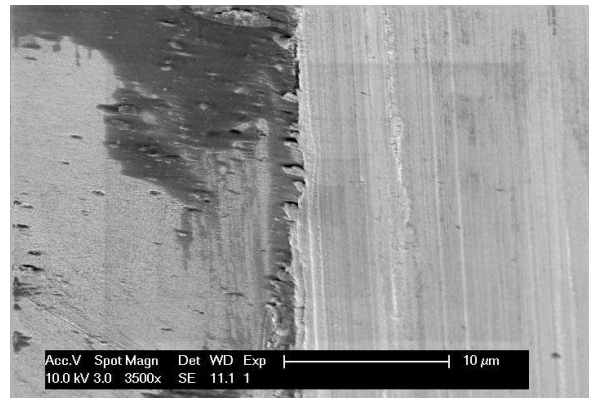
(d) Pointe 3 en bon état, $\approx 7 \mu\text{m}$ de pointe pour $20 \mu\text{m}$ de large, alors qu'initialement, elles faisaient toutes $\approx 11 \mu\text{m}$ de pointe pour $20 \mu\text{m}$ de large.

FIG. 5.34 – Deux trous à section circulaire avec trois micropointes ($D = 0.5 \text{ mm}$, Ni, $i = 14 \mu\text{m}$), après chassage. Toutes les vues sont prises côté sortie du trou. L'emplacement des pointes est toujours visible.



(a) Pointe arrachée (usée) sur toute la hauteur du trou.



(b) Détail sur le bord de la zone d'usure de la pointe.

FIG. 5.35 – Un trou à section circulaire ($D = 1.0$ mm, $i = 9$ μm) avec trois micropointes (11 μm), plaquette en Ni, après chassage. On distingue des zones d'oxydes dans les zones jouxtant la micropointe. Il devait donc y avoir présence d'oxygène pendant le chassage, d'ailleurs les images montrent que l'axe et le trou n'étaient pas directement en contact en dehors des zones à micropointes (absences de raies en dehors des zones à micropointes).

Intérêt et particularités des sections octogonales

Les sections octogonales diminuent la rigidité (fig. 5.36), mais la zone de contact varie en fonction du serrage. Les observations au microscope électronique l'ont clairement montré (fig. 5.37). Cette zone de contact en forme de sablier est due à la géométrie convexe du trou (sect. 2.2.4). La répétitivité de la tenue au couple sera fortement influencée par la variabilité du diamètre.

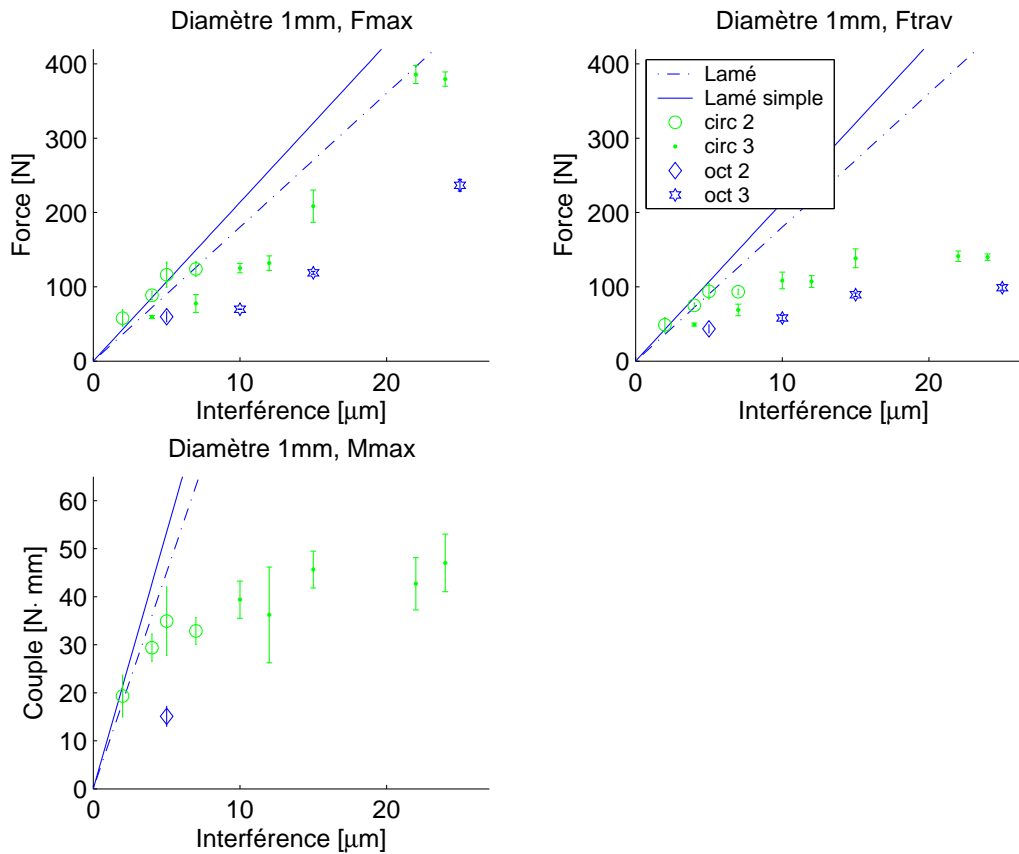
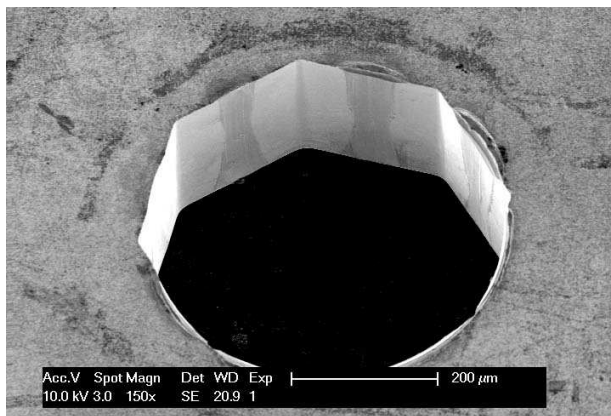
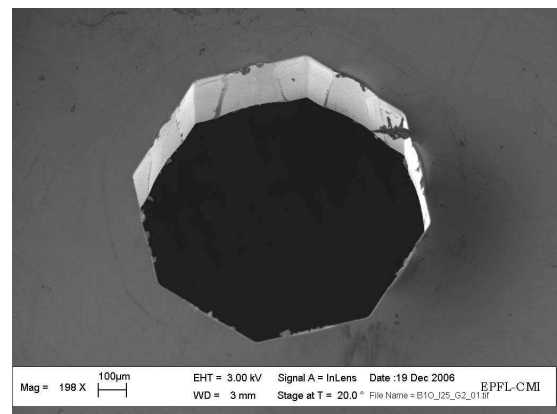


FIG. 5.36 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. La section octogonale diminue la rigidité, ce qui limite la force maximale. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4$ mm, trous de diamètre $D = 1.0$ mm, axes en acier.



(a) $D = 0.5 \text{ mm}$, $i = 5 \text{ } \mu\text{m}$. Les zones de contact prennent $1/3$ de la largeur des faces de l'octogone.



(b) $D = 1.0 \text{ mm}$, $i = 25 \text{ } \mu\text{m}$. Les zones de contact prennent $2/3$ de la largeur des faces de l'octogone.

FIG. 5.37 – Deux trous à section octogonale dans des plaquettes en nickel, dans lesquels des axes en acier ont été chassés puis déchassés. Les zones de contact (frottement) sont bien distinctes, elles prennent $1/3$ de la largeur des faces de l'octogone dans le cas à $5 \text{ } \mu\text{m}$ de serrage, et $2/3$ avec $25 \text{ } \mu\text{m}$.

Intérêt et particularités des sections cannelées

Les cannelures permettent de :

- Réduire la rigidité du contact, donc la force maximale à appliquer pour chasser (fig. 5.38).
- Améliorer l'évacuation des oxydes, et autres particules, dans la zone sans contact. Cela diminue aussi l'usure adhésive.
- Diminuer la surface de contact, donc la pression aux zones de contact est plus élevée que la pression moyenne lorsque le contact est circulaire. Un des matériaux prend un rôle "sacrificiel" pour s'adapter aux tolérances plus larges. Ceci se pratique couramment avec les polymères.

Le rôle sacrificiel du nickel est flagrant lorsqu'il s'agit de gros serrage, où un bourrelet se forme à la sortie et à l'entrée du trou. Les rebords de trous chassés avec $24 \mu\text{m}$ de serrage ont été mesurés par un palpeur nanométrique, dans lequel le stilet est tenu par un fil nylon. Il s'agit d'une mesure 1D. Le rebord côté sortie est le plus grand, de $7 \mu\text{m}$ de hauteur maximale, tout en s'étalant sur $50 \mu\text{m}$ de large (fig. 5.41a). Celui côté entrée fait $7 \mu\text{m}$ de hauteur maximale, tout en s'étalant sur plus de $100 \mu\text{m}$ de large. Le bourrelet d'entrée est-il dû au déchassage et celui de sortie au chassage ? Quoiqu'il en soit, pour le même serrage, les cannelures ne créent pas de bourrelet, $< 0.1 \mu\text{m}$ (fig. 5.41b). Pour indication, un trou jaugé a moins de $0.03 \mu\text{m}$ de rebord.

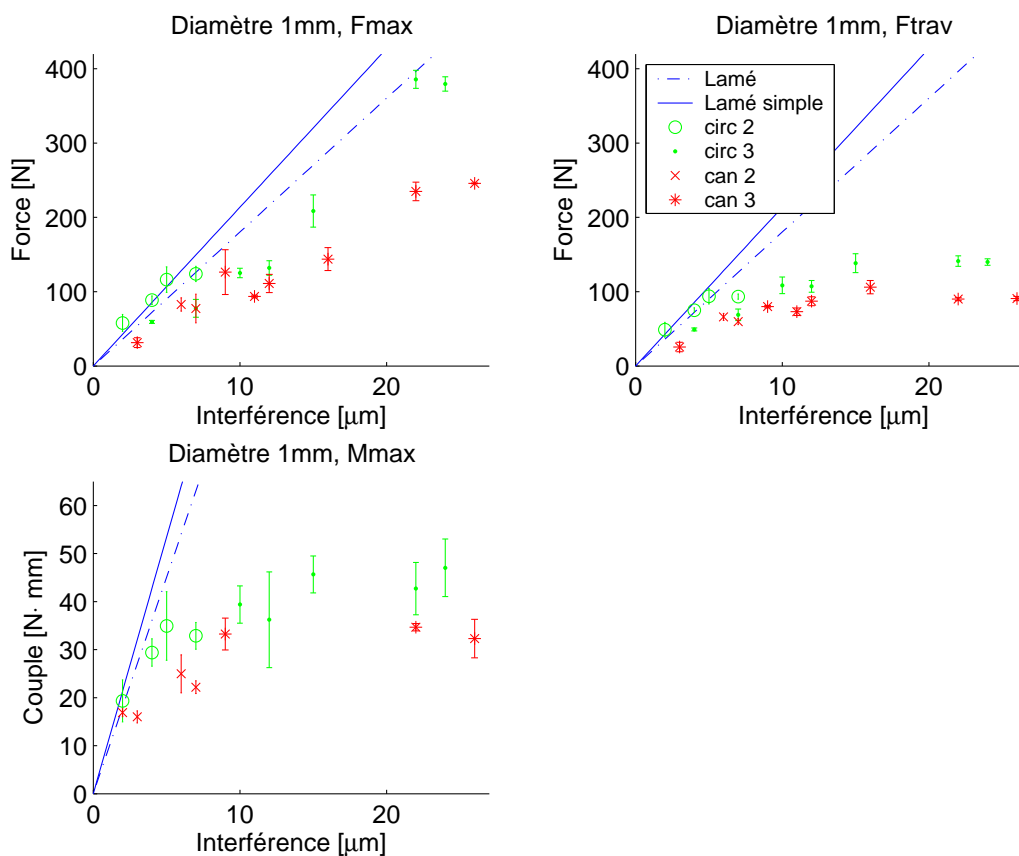
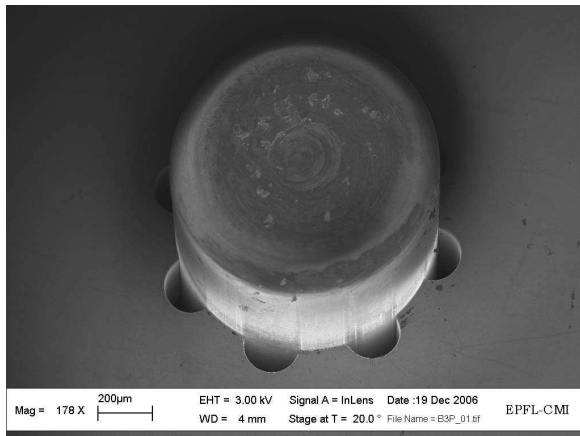
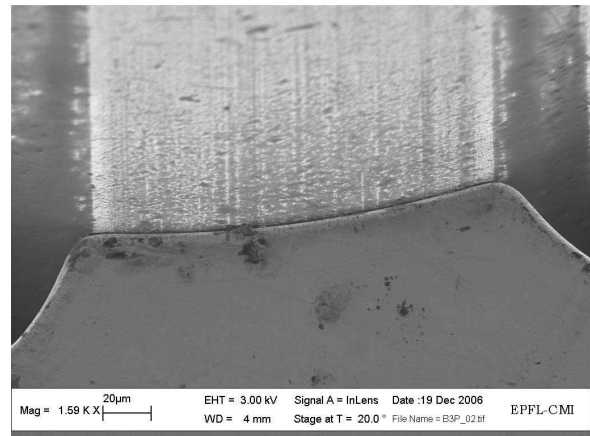


FIG. 5.38 – Force de chassage et couple de glissement en fonction du serrage. La section cannelée diminue la rigidité, ce qui limite la force maximale. Plaquettes en Ni d'épaisseur $L = 0.4 \text{ mm}$, trous de diamètre $D = 1.0 \text{ mm}$, axes en acier.



(a) Là où il y a contact, une zone d'oxyde est arrachée. Il y a changement d'aspect (surface brillante).



(b) Détail sur la zone de frottement.

FIG. 5.39 – Plaquette en Ni, trou à section cannelée $D = 1.0$ mm, $i = 12$ μm , après chassage.

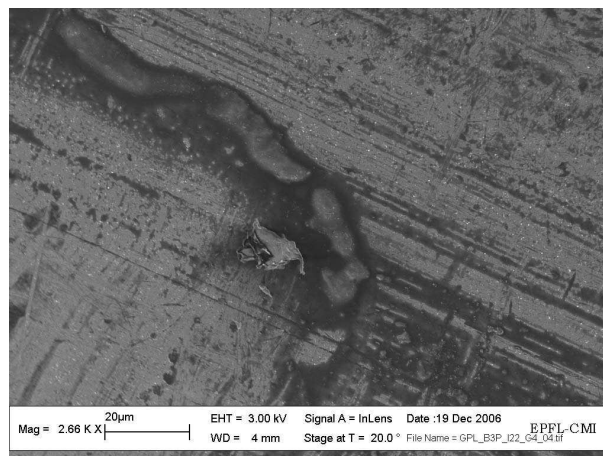


FIG. 5.40 – Dépôt d'oxyde sur un axe en acier, à l'emplacement d'un bord de cannelure. $D = 1.0$ mm, $i = 22$ μm .

Bilan sur les sections testées

Quatre différentes sections ont été testées :

1. Circulaire, sans surprise, sauf que la force peut atteindre des valeurs très élevées.
2. Les micropointes doivent être plus dures que l'autre composant de l'assemblage pour augmenter la résistance au couple.
3. Les sections octogonales diminuent la rigidité et la force maximale, mais la zone de contact varie en fonction du serrage.
4. Les cannelures diminuent la rigidité et la force maximale, tout en définissant une zone de contact axe-trou constante quel que soit le serrage.

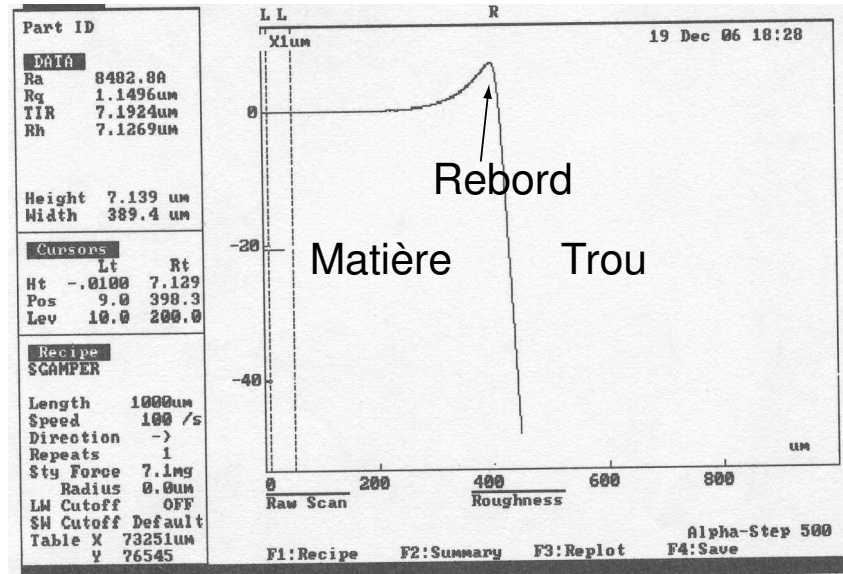
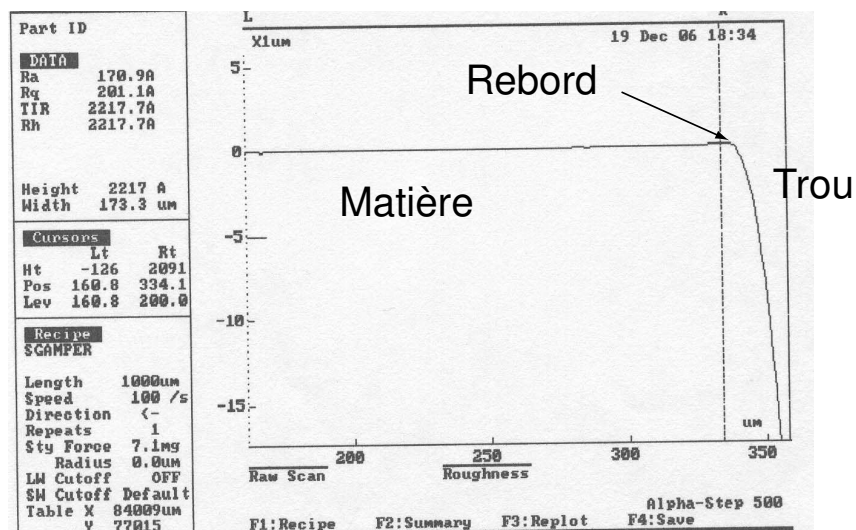
(a) Section circulaire. Hauteur du rebord de 7 μm .(b) Section cannelée. Hauteur du rebord de 0.2 μm .

FIG. 5.41 – Rebords créés à la sortie d'un trou lors du chassage (et du déchassage) d'un axe avec 22 μm de serrage. Le maximum est le bord du trou. A gauche, la matière. Il ne faut pas prêter attention à la pente du trou (verticalité).

5.5.4 Synthèse des influences des paramètres géométriques et des sections de contact sur la force de chassage et le couple de glissement

Ce travail expérimental a permis de se faire une idée plus précise de l'influence des paramètres géométriques sur la force de chassage et le couple de glissement. Le tableau 5.6 récapitule les informations extraites des expériences. Pour tous les paramètres, l'influence prédite par le modèle de Lamé-Clapeyron, la proportionnalité, semble se confirmer. Cependant, le serrage, qui a été testé sur une plage beaucoup plus large que celle utilisée généralement, semble s'en écarter au-delà d'une limite qui se situe vers $10 \mu\text{m}$ selon qu'il s'agisse de F_{max} ou F_{trav} .

Le serrage a fait l'objet d'une attention toute particulière, parce que la sensibilité du modèle de Lamé-Clapeyron à ce paramètre est extrême. Aux dimensions horlogères typiques, la variation du serrage dans les tolérances conduit à une variation d'un facteur 6 sur la force (tab. 5.7) ! C'est le facteur de risque le plus élevé, mais aussi le moyen le plus puissant d'améliorer la tenue au déchassage.

Lorsque la fonction requise est un couple de glissement élevé, mais que la force de déchassage n'est pas critique, il est bon d'augmenter la surface de contact, par exemple en augmentant le diamètre (cela ne coûte rien en force), ou la profondeur de chassage (longueur de contact).

Il faut retenir que la force de chassage et le couple de glissement ont une très grande sensibilité au serrage, qui n'est pas simple à maîtriser à la fabrication.

	i	D	L	E	Section
F_{max}	\propto	\propto	\propto	\propto	(micropointes \approx circulaire) > (cannelures \approx octogones)
F_{trav}	$\propto \rightarrow$	\propto	\propto	\propto	(micropointes \approx circulaire) > (cannelures \approx octogones)
M_{max}	$\propto \rightarrow$	\propto	\propto	\propto	(micropointes \approx circulaire) > (cannelures \approx octogones)

TAB. 5.6 – Récapitulatif de l'influence des paramètres géométriques sur la force de chassage et le couple de glissement. La flèche horizontale \rightarrow signifie qu'il y a saturation dans la plage des serrages étudiés, $i = 1 - 26 \mu\text{m}$.

	i [μm]	D [μm]	L [μm]	E [GPa]
Dimension typique	7	500	500	155
Tolérance typique t	± 5	± 3	± 10	± 10
$\frac{F_{\text{max}}(t_{\text{max}})}{F_{\text{min}}(t_{\text{min}})}$ [-]	6	1.00	1.04	1.14
$\frac{M_{\text{max}}(t_{\text{max}})}{M_{\text{min}}(t_{\text{min}})}$ [-]	6	1.01	1.04	1.14

TAB. 5.7 – Influence des tolérances horlogères typiques des paramètres géométriques sur la force de chassage et le couple de glissement, selon le modèle de Lamé-Clapeyron simplifié. Le facteur de variation est de 6 pour l'interférence ! Le diamètre D et le module de Young E sont donnés pour un récepteur en nickel.

5.5.5 Observations sur les échantillons et hypothèses sur les phénomènes

Les sections octogonales et cannelées ont été d'une grande aide pour comprendre les phénomènes intervenant pendant le chassage. Les cannelures permettent d'observer les bords des zones de contact avec l'axe dans le trou. Les octogones mettent en évidence le phénomène d'oxydation se produisant lorsqu'il y a présence d'oxygène pendant le chassage.

Nous pensons que les phénomènes suivants interviennent :

1. Usure adhésive du récepteur et création d'une liaison chimique : des microsoudures se font entre l'acier et le nickel.
2. Apparition d'oxydes au bord des zones de contact.
3. Evacuation des oxydes : les cannelures font office de canaux d'évacuation des oxydes.
4. Usinage du récepteur en cas de très fort serrage.

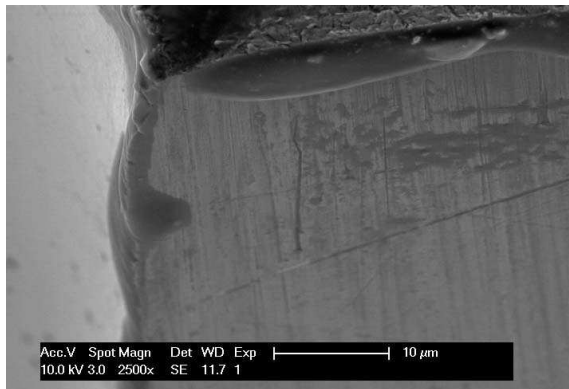
Nous allons détailler ces phénomènes dans les sous-sections qui suivent.

Usure adhésive du récepteur et création de micro-soudures

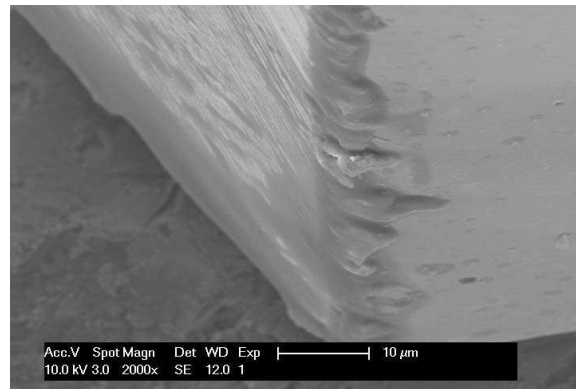
Avant qu'un composant ne soit assemblé, sa surface extérieure est une couche d'oxydes, qui se crée naturellement à l'air ambiant. En effet, les métaux standards, tels que Al, Ni, Fe, Cr, ont une couche d'oxyde de l'ordre de 10 nm à température ambiante. Lorsque l'axe est chassé dans le trou, la couche de moins d' $1\ \mu\text{m}$ d'oxydes est râpée pendant le chassage et elle ne peut se recréer vu l'intimité du contact (absence d'oxygène et charge élevée). Une liaison chimique se réalise par le biais de micro-soudures.

Ce que l'on assimile à une force de frottement est en fait la somme des forces dues aux micro-cycles arrachage-chauffage-liaison-refroidissement-arrachage. Ces ruptures peuvent ne pas se réaliser dans le plan de contact, mais dans le matériau le plus faible, en l'occurrence dans le récepteur en nickel (fig. 5.42). Il y aurait alors un transfert de matière. Ceci pourrait être vérifié par une analyse spectrométrique des résidus sur l'axe déchassé. Le chauffage n'est pas absolument nécessaire à la réalisation de micro-soudures, ici, la pression élevée suffit.

Pour tirer parti de ces micro-soudures, et favoriser la tenue axiale et radiale, il faudrait maximiser la pression de contact.



(a) Traces de déformation sur les bords des cannelures.



(b) Sur le bord d'une cannelure, traces d'arrachage ?

FIG. 5.42 – Plaquette en Ni, trou à section cannelée $D = 1.0\ \text{mm}$, $i = 16\ \mu\text{m}$, après chassage.

Particularité du titane Les métaux standards, tels que Al, Ni, Fe, Cr, ont une couche d'oxyde de 10 nm à température ambiante. Le titane a aussi cette couche à basse température, mais il a la spécificité qu'à haute température les oxydes et autres dépôts se dissolvent dans le titane. En cas de chassage dans un récepteur en titane, la liaison serait très intime (si on chauffe les assemblages dans un four après le chassage ou si l'élévation de température est suffisante pendant le chassage).

Particularités des alliages au plomb L'entreprise Micro Precision System MPS SA à Bienne nous a communiqué avoir des problèmes avec des chassages en acier Sandvik 20 AP (1% C, 0.2% Pb, 0.4% Mn, 0.2% Si, 0.05% S, fournisseur en Suisse : Klein, à Bienne). Les bagues de leurs roulements à quatre points de contact sont chassés en deux fois. Au premier chassage, la bague est pré-positionnée près de sa position finale et le jeu du roulement est mesuré. La consigne en position du deuxième chassage est donnée pour que le jeu du roulement corresponde à la valeur souhaitée. Le problème est qu'au deuxième chassage, la force nécessaire peut être cinq fois plus élevée qu'au premier chassage. Appliquer une grande force rend difficile l'exécution d'un petit déplacement et grand le risque de déformation permanente des composants. L'acier en question contient 0.2% de plomb.

Ce problème nous a rappelé des essais effectués au début de l'étude du chassage. Il s'agissait de chasser des axes $\varnothing 1$ mm en acier dans une plaque en laiton, dans une épaisseur de $L = 1.5$ mm. Un axe était chassé à fleur dans un sens, l'ensemble était retourné et l'axe qui dépassait était de nouveau chassé à fleur, c'est-à-dire en sens inverse. La force maximale et l'aspect de la courbe force-déplacement étaient différents selon le sens de chassage, mais à chaque chassage dans un sens donné, la force maximale augmentait (fig. 5.43). Et ceci sur dix à vingt chassages au moins. Lors des mêmes essais dans des récepteurs en acier, la force maximale restait en général stable (ou légère diminution).

Nous pensons que la répétition des chassages augmente la surface réelle de contact, et donc aussi l'échauffement dans la zone d'interaction. Ainsi, les micro-soudures sont stimulées par l'échauffement plus important et sont favorisées par la présence du plomb dans le laiton (1 – 3% dans le laiton utilisé), car il a un bas point de fusion ($T_f(\text{Pb}) = 327^\circ\text{C}$). Il est sous forme liquide à basse température et diffuse donc plus rapidement.

Concernant les essais de Radhakrishnan et al. sur l'effet d'un recuit de détente, nous avons fait remarquer qu'il se passe sans doute un brasage par diffusion. La zone de contact est d'autant plus grande que les métaux sont ductiles, ce qui favorise la diffusion. Avec le plomb, la température n'a pas besoin d'être très élevée, sa température de fusion étant basse $T_f = 600$ K. En première approximation, cet effet se passe dès que la température atteint le tiers de la température de fusion exprimée en Kelvin, soit pour le plomb, plus bas que la température ambiante...

Cet effet de brasage est bénéfique pour la tenue axiale, mais n'est pas souhaitable lorsqu'il faut chasser en deux temps. Au concepteur de savoir utiliser cette propriété à bon escient.

Apparition d'oxydes au bord des zones de contact, évacuation des particules par les cannelures

Les sections octogonales ont mis en évidence un des phénomènes qui se produit lors du chassage, l'apparition d'oxydes sous forme de bandes noires juste à l'extérieur des zones de contact (fig. 5.44 et 5.45). Il y a deux contributions : les oxydes initiaux, présents sur les pièces avant le chassage, et les oxydes qui sont formés pendant le chassage.

Une analyse des dépôts validerait définitivement cette hypothèse. Il serait intéressant de chasser sous azote pour vérifier que l'absence d'oxygène évite les dépôts d'oxydes. L'absence de couche d'oxydes aurait une influence sur la tenue des chassages, car le contact direct métal-métal facilite les micro-soudures.

Les couches d'oxydes n'ont qu'une influence assez limitée sur la force de chassage. Les cannelures, si elles existent, font office de canaux d'évacuation des oxydes et autres particules. Ceci pourrait réduire un peu la force maximale lors du premier chassage, car il n'y a pas besoin de traîner ces particules jusqu'à la sortie du trou.

Pour tirer parti de cette possibilité d'évacuer les oxydes, il faudrait maximiser le nombre de canaux.

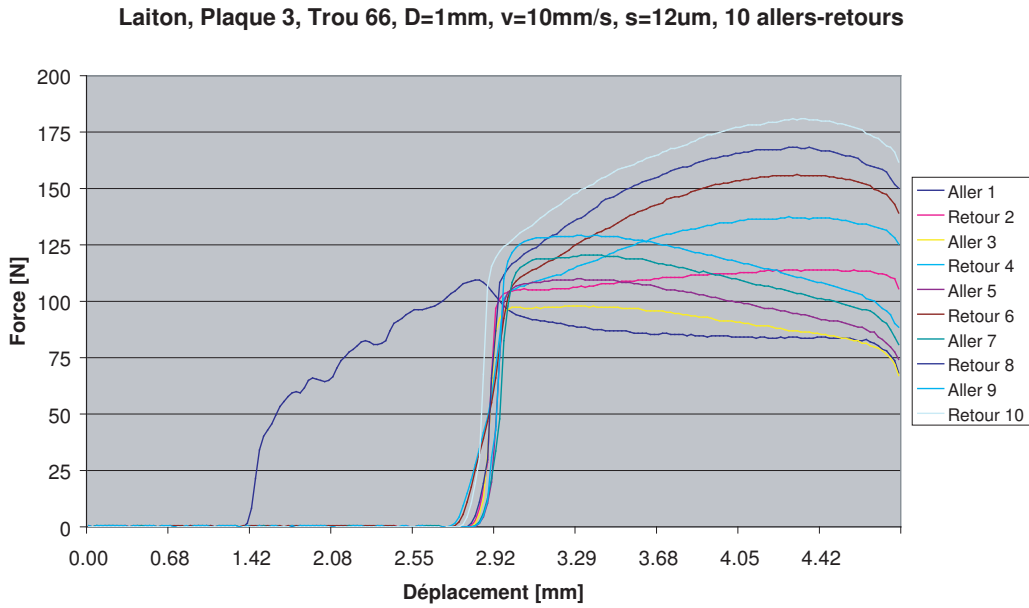


FIG. 5.43 – Chassage d'un axe acier $\varnothing 1$ mm dans un récepteur en laiton, dans une épaisseur de $L = 1.5$ mm. Chassage à fleur dans un sens, puis dans l'autre, 10 allers-retours. A chaque chassage dans un sens donné, la force maximale augmente.

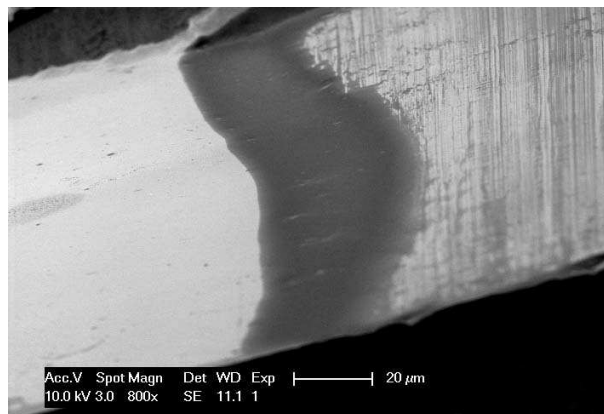


FIG. 5.44 – Le bord d'une zone de contact dans un trou octogonal. La zone de contact axe-trou est marquée de stries verticales. A l'extérieur de la zone de contact se trouve une traînée d'oxydes, noirs, de $40 \mu\text{m}$ de large dans ce cas.

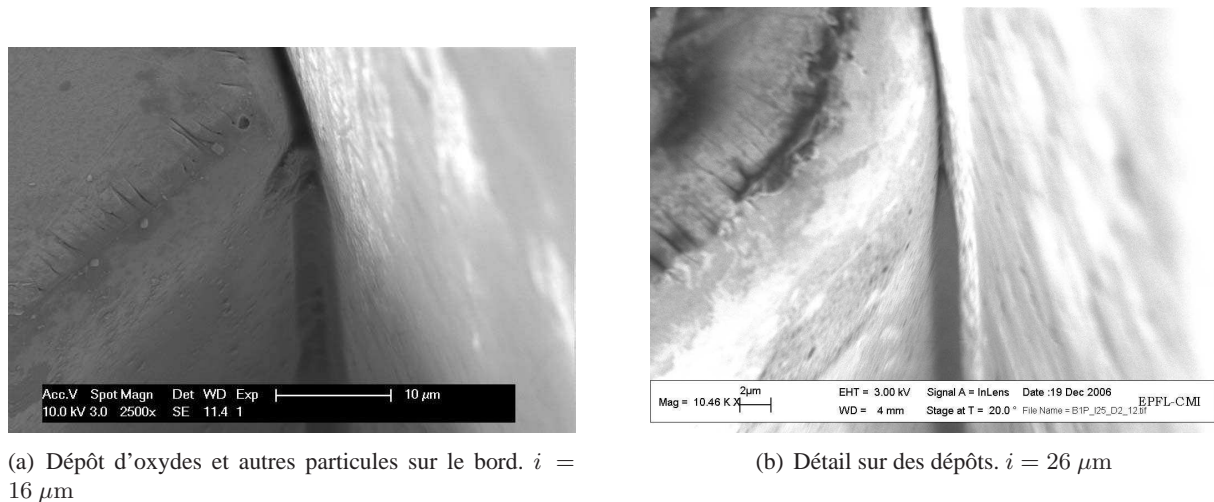


FIG. 5.45 – Plaquette en Ni, trou à section cannelée $D = 1.0 \text{ mm}$, après chassage.

Usinage du récepteur en cas de très fort serrage

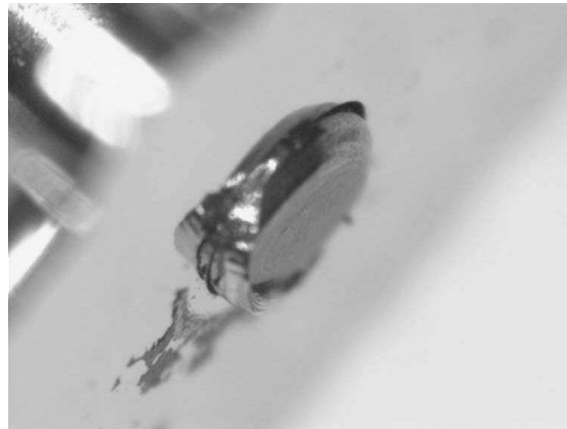
Lorsque l'interférence est trop forte ($i > 30 \mu\text{m}$), et si l'axe est plus dur que le récepteur, il sert d'outil de coupe, et un copeau est bien visible à la sortie (fig. 5.46). Lors de ce chassage, la force maximale est montée jusqu'à plus de 900 N pour $i = 32 \mu\text{m}$ à la sortie du trou. A $i = 24 \mu\text{m}$, la force maximale est encore aux alentours de 400 N et peut se trouver par le modèle de Lamé-Clapeyron. La force attendue aurait été de l'ordre de 600 N. A très fort serrage, le chassage devient un usinage.

La tenue est donnée par la déformation élastique et la liaison chimique

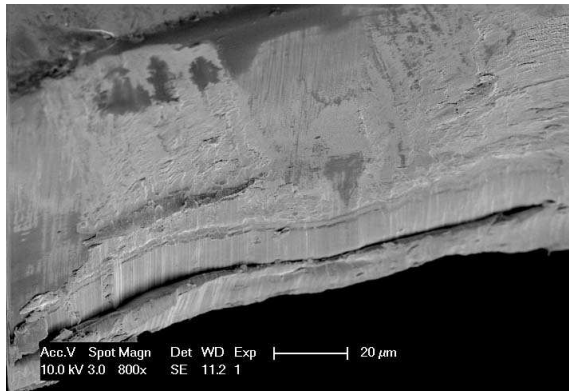
L'énergie dissipée lors du chassage peut se décomposer ainsi :

- Dissipation en chaleur et déformation de la presse, dans tous les éléments entre le moteur de l'axe de la presse et le capteur de force à l'extrémité du coulisseau. La vis à bille et ses paliers sont sans doute les principaux dissipateurs. Cette énergie ne contribue pas à la tenue de l'assemblage.
- Déformation élastique du posage : elle est inutile pour la tenue de l'assemblage. Elle est récupérée par la presse en fin de chassage, lorsque le coulisseau remonte. Cette déformation et l'énergie nécessaire semblent proportionnelles à la force appliquée.
- Arrachage de la couche d'oxyde : elle n'est pas directement utile pour la tenue de l'assemblage. En revanche, elle permet le contact direct entre les métaux, qui rend possible la création de microsoudures. Elle n'est vraisemblablement pas proportionnelle à la force appliquée.
- La chaleur à l'interface des surfaces en contact n'est sans doute pas déterminante, sinon il y aurait une grande influence de la vitesse de chassage, ce que nous aurions constaté lors de nos résultats préliminaires.
- Déformation élastique des parois du récepteur et de l'axe. Cette énergie est théoriquement réversible, et devrait être constante au cours des chassages successifs, si le serrage ne change pas.
- Déformation plastique des parois. Cette énergie est irréversible, elle fait changer le diamètre des composants.

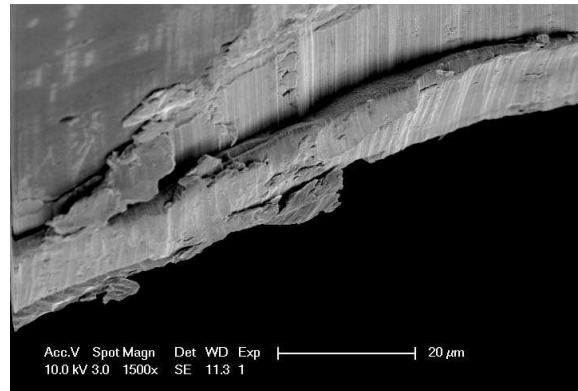
En résumé, la tenue est donnée par la déformation élastique et la liaison chimique.



(a) Sortie d'un copeau.



(b) Aspect de la paroi du même trou, après déchassage.



(c) Détail sur l'arrachage de la paroi.

FIG. 5.46 – Usinage du récepteur lorsque le serrage est très grand, $i = 32 \mu\text{m}$, $D = 1 \text{ mm}$.

5.5.6 Comparaison avec un plan d'expériences mené chez Audemars-Piguet

Un plan d'expérience sur la force de chassage des pieds-vis dans du laiton a été mené début 2007 chez Audemars-Piguet – par Antoine Jequier, Sylvain Freiholz et Patrick Meylan – avec les paramètres suivants :

- diamètre $D = 900 \mu\text{m}$ (paramètre non varié),
- interférence i , $i = 5 \mu\text{m}$ et $i = 18 \mu\text{m}$, revêtement de nickel non compris ($1 - 2 \mu\text{m}$),
- la longueur de contact ou profondeur du trou L , $330 \mu\text{m}$ et $730 \mu\text{m}$,
- l'angle du chanfrein 30° ou 60° (cône de 60° ou 120°),
- avec ou sans nickelage, couche d'épaisseur $\approx 0.5 \mu\text{m}$, soit $1 \mu\text{m}$ sur le diamètre (le diamètre du trou est mesuré sans nickel),
- pied-vis poli ou non (polissage *Maret*),
- avec ou sans bavure à l'entrée du trou, mesurées entre $6 - 21 \mu\text{m}$ sur le diamètre,
- et la vitesse de chassage $v = 1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$.

L'angle du chanfrein, le polissage, la vitesse et la bavure n'ont aucun effet sur la force de chassage (fig. 5.47). En revanche, le serrage et la longueur de contact ont un effet important, et le nickelage dans une moindre mesure.

Concernant les paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron, les résultats de nos expériences et des leurs sont en accord. En ce qui concerne les autres paramètres, leur insignifiance correspond à nos supputations.

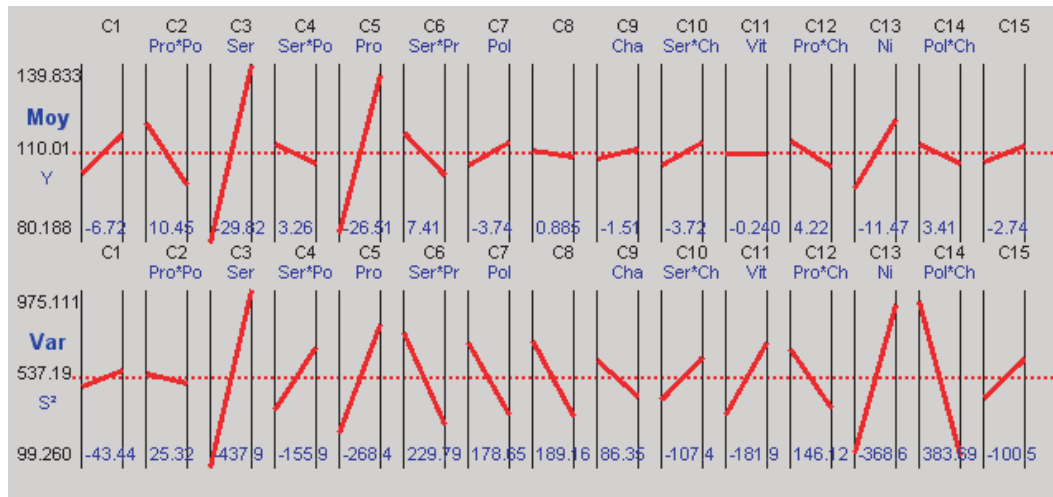


FIG. 5.47 – Résultats du plan d'expériences d'Audemars-Piguet. L'angle du chanfrein, le polissage, la vitesse et la bavure n'ont aucun effet sur la force de chassage. En revanche, le serrage et la longueur de contact ont un effet important, et le nickelage dans une moindre mesure.

5.5.7 Idées pour de nouveaux contacts

La réduction de la rigidité est très intéressante pour élargir les tolérances. Si l'exigence fonctionnelle est un couple de glissement élevé, alors l'idéal serait que la force d'insertion soit nulle et que le couple de glissement soit élevé. Nous allons proposer quelques nouveaux concepts pour réaliser cette fonction, partiellement inspirés des phénomènes décrits précédemment. Ils peuvent être réalisés par électroformage.

Lors des séries d'essais effectués, la variation de rigidité a été faite par des cannelures, soit une diminution des surfaces en contact (fig. 5.48). Avec ou sans cannelure, la déformation se fait en compression. Or, le travail en compression des cannelures en contact est le mode de déformation le plus rigide. Il serait avantageux de faire travailler la matière en torsion ou en flexion. D'où l'idée de créer un évidement en forme de banane derrière les cannelures (fig. 5.50). La zone de contact reste grande pour que la liaison chimique se fasse. Pour le chassage, si le diamètre varie, le travail devrait se faire en flexion, avec un peu de traction aussi, alors que pour un test de couple, ce sera en traction.

Des géométries avec de multiples canaux d'évacuation sont aussi proposées (fig. 5.49). Et finalement, nous proposons de nouveaux designs (fig. 5.50), en maintenant une basse rigidité, en gardant autant de canaux d'évacuation que précédemment. Par contre, nous augmentons la surface de contact et nous éloignons la concentration de contrainte de l'interface.

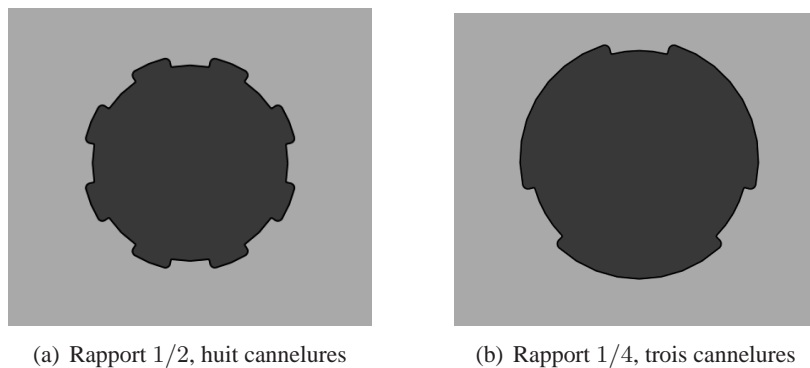


FIG. 5.48 – Baisser la rigidité d'un facteur 2 ou 4 en diminuant la surface de contact. Le premier design correspond à celui testé, appelé section cannelée dans ce qui précède. Passer à une rigidité d'1/4 de cette manière fait diminuer la surface de contact, ce qui diminue les possibilités de micro-soudures. La matière est en gris clair.

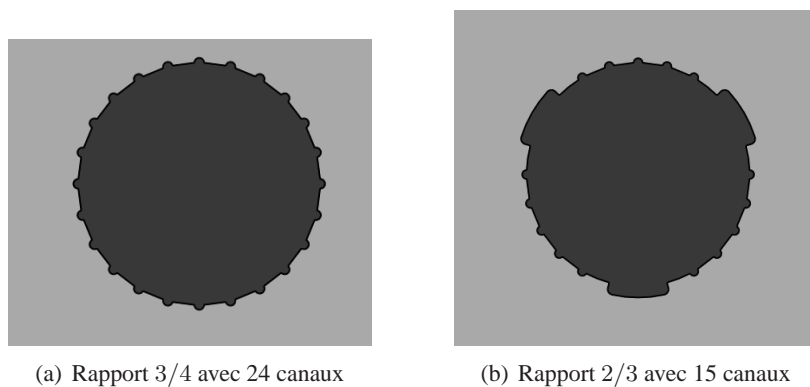


FIG. 5.49 – Ces sections maximisent le nombre de canaux avec des canaux de $40 \mu\text{m}$ de large. Celui de gauche a 24 canaux, et la surface nominale de contact est $3/4$ de celle d'un contact circulaire classique. Celui de droite en a 15, il combine des cannelures (larges) avec des canaux étroits. La matière est en gris clair.

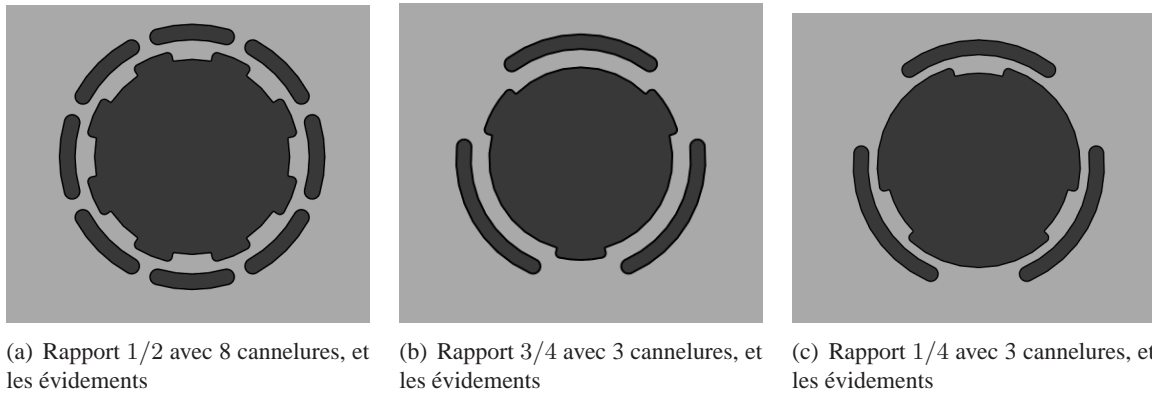


FIG. 5.50 – Des designs proposés, avec les évidements pour permettre le travail en flexion plutôt qu'en compression (moins rigide). La matière est en gris clair. (a) Les cannelures telles que testées jusqu'ici, les évidements en plus. (b) La surface de contact est augmentée et la concentration de contraintes est éloignée de l'interface. (c) Une version extrêmement peu rigide, qui combine la réduction de surface de contact et le travail en flexion.

5.5.8 Un modèle élasto-plastique du chassage conviendrait-il mieux ?

Le lecteur a pu remarquer que le modèle de Lamé-Clapeyron est un modèle de déformation élastique des solides. Sur la deuxième moitié du vingtième siècle, il y a eu une avancée significative en mécanique du solide sur les déformations élasto-plastiques, en l'occurrence du récepteur. Il est légitime de se demander pourquoi ces modèles ne sont pas employés en industrie, du moins à notre connaissance.

Par exemple, Gamer a proposé un modèle élasto-plastique pour le frettage [78], basé sur le modèle de Lamé-Clapeyron, avec une plastification selon le critère de Tresca (uniquement par cisaillement), et un écoulement pour le récepteur de type $\sigma_y = \sigma_0 \cdot (1 + \eta \epsilon^{-p})$. La pression est donnée par (fig. 5.51) :

$$p = \frac{1}{2} \frac{\sigma_0}{1 + \eta \frac{\sigma_0}{E}} \left[\eta \left(\frac{i}{D_S} - \frac{\sigma_0}{E} \right) + \ln \frac{E \cdot i}{\sigma_0 \cdot D_S} \right] + \frac{\sigma_0}{2} \left(1 - \frac{E \cdot i}{\sigma_0 \cdot D_S} \cdot \frac{D_S}{D_H} \right) \quad (5.16)$$

Les raisons suivantes semblent plausibles :

- Ces modèles élasto-plastiques sont compliqués, peu simples d'accès. Le concepteur ne les comprend pas, donc il ne les utilise pas.
- Ces modèles ne sont pas connus dans l'industrie.
- Ces modèles concernent une zone de serrages et de déformations importants, parfois considérée comme inintéressante.
- La plasticité dépend de l'état des contraintes en trois dimensions (pas seulement plane), qui n'est pas évident à connaître.

Les deux premières raisons sont surmontables, si le concepteur est informé et dispose d'outils adaptés. La dernière raison soulève une question importante :

Y a-t-il lieu d'exploiter cette zone de déformation élasto-plastique en microtechnique ?

Les résultats expérimentaux présentés ici tendent à montrer que la déformation plastique n'apporte pas de contribution intéressante à la tenue de l'assemblage. Toutefois, elle montre aussi que se tenir dans la zone élastique, à serrage inférieur à dix microns, induit un risque important de ne pas satisfaire la fonction. L'intérêt de la déformation élasto-plastique ne réside pas tant dans la contribution à la tenue de

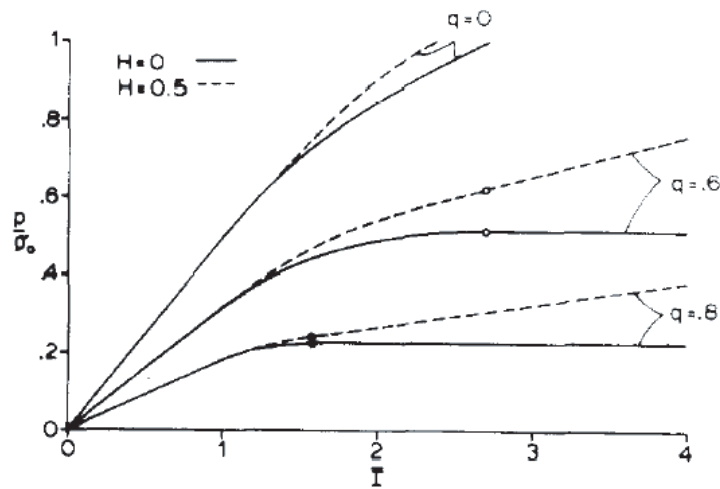


FIG. 5.51 – La pression en fonction de l'interférence, adimensionnalisées, d'après le modèle élasto-plastique de Gamer. Tiré de [78].

l'assemblage que dans la minimisation du risque de non-fonctionnalité. Ainsi, dans l'optique d'élargir les tolérances, cette éventualité ne devrait pas être écartée d'office, bien plus, elle fait à notre sens partie des options intéressantes, sauf si le chassage doit être réversible.

L'autre option évoquée, celle de baisser la rigidité du contact, est très facile à mettre en œuvre en électroformage, mais nettement moins avec les techniques d'usinage traditionnelles, comme le décolletage, le tournage ou le fraisage. L'option de travailler aussi dans la zone de déformation plastique a l'avantage de ne rien changer en terme de fabrication, par contre au chassage, les forces maximales seraient plus grandes (risque de déformation), et la réversibilité partielle.

5.6 Vers l'utilisation du chassage pour les microsystèmes ?

Le monde des microsystèmes butte sur les bas rendements, encore davantage que la microtechnique. Les techniques de fabrication ont beaucoup évolué, mais les coûts de packaging constituent encore 70-80% des coûts de production [139, p. 478][124]. Le problème est très aigu pour les petites à moyennes séries, pour lesquelles il n'est pas possible d'investir dans des équipements dédiés. Le chassage pourrait constituer une alternative intéressante pour assembler des composants de microsystèmes hybrides. Mais les questions sont nombreuses : est-ce que la fragilité du silicium est un obstacle majeur ? Qu'en est-il des autres matériaux utilisés en microélectronique ? Est-il possible de maîtriser la géométrie en 3D des trous ?

Sur cette dernière question, grâce à nos expériences, nous sommes à même de donner quelques recommandations.

5.6.1 L'influence des variations de la forme des trous est importante

Il y a une grande variabilité sur les dimensions et les défauts de forme des trous selon le procédé de fabrication. La mesure d'un trou en fournit une représentation significative, mais il faut se souvenir qu'elle reste éloignée de la réalité. Cela se comprend bien quand on considère la mesure par jauge, qui ne fournit qu'une seule mesure, celle d'un diamètre qu'on peut qualifier de minimal. Si l'on n'y prend

pas garde, l'esprit reconstruit immédiatement l'image d'un cylindre dont la hauteur et le diamètre sont respectivement donnés par l'épaisseur de la pièce et le diamètre de la jauge.

Le serrage est un des paramètres principaux déterminant la force de chassage. L'approximation induite est peu risquée quand les forces sont élevées, mais le devient particulièrement lorsque la plage de forces spécifiée est étroite et la force minimale peu élevée. Par exemple, la plage de force pour de nombreuses aiguilles de montre est $10 \text{ N} < F < 40 \text{ N}$. Prenons une aiguille des secondes, avec un canon en rapporté en laiton à chasser sur un axe acier : $D_{\text{ext}} = 0.4 \text{ mm}$, $D = 0.2 \text{ mm}$, $E_H = 90 \text{ GPa}$, $E_S = 210 \text{ GPa}$, $\mu_{\text{Ac-Lt}} = 0.2$. Si la cible est au milieu de la plage, la variation de force maximale est de $\Delta F = 15 \text{ N}$ et correspond à $\Delta i = 1 \mu\text{m}$ selon le modèle de Lamé-Clapeyron ! S'agissant de la force minimale $F_{\text{min}} = 10 \text{ N}$, elle ne peut être que critique...

Bref, sans se baser sur des exemples aussi extrêmes que celui-ci, il suffit de peu de variation sur le diamètre ou d'une production décentrée pour que l'assemblage ne tienne pas du tout.

5.6.2 Les procédés d'usinage chimique

Les procédés d'usinage chimique sont très utilisés pour la production de microsystèmes. L'usinage est fonction du temps. Que les directions d'attaque soient isotropiques ou non, les surfaces ne sont pas réglées (engendrées par des droites). Ils ont la caractéristique d'avoir des flancs pas tout à fait perpendiculaires à la surface. Les phénomènes suivants y contribuent :

- Sous-gravure : sur-attaque sous le masque.
- En cas de croissance de métal, il y en a davantage à la base vers l'anode, la densité n'est pas uniforme.
- Diffraction : la diffraction de lumière sous le masque participe à la non perpendicularité des flancs. Cette effet est très réduit lorsque les photons sont accélérés comme dans le LIGA, mais le coût de ce procédé le rend inapplicable en production de masse.

La gravure sèche

Lors d'une gravure sèche⁸, il y a une succession d'attaques et de passivations. Les attaques et les passivations se font en créant un plasma. La passivation dépose un polymère sur les flancs.

Cette succession d'attaques et de passivations crée des variations sur les flancs de l'ordre de $0.25 \mu\text{m}$ dans le meilleur des cas, et classiquement de $1.0 \mu\text{m}$. Sur le diamètre d'un petit trou, cela signifie des variations de l'ordre de $0.5 - 2.0 \mu\text{m}$.

En plus de ces variations sur le diamètre, des trous usinés par gravure sèche présentent des angles de l'ordre de -1° : le trou s'élargit lorsque la gravure gagne en profondeur. Le tableau 5.8 synthétise la différence de serrage que génère cette non perpendicularité des flancs (conicité) entre l'entrée et la sortie du trou, sous l'hypothèse que les flancs sont rectilignes, mais non verticaux. Cette différence est donnée par la relation trigonométrique :

$$\Delta i = 2 \cdot L \cdot \tan \alpha \quad (5.17)$$

Les différences de diamètre sont importantes, déjà dans une épaisseur de 0.2 mm . Il est donc capital de prendre en compte cette conicité lorsqu'on dimensionne un chassage dans des pièces produites par usinage chimique.

⁸En anglais, *dry etching*. Ici, il est question du procédé Bosch.

α [°]	Différence de serrage sur le diamètre Δi [μm]		
	$L = 0.2$ mm	$L = 0.5$ mm	$L = 1.0$ mm
2.00	14.0	35.0	69.8
1.00	7.0	17.5	34.9
0.50	3.5	8.7	17.5
0.25	1.7	4.4	8.7
0.10	0.7	1.7	3.5

TAB. 5.8 – Ordre de grandeur de la différence de serrage Δi entre l'entrée et la sortie d'un trou lorsque les flancs ne sont pas parfaitement perpendiculaires. L est la profondeur du trou, α l'angle des flancs avec l'axe du trou.

La gravure humide

Lors d'une gravure humide⁹, l'attaque suit les plans cristallins. Elle ne s'opère non plus par un gaz, mais par un liquide, le plus souvent du KOH.

Il est impossible d'obtenir un cylindre, car si le wafer est taillé de sorte à permettre la verticalité des flancs des trous, il n'est pas envisageable d'obtenir une section cylindrique. Il faudrait chercher des formes de trou différentes, des sections non cylindriques, par exemple.

Le chassage a l'avantage sur d'autres procédés d'assemblage de précision utilisés pour les MEMS de ne pas amener de la matière (colle), d'avoir un faible encombrement, et d'avoir le potentiel d'être répétitif si la fabrication des pièces l'est.

5.7 Les enseignements de cette recherche

Pour l'espace de recherche balayé, nous avons pu montrer que :

- Les paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron – le serrage, la longueur de contact, le module de Young – sont les paramètres relevants de la force de chassage et de la tenue au déchassage et au couple, dans le domaine élastique. En particulier, le diamètre n'intervient pas dans la force de chassage, mais dans la tenue au couple.
- Le modèle de Lamé-Clapeyron donne le lien de ces paramètres avec la force de chassage et de la tenue au couple : directement proportionnel (tab. 5.6). Toutefois, pour $i > 10 \mu\text{m}$, la force et le couple ne sont plus proportionnels à l'interférence, le modèle n'est plus utilisable.
- Pour les chassages traversants, la tenue au déchassage est légèrement supérieure à la force après avoir traversé. Plus le serrage est élevé, plus la force après avoir traversé est distincte de la force maximale.
- Pour dimensionner des chassages, si on veut utiliser Lamé-Clapeyron, il faut déterminer le coefficient de proportionnalité (coefficient de frottement) en mesurant quelques points et faire une régression linéaire.
- Le modèle Lamé-Clapeyron semble prédire F_{max} , mais cela ne serait pas correct de prétendre qu'il est valable pour les serrages où $F_{\text{max}} \gg F_{\text{trav}}$. En effet, il décrit un équilibre élastique, alors que toute l'énergie investie dans $F_{\text{max}} - F_{\text{trav}}$ n'est pas élastique, et c'est une part importante de l'énergie totale.

⁹En anglais, *wet etching*.

- Le paramètre critique qui contient l'essentiel du risque de non fonctionnement est le serrage (tab. 5.7). En effet, selon Lamé-Clapeyron, la variabilité de la force due au serrage est la même quelle que soit le diamètre et le serrage. Par contre, le risque encouru d'obtenir un assemblage sans tenue (non-fonctionnement) est évidemment bien plus élevé lorsque le serrage est faible. Les conséquences importantes :
 1. La maîtrise de la fabrication des trous est fondamentale pour maîtriser la variabilité. A l'échelle microtechnique, il est souvent très avantageux de repasser les trous.
 2. La connaissance de la géométrie globale des trous (conique, convexe ou concave) selon le procédé de fabrication est aussi très importante : elle peut s'acquérir par la mesure de quelques trous avec un palpeur nanométrique. Il est possible ensuite de tenir compte de cette géométrie dans le dimensionnement, pour réduire le risque de non-fonctionnement. Par exemple, si les trous électroformés ont un diamètre en leur partie centrale qui est $3\ \mu\text{m}$ plus large que l'entrée et/ou la sortie, il est important de le savoir quand la cible est définie.
- La tenue d'un assemblage chassé est assurée par la déformation élastique, et une liaison chimique (interatomique), à plus forte raison si l'on fait un recuit de l'assemblage, car il peut se passer un brasage par diffusion. La déformation plastique ne contribue pas à la tenue de l'assemblage.
- Une difficulté importante est de ne pas induire de déformation des pièces à assembler, ailleurs que sur le diamètre en question. Les cannelures diminuent la rigidité et la force maximale, tout en définissant une zone de contact axe-trou constante quel que soit le serrage.
- Les conditions expérimentales ont été telles que la rugosité n'a pas eu d'effet notable. Du moins avons-nous mesuré que sa variabilité était très faible, et négligeable comparativement à la variation des diamètres en fonction de la profondeur.

5.8 Perspectives

Une nouvelle manière de spécifier les chassages En horlogerie, les chassages sont généralement définis de manière empirique, pire, la même procédure de dimensionnement est suivie quelle que soit la fonction demandée. Nous avons mis en évidence dans ce travail qu'il faut commencer par définir les fonctions attendues et les conditions nécessaires à ce qu'elles soient remplies. Ensuite, dimensionner cas à cas, selon les niveaux exigés.

Les techniques de fabrication et matériaux traditionnels, vers l'exploitation du domaine plastique ?

Il serait très intéressant de faire la jonction entre les expériences présentées ici et les modèles élasto-plastiques existants. Pour ce faire, il conviendrait de commencer par établir les paramètres d'écoulement plastique des matériaux utilisés, en particulier faire des essais de traction sur le Ni et le Ni – P. La détermination des serrages correspondant aux transitions d'un régime élastique à élasto-plastique, puis à purement plastique aiderait certainement le concepteur.

Le fait que la tenue ne soit plus proportionnelle aux forts serrages laisse penser que la déformation irréversible est importante, dès $i = 10\ \mu\text{m}$, soit 1% et 2% des diamètres de 1.0 mm et 0.5 mm, respectivement. Alors que les normes françaises préconisent 0.16% comme limite pour rester dans le domaine élastique [1]. Dans les chassages microtechniques, une certaine déformation permanente est inévitable, et il est logique de se pencher plus en détail sur les régimes élasto-plastiques pour dimensionner. Qui plus est, la saturation mesurée – la déformation plastique – est une opportunité de robustesse pour la tenue de l'assemblage chassé ! Il faut imaginer des nouveaux designs pour que la matière puisse se déplacer plastiquement sans perturber la fonction de l'assemblage. Par exemple, les géométries cannelées permettent

une déformation plastique sans que F_{\max} ne s'élève trop, et sans que les déformations ne s'étendent axialement, faute de place pour des déformations radiales.

Les techniques de fabrication et matériaux nouveaux en assemblage de précision L'exploration du chassage dans le silicium et autres matériaux utilisés en microélectronique est évidemment d'un très grand intérêt pour l'assemblage des microsystèmes. Les sections proposées avec des évidements et des cannelures sont susceptibles de permettre au silicium de ne travailler que dans le domaine élastique, ce qui est indispensable vu sa fragilité.

Un grand travail sera de trouver des designs tels que la raideur des composants soit suffisante, que leur fabrication soit économique et compatible avec les moyens de production existants, et que l'ensemble soit fonctionnel après l'opération d'assemblage.

Apprendre à vivre avec l'incertitude pour conserver notre liberté de penser et d'agir, voilà vraisemblablement le défi que, nous, hommes et femmes du troisième millénaire, avons à relever : des hommes et des femmes à qui l'immense essor de la technologie et de l'industrialisation a fait oublier que, dans le meilleur des cas, nos certitudes ne peuvent être que provisoires, et que l'exposition au risque appartient à la condition humaine.

Marie de Solemne, écrivain française.

6

Réduire la variabilité du positionnement par chassage

Idées fortes

- Un positionnement par chassage en boucle ouverte a une variabilité proportionnelle à celle de la force, relativement grande.
- La variabilité de positionnement est d'autant plus grande que l'assemblage est peu rigide.
- Pour limiter la variabilité du positionnement il faut que la rigidité de la presse soit au moins d'un ordre de grandeur supérieur à celle de l'échantillon.
- Un positionnement répétitif est possible, moyennant une transmission de données rapide, en mesurant la rigidité ou la déformation de l'échantillon pendant l'assemblage et corrigeant la consigne en position. Si ce n'est pas possible, il faut utiliser les modèles de déformation élastiques des plaques pour prévoir la correction.

Mots-clés chassage, positionnement, déformation, rigidité.

Organisation du chapitre Une des fonctions du procédé de chassage est de positionner des paliers avec précision. Dans une montre, il y a plusieurs dizaines de paliers. Ils doivent être positionnés pour assurer leur fonction dans une plage de quelques microns. Sur une presse manuelle, l'opérateur n'a pas la répétitivité nécessaire. Acquérir le "coup de main" ne suffit pas, les déformations du système d'assemblage et de l'échantillon sont critiques à l'échelle des microsystèmes (sect. 6.1). Ce chapitre vise à montrer des stratégies simples qui s'affranchissent de ces déformations (sect. 6.4). Leur efficacité est démontrée par des expériences (sect. 6.5). Ensuite, quelques modèles simples sont proposés pour estimer ces déformations (sect. 6.2), sans avoir été validés par des expériences. Les machines réalisées sur ces stratégies sont présentées (sect. 6.6), et pour terminer, des directions de recherche sont proposées (sect. 6.7).

6.1 La problématique du positionnement répétitif par chassage à l'échelle des microsystemes

Nous avons vu au chapitre 5 qu'une des fonctions du procédé de chassage est de positionner des paliers avec précision. Cette fonction particulière est l'objet du présent chapitre.

La position axiale du palier est fonctionnelle, par exemple elle définit un jeu axial, qui est appelé *ébat* dans certains assemblages horlogers.

Dans une montre, il y a plusieurs dizaines de paliers à positionner dans une plage de quelques microns pour assurer leur fonction (typiquement, six microns, voire quatre). Sur une presse manuelle, l'opérateur n'a pas la répétitivité nécessaire. Acquérir le "coup de main" ne suffit pas, les déformations des pièces et du système d'assemblage sont critiques à l'échelle des microsystemes, car la rigidité des pièces est faible. La rigidité des pièces et de la presse sont des facteurs importants pour un positionnement précis.

Nous montrerons qu'un positionnement répétitif est possible, moyennant une transmission de données rapide, en mesurant la rigidité ou la déformation de l'échantillon pendant l'assemblage et en corrigeant la consigne en position. Si ce n'est pas possible, il faut utiliser les modèles de déformation élastiques des plaques pour prévoir la correction.

6.1.1 Exemple industriel : le chassage des pierres en horlogerie

Les pierres sont en céramique, Al_2O_3 avec un peu de chrome pour donner leur couleur rubis. Le frottement est très faible, la grande dureté aide à préserver la géométrie stable, tout comme le faible coefficient de dilatation. A titre d'exemple, le calibre 3120 d'Audemars-Piguet comporte 35 pierres (tableau 6.1), de quatre types différents, qui sont toutes chassées pour servir de palier.

Dimensions	D_{ext} [mm]	D_{int} [mm]	e [mm]
La plus grande pierre	1.60	0.90	0.30
La plus petite pierre	0.70	0.10	0.14
Les valeurs typiques	0.80	0.20	0.18

TAB. 6.1 – Dimensions des pierres du calibre AP 3120. D_{ext} est le diamètre extérieur et D_{int} le diamètre du trou de la pierre, e l'épaisseur.

A fonction différente, problèmes différents Du point de vue des fonctions et de la nature des objets à positionner, le chassage des pierres diffère du chassage des axes :

1. Les sollicitations axiales sont très faibles, mais il ne faut pas que les pierres bougent lors des chocs.
2. Les épaisseurs des pierres sont faibles :
 - le rapport D/L est très grand comparé aux axes, les pierres peuvent se mettre "de travers",
 - les contraintes radiales sont concentrées sur une faible épaisseur,
3. Les pierres sont en céramique, fragiles par essence (cassent facilement).

Les problèmes que le chassage posent sont différents si la fonction est un positionnement axial précis ou une tenue au déchassage. Nous en évoquerons d'autres par la suite, à savoir la rigidité des pièces et du système d'assemblage, le stick-slip et la déformation d'un trou.

6.1.2 Etat de la science

Le positionnement est un vaste thème de recherche, particulièrement en microassemblage. Mais tous les chercheurs académiques se sont concentrés sur le positionnement d'un objet sur une surface plane. Les forces en présence sont très faibles, on parle de forces d'adhésion (*sticking effect*) pour désigner la tension de surface, la capillarité, les forces électrostatiques et celles de van der Waals. L'ordre de grandeur est celui du poids du microsystème (gravité), ou inférieur.

Dans le cas d'un palier à positionner par chassage, les forces sont de l'ordre d'une dizaine de Newtons, soit nettement plus que la gravité. Si l'on compare deux assemblages, l'un macroscopique et l'autre microscopique, la gravité varie au cube de leurs dimensions, et la force de chassage proportionnellement, à interférence identique. En microassemblage, les forces de chassage sont très grandes comparées aux dimensions des pièces.

Le positionnement par chassage est très lié à ce qui est appelé frottement. Le frottement est à la fois ennemi quand un palier doit être déplacé précisément, et un allié lorsqu'il s'agit qu'il reste là où il a été positionné. L'ennemi prend souvent le nom d'effet stick-slip, qui a été décrit par Bowden et Tabor en 1939 [37]. Dans les années 1950, Rabinowicz a créé un modèle simple [169], reposant sur le modèle de Coulomb du frottement, et sur le passage d'un frottement dynamique à statique, concrétisé par un coefficient de frottement statique plus important que le dynamique. Des modèles intégrant l'influence du temps ont été proposés [64] et ont été appliqués au frottement des roches lors des tremblements de terre [107].

Bowden et Tabor ont mené des travaux sur le frottement des métaux, qui restent des références [38, 39]. Le domaine a peu évolué entre 1960 et 1985, mais a repris de l'intérêt suite à l'apparition du microscope à force atomique (AFM), notamment sur l'interaction entre la pointe et l'échantillon. Une très bonne et récente référence sur le frottement glissant à l'échelle nanométrique ou micrométrique est le livre de Persson [154].

Les quelques travaux scientifiques sur le chassage se concentrent sur la force d'assemblage et de désassemblage (sect. 5.2). Une seule publication nous est connue sur le positionnement par chassage, de Asle [13], elle traite du stick-slip pendant le chassage. Nous allons la discuter en détails.

Le savoir-faire pour le chassage de pierres horlogères est transmis oralement, dans les ateliers. Quelques rapports techniques existent certainement, mais ils ne sont pas divulgués, et certains sont sans doute oubliés. Ce chapitre contient deux nouvelles stratégies d'assemblage, rendues possibles par l'arrivée sur le marché de presses numériques ayant une plage de force réduite ($F \leq 1000$ N), et une haute résolution ($\Delta F \leq 1$ N), avec une bande passante de 850 Hz pour la servopresse de Promess, ou 2000 Hz pour celle de Schmidt-Feintechnik.

L'étude de Asle sur le stick-slip lors du chassage

Asle a mesuré le stick-slip pendant le chassage d'axes de diamètre $D = 18$ mm avec un serrage de $i = 20$ μm , sous lubrification, à une vitesse très lente de $0.5 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ afin de distinguer clairement les mouvements de slip par rapport à l'avance de la presse.

Le plus petit pas possible L'amplitude d'un pas de stick-slip Δz est :

- inversement proportionnel à la vitesse de glissement ($\Delta z \propto \frac{1}{v}$),
- n'est pas lié à la charge normale, qu'elle soit exprimée par l'interférence i ou l'expansion du récepteur ξ ($A \propto i$, $\Delta z \propto \xi$, fig. 6.1(a)),

- directement proportionnel à la force nécessaire pour initier le mouvement après l'arrêt appelée force de frottement statique F_s , et directement proportionnel à la force de stick-slip F_{s-s} des événements suivants ($\Delta z \propto F_s$, $\Delta z \propto F_{s-s}$, fig. 6.1(b)).

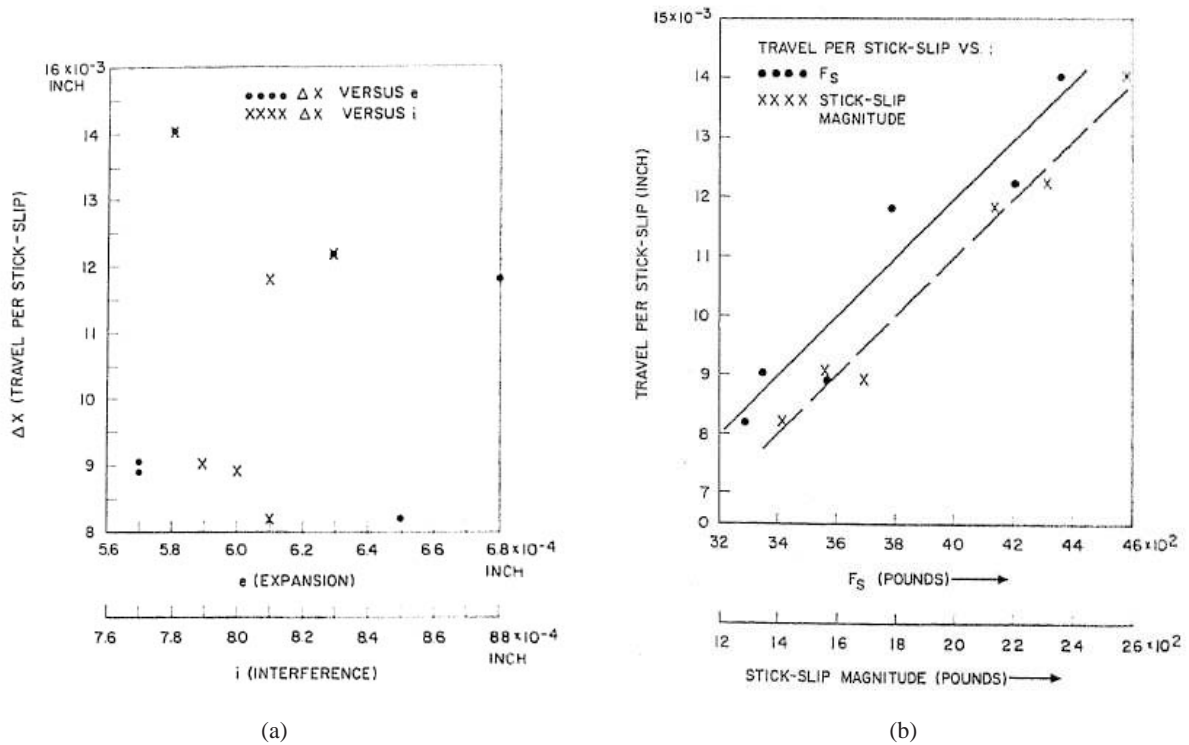


FIG. 6.1 – L'amplitude d'un pas de stick-slip (a) n'est pas liée à la charge normale, (b) mais à la vitesse de glissement et à la force de frottement. Tiré de [13].

Les phénomènes La vision classique est qu'au début du stick, la force augmente, jusqu'à ce qu'elle soit suffisante pour casser les micro-soudures qui retiennent l'axe, et le glissement se fait, et ainsi de suite. Asle livre sa lecture des phénomènes intervenant pendant le stick-slip (fig. 6.2) :

- il suppose que pendant la phase de stick, le petit mouvement est d'abord dû à la déformation élastique des jonctions, puis que cette déformation devient plastique à la fin de la phase,
- la force qui augmente avant le slip fait augmenter la température à l'interface, ce qui augmente le nombre de micro-soudures, empêchant temporairement le déplacement, jusqu'à ce que le cisaillement soit suffisamment élevé pour les briser, et le glissement se fait,
- il a mesuré une vitesse de $12 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ pendant le glissement, 1500 fois plus élevée que celle appliquée par la presse.

6.2 La position varie avec la force d'insertion

Les pièces microtechniques ont une épaisseur faible, leur rigidité est faible. Si elles sont soumises à une force élevée comme lors du chassage, leur déformation sera grande. Nous allons l'illustrer par un

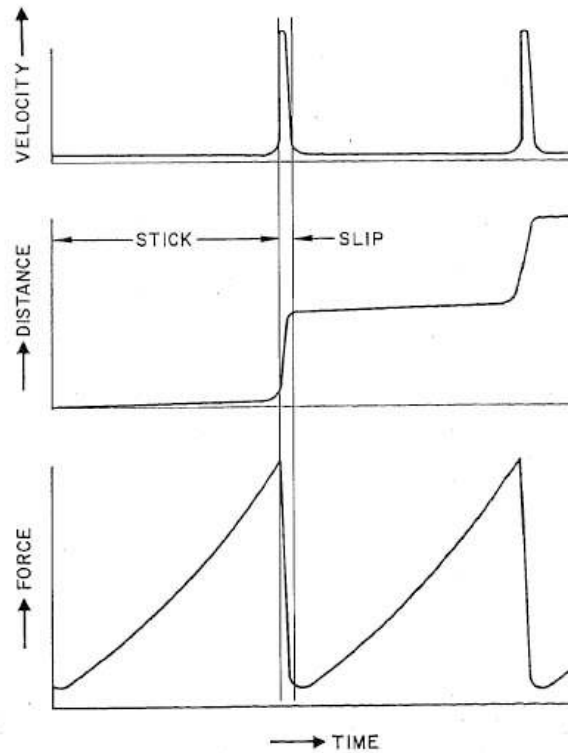


FIG. 6.2 – Le déroulement d'une phase de stick-slip selon Asle [13].

premier modèle simple de déformation d'une poutre. Ensuite, quelques modèles de configurations plus compliqués seront donnés.

6.2.1 Un modèle de déformation d'une poutre pour comprendre

Lors du chassage d'une pierre dans une platine, celle-ci fléchit sous l'effet de la force de chassage appliquée. Si la force de chassage varie beaucoup, alors la déformation variera beaucoup. Or, la déformation détermine le plan dans lequel la platine sera placée.

Le cas d'étude proposé est le suivant (fig. 6.3(a)). Soit une platine en laiton mise sur un posage pour insérer une pierre de diamètre 1 mm. Pour différentes raisons (accès, découpe), la platine n'a pas d'appui à moins de $l/2 = 1.5$ mm de chaque côté de l'axe du trou. Elle fait 0.3 mm d'épaisseur à cet endroit. C'est le cas typique d'un pont horloger.

Modélisons le système posage-platine-pierre par une poutre avec une charge ponctuelle en son centre.

Pratiquement, le pont est pris comme une poutre avec $l = 3$ mm entre ses deux appuis, l'un simple et l'autre glissant, car la platine est libre d'un certain jeu dans le plan du posage et libre verticalement entre les deux appuis (fig. 6.3(b)). La flèche (flexion maximale) est :

$$f_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (6.1)$$

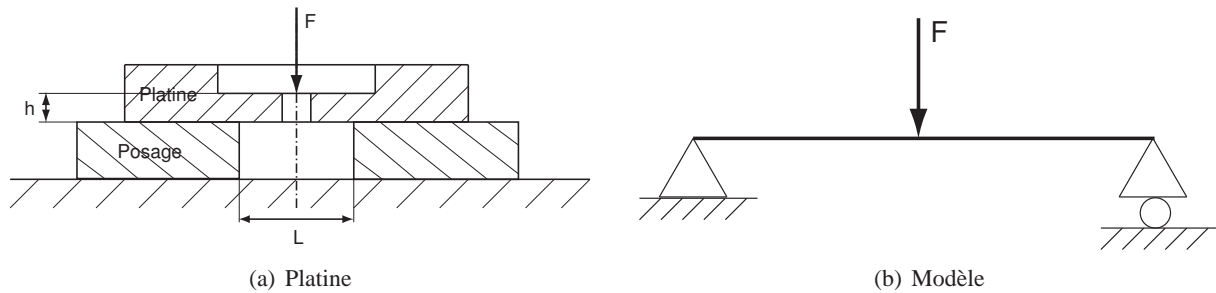


FIG. 6.3 – Platine sur son posage et son modèle lors d'un positionnement. F est la force de chassage, l est le porte-à-faux, h est l'épaisseur du pont à l'endroit où la pierre est chassée.

Or, pour une poutre en laiton de largeur b et d'épaisseur h , $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$. Ainsi :

$$f_{\max} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{E} \cdot F \cdot \left(\frac{l}{h}\right)^3 \cdot \frac{1}{b} \quad (6.2)$$

Et $f \propto F$. La flexion détermine la future position du palier. Donc si la force varie significativement, la position du palier variera dans la même proportion !

L'objectif de notre travail sur le positionnement par chassage est de réduire cette variabilité.

Application numérique Pour une poutre en laiton ($E = 90$ GPa) de largeur $b = 2$ mm, d'épaisseur $h = 0.3$ mm, avec un porte-à-faux $l = 3$ mm, on obtient numériquement, pour des forces de $F_1 = 20$ N et $F_2 = 40$ N (typiques de cette application), $f_{1,\max} = 28$ μm et $f_{2,\max} = 56$ μm .

En clair, la position de la pierre varierait de 28 μm pour une variation de 20 N au chassage.

Heureusement, la réalité est souvent meilleure. Les dimensions géométriques telles que l'épaisseur h et le porte-à-faux l varient peu d'un composant à l'autre dans un même lot, rendant les déformations assez répétitives. Lorsque le défaut est répétitif, un simple ajustement (déplacement de butée) permet de le compenser. En revanche, d'autres phénomènes comme le stick-slip sont moins répétitifs, il dépend du frottement, qui varie selon l'état de surface, le type d'usinage, le nettoyage (difficile dans des trous inférieurs au millimètre).

Quelquefois, les posages sont pires que celui de l'application numérique, où la reprise de force est à 1.0 mm du bord du trou.

6.2.2 Les modèles de déformation des plaques

Lors du chassage d'un palier, pour donner la consigne en position, il faut tenir compte de la déformation de la plaque réceptrice. Les configurations sont souvent plus compliquées que celle présentée précédemment. Les appuis sont parfois lointains, ou dissymétriques, ou alors la charge n'est pas centrée par rapport à ceux-ci. Néanmoins, il nous semble très important d'évaluer l'ampleur de la déformation, même imprécisément, car les faibles rigidités des pièces permettent des grandes variations de positions si la force de chassage varie. De plus, elles font craindre une déformation permanente. Nous donnons ici quelques modèles de déformation des plaques (tabl. 6.2). Les références utilisées pour établir ce formulaire sont Ventsel [200] et Reddy [178].

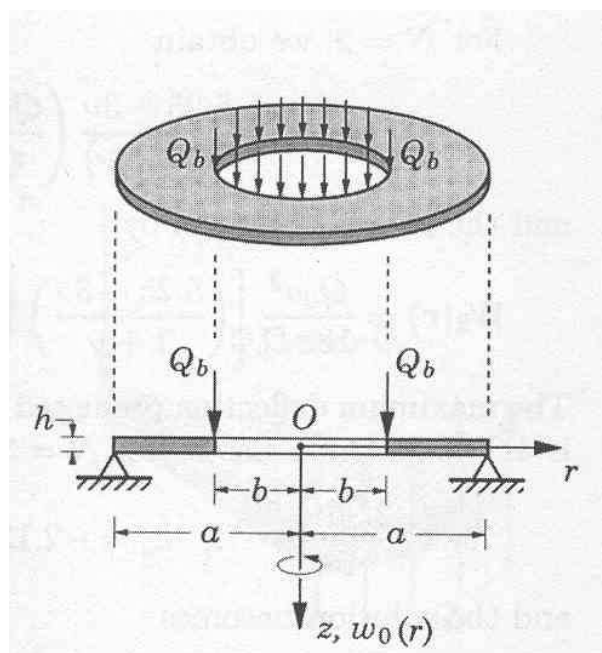
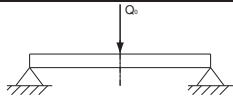
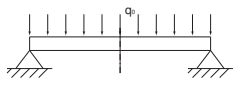
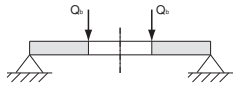
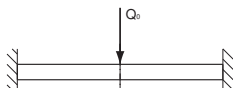

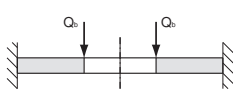


FIG. 6.4 – Définition des variables pour le formulaire. Plaque annulaire posée sur appui simple avec une charge linéique sur le bord intérieur (symétrie axiale).

Schéma	Déformation $w_0(r)$	Déformation maximale $w_0(0)$
	$\frac{Q_0 \cdot a^2}{16\pi D} \cdot \left(2 \left(\frac{r}{a} \right)^2 \ln \frac{r}{a} + \left(\frac{3+\nu}{1+\nu} \right) \left(1 - \frac{r^2}{a^2} \right) \right)$	$\frac{Q_0 \cdot a^2}{16\pi D} \cdot \left(\frac{3+\nu}{1+\nu} \right)$
	$\frac{q_0 \cdot a^4}{64D} \left(\left(\frac{r}{a} \right)^4 - 2 \left(\frac{3+\nu}{1+\nu} \right) \cdot \left(\frac{r}{a} \right)^2 + \left(\frac{5+\nu}{1+\nu} \right) \right)$	$\frac{q_0 \cdot a^4}{64D} \cdot \left(\frac{5+\nu}{1+\nu} \right)$
	$\frac{Q_b \cdot ba^2}{8D} \cdot \left[\left(1 - \frac{r^2}{a^2} \right) \left(\frac{3+\nu}{1+\nu} - 2\kappa \right) + 2 \frac{r^2}{a^2} \ln \left(\frac{r}{a} \right) + 4\kappa \left(\frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \ln \left(\frac{r}{a} \right) \right]$	$\frac{Q_b \cdot a^2}{Eh^3} \cdot \frac{3}{4\pi} \cdot (1 - \nu^2) \cdot \left(\frac{3+\nu}{1+\nu} - 2\kappa \right)$
	$\frac{Q_0 \cdot a^2}{16\pi D} \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 + 2 \left(\frac{r}{a} \right)^2 \ln \frac{r}{a} \right]$	$\frac{Q_0 \cdot a^2}{16\pi D}$
	$\frac{q_0 \cdot a^4}{64D} \left(1 - \frac{r^2}{a^2} \right)^2$	$\frac{q_0 \cdot a^4}{64D}$
	$\frac{q_0 \cdot a^4}{64D} \left[- \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^4 \right] + \frac{2\alpha_1}{1+\nu} \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right] - \frac{4\alpha_2\beta^2}{1-\nu} \ln \left(\frac{r}{a} \right) \right]$	

TAB. 6.2 – Formulaire de déformation des plaques circulaires, pleines et annulaires. Restriction : $w_0(r)$ défini si $r \neq 0$. Avec $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$, $\beta = \frac{b}{a}$, $\kappa = \frac{\beta^2}{1-\beta}$; $\alpha_1 = (3 + \nu)(1 - \beta^2) - 4(1 + \nu)\beta^2\kappa$, $\alpha_2 = (3 + \nu) + 4(1 + \nu)\kappa$. Références : [200, 178].

6.3 Les autres obstacles à un positionnement axial précis

Dans cette section, nous allons reprendre et quantifier quelques causes de mauvais positionnement, soit quelques causes de différence entre la consigne et la position réelle mesurée de la pierre :

- La variabilité de mesure : abordée dans le chapitre 2.
- La flexion du support : évoquée dans la section 6.2.
- Le manque de rigidité du système de chassage.
- La déformation du trou sur l'épaisseur de la plaque, qui est une conséquence de la flexion du support.
- L'effet stick-slip.

6.3.1 Rigidité du système de chassage

Un système de chassage très rigide subit une déformation limitée lorsque la presse applique une charge. La déformation d'un tel système n'est malheureusement pas très linéaire, dans le meilleur des cas linéaire par morceau. Plus cette déformation est faible, moins de non-linéarités vont se répercuter dans les mesures. Dans le meilleur des cas, nous pouvons identifier des zones de travail où une certaine linéarité se retrouve dans la déformation, et corriger les mesures ou les consignes.

La rigidité d'un système est la mise en série des rigidités des éléments le composant. Elle est proche de la rigidité de l'élément le plus faible. Si la presse est moins rigide que les pièces à chasser, la déformation du système de chassage faussera la mesure de déplacement prise sur le codeur incrémental du moteur.

Nous allons examiner la rigidité des éléments constituant le système de chassage (fig. 6.5), et estimer les valeurs dans le cas du positionnement de pierres dans une platine.

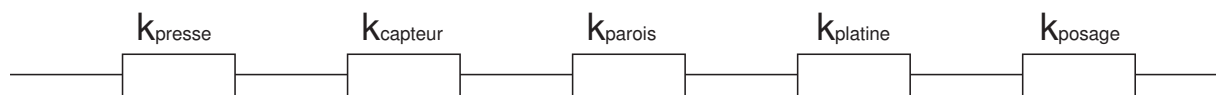


FIG. 6.5 – L'ensemble des rigidités du système de chassage. Y contribuent la presse et structure, le capteur de force, la platine ou le pont ainsi que les parois du trou dans lequel une pierre sera chassée, et le posage.

Rigidité de la presse La presse Promess 1 kN utilisée pour nos expériences a de nombreuses sources de manque de rigidité, nous en mentionnons quelques unes :

- Le support de la presse.
- La vis à bille (pas 4 mm, billes $\varnothing 2.5$). Élément difficile à remplacer par un équivalent plus rigide.

Rigidité du capteur Une autre source de basse rigidité sont les membranes métalliques des capteurs de force, sur lesquelles sont placées les jauges de contrainte. Pour garder une bonne sensibilité, elles ne doivent pas être trop rigides. Dans certaines applications, les capteurs de force à jauges de contrainte sont remplacés par des capteurs piézo-électriques, plus rigides. S'ajoute alors un problème de dérive. Nous recommandons de choisir un capteur approprié à l'application visée :

- La mesure de force lors du chassage n'a pas besoin d'une résolution plus fine que 0.5 à 1.0 N.

- Pour les tests de résistance au couple (sect. 5.4), davantage de résolution a été nécessaire. Il a fallu augmenter l'amplification d'un facteur quatre, avec l'augmentation du niveau de bruit, pour obtenir une résolution de 0.05 N avec une pleine échelle de 50 N.

Pour les mesures de couple, une faible rigidité du capteur donne une bonne sensibilité, alors que pour les mesures de force, il faut être plus exigeant sur la rigidité.

Rigidité de la platine Faisant l'hypothèse que la platine ou le pont est une poutre soumise à une charge ponctuelle au milieu de ses appuis, on trouve (éq. 6.1) :

$$k_{\text{platine}} = \frac{F}{f_{\text{max}}} = \frac{48 \cdot E \cdot I}{l^3} = 4 \cdot E \cdot \frac{bh^3}{l^3} \quad (6.3)$$

Rigidité des parois du récepteur Si la force normale n'est donnée que par l'élasticité des parois, pour deux matériaux identiques, le modèle de Lamé simplifié donne $F_n = \frac{\pi}{2} \cdot E \cdot i \cdot L$ (éq. 5.6). La rigidité des parois du trou k_{parois} est déterminée par le rapport entre la force F_n que la pierre applique sur les parois du trou et la déformation des parois Δx que cette force applique (fig. 6.6). Dans le pire des cas, toute la déformation se fait sur le trou et non sur la pierre, soit $\Delta x = i$ (postulat : $S = \pi \cdot D \cdot L$). La rigidité de l'échantillon vaut :

$$k_{\text{parois}} = \frac{F_n}{\Delta x} = \frac{\frac{\pi}{2} \cdot E \cdot i \cdot L}{i} = \frac{\pi}{2} \cdot E \cdot L \quad (6.4)$$

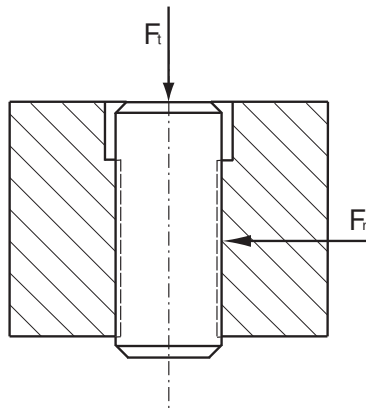


FIG. 6.6 – La rigidité des parois du récepteur lors du positionnement. F_n est la force due à l'élasticité des parois et F_t est la force de chassage qui en résulte en faisant l'hypothèse d'un frottement de Coulomb.

Application numérique Cas d'une pierre dans une platine en laiton $L = e = 0.3$ mm, $D = 1$ mm, $i = 8$ μm , $b = 2$ mm, $h = 0.3$ mm, $l = 3$ mm, $E = 90$ GPa. On trouve $k_{\text{parois}} = 45'000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ et $k_{\text{platine}} = 720 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$.

La rigidité réelle du système de chassage a été mesurée avec un capteur de force 200 N. Elle est de l'ordre de $2500 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Ça signifie que pour une charge de 100 N, la déformation, ou l'allongement est de 40 μm sur toute la chaîne. Le capteur de force en est partiellement responsable, mais sa rigidité n'a pas été mesurée séparément.

On constate qu'il y a moins d'un ordre de grandeur de différence entre la rigidité de la platine et de la presse, c'est trop peu. Si l'épaisseur du pont est de 0.5 mm, alors la rigidité de la platine passe à

$3'333 \frac{N}{mm}$, et la presse devient l'élément le moins rigide du système de chassage. Il est très dommage de se retrouver dans la configuration où la presse limite la précision de positionnement !

En l'occurrence, il est facile de rendre le support de la presse plus rigide, en augmentant les sections. D'ailleurs, à notre instigation, Promess a redessiné le support de la presse.

6.3.2 Variation de la géométrie d'un trou sous l'effet de la flexion

Considérons une plaque rectangulaire, posée sur deux appuis droits (pas de symétrie axiale, cf. fig. 6.7(a)), avec un trou entre les deux appuis, et soumise à une charge ponctuelle en son centre, qui génère un moment de flexion. Le plan supérieur de la plaque est en compression selon l'axe x , et le plan inférieur en traction selon cet axe. Et il se passe l'inverse sur l'axe y .

Faisons l'hypothèse d'un trou parfaitement cylindrique lorsque la plaque n'est soumise à aucune contrainte. Lorsque la plaque est en flexion, la section supérieure du trou va se déformer en ellipse avec le petit axe selon x , idem pour la section inférieure mais avec le petit axe selon y . Sur la plaque en flexion, le trou présente sur les faces inférieures et supérieures deux ellipses déphasées de 90° . Le cylindre idéal du trou est déformé.

Evaluons l'ampleur de cette déformation sur le diamètre en ne considérant que le plan Oxz . On a déjà vu que la flèche sur l'axe du trou est $f = \frac{Fl^3}{48EI}$. Pour $x < \frac{l}{2}$ (le zéro de x est défini au bord de l'appui gauche), l'équation de la déformée, lorsque la force est au milieu des appuis, est [62, p. 118] :

$$z(x) = \frac{F}{6EI} \cdot \left(\frac{3}{4}l^2x - x^3 \right) \quad (6.5)$$

Ainsi, la différence de hauteur entre un point au bord du trou, en $x = \frac{l}{2} - r$, et un point fictif sur l'axe du trou, en $x = \frac{l}{2}$, vaut :

$$\Delta z = z \left(x = \frac{l}{2} \right) - z \left(x = \frac{l}{2} - r \right) = \frac{F}{12EI} \cdot \left(\frac{3}{2}lr^2 - r^3 \right) \quad (6.6)$$

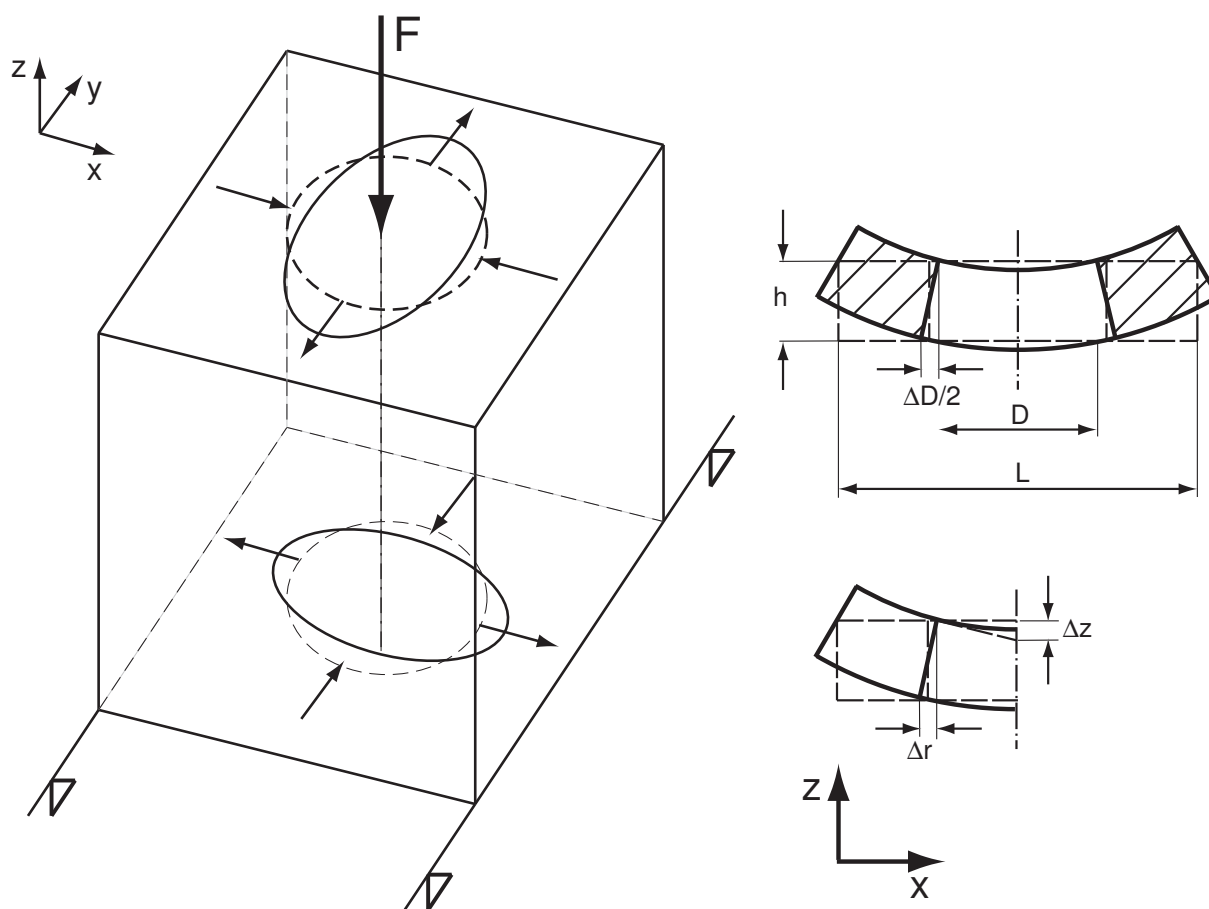
Sur la surface supérieure de la plaque, il y a un angle entre le bord et l'axe du trou $\alpha = \arcsin \left(\frac{\Delta z}{\Delta D/2} \right)$ (fig. 6.7(b)). On fait l'hypothèse que le bord du trou reste perpendiculaire à la surface supérieure. Ainsi sur la profondeur du trou h (épaisseur de la plaque), cet angle correspond à un écart sur le rayon de :

$$\Delta D = 2h \cdot \sin \alpha = 2h \cdot \frac{\Delta y}{\Delta D/2} = 2h \cdot \frac{F}{12EI} \cdot \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{3}{2}l - \frac{D}{2} \right) = 2 \cdot \frac{F}{E} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{\frac{3}{2}l - \frac{D}{2}}{bh^2} \quad (6.7)$$

Application numérique Diamètre $D = 1$ mm, porte-à-faux $l = 3$ mm, largeur du pont $b = 2$ m, épaisseur $h = 0.3$ mm, force de chassage de $F = 40$ N : l'écart sur le diamètre vaudra $\Delta D \approx 10 \mu m$ ($\alpha \approx 1^\circ$). C'est loin d'être négligeable. Rappelons qu'il ne s'agit de l'écart que dans le plan Oxz , en 3D la déformation du trou est plus compliquée. En tous les cas, cet effet ne simplifie certainement pas le problème du stick-slip, car la force radiale varie dans un même plan. Et mettre une pierre en travers du trou devient sans doute encore plus facile !

6.3.3 Le stick-slip limite la précision de positionnement

Une autre limite du positionnement de palier par chassage est le phénomène de *stick-slip*, comme une craie qui grince lorsqu'elle avance par à-coups sur un tableau noir. Les petits sauts que la craie fait sont analogues à ceux d'un axe poussé dans un trou. A faible vitesse, l'axe avance puis s'arrête, et la séquence



(a) Les sections du haut et du bas du trou se déforment en des ellipses déphasées de $\frac{\pi}{2}$

(b) Vue en coupe

FIG. 6.7 – Variation du diamètre du trou sous l'effet de la flexion.

se répète périodiquement. L'ampleur du saut minimal détermine la correction de position la plus petite que l'on peut faire. C'est la limite de l'assemblage, à distinguer de la limite de l'outil de chassage (rigidité de la presse). En horlogerie, ce phénomène n'est que trop bien connu par ceux qui font les retouches sur les positions des pierres. L'opérateur qui corrige la position d'une pierre de $10 \mu\text{m}$ descend le levier de sa presse pour faire la correction la plus fine possible. La résistance étant forte, il élève progressivement sa force, rien ne bouge, et tout d'un coup, la résistance chute car la pierre se déplace. Dommage, la pierre est maintenant trop loin ! Il passera plusieurs minutes à démonter le pont et repositionner la pierre...

Lorsqu'une pierre est chassée en deux temps ou que sa position est corrigée, il faudrait que le pas minimal permis par le stick-slip soit le plus petit possible, idéalement de l'ordre du micron.

6.4 Mesurer la déformation et corriger

L'idée présentée dans ce chapitre est d'intégrer la connaissance du chassage en cours pour affiner la consigne. Si les conditions le permettent (mesure, communication et rigidité), la correction est intégrée dans le même mouvement du coulisseau (un seul chassage), sinon il faut au moins un mouve-

ment supplémentaire.

Sur une presse manuelle Sur une presse manuelle, l'opérateur fait une correction de la consigne en position. Il commence par chasser quelques paliers, il mesure leur position avec un système de mesure hors ligne et revient régler la butée de la presse d'après ses mesures.

Sur une presse numérique Le principe est le même que celui du chassage sur une presse manuelle, mais il y a l'opportunité de faire la correction dynamiquement, car la presse a une mesure de déplacement incorporée. L'idée est d'utiliser la mesure de déplacement intégrée à l'axe numérique de la presse pour corriger la consigne de position, et positionner le palier à la cote désirée. Il existe deux cas de figure :

1. Système de chassage peu rigide : positionnement en deux mouvements de l'axe de la presse. La position réelle du palier est mesurée par la presse après un premier chassage, et la position est corrigée en fonction de la mesure par un deuxième mouvement.
2. Système de chassage très rigide et à bande passante élevée : positionnement en un seul mouvement de l'axe de la presse. Sur la base de la force chassage mesurée en début du chassage, la position en fin de chassage est extrapolée et la consigne est corrigée pendant le mouvement (sans que le coulisseau ne remonte). Une bande passante élevée pour le transfert des données entre la presse et l'ordinateur est nécessaire pour que la correction puisse se faire dans le même mouvement.

Positionner en un seul mouvement présente l'avantage d'éviter des corrections de position, petits déplacements qui contiennent un risque de non maîtrise. Faire une petite correction de la position d'une pierre qui est statique comporte toujours le risque que soit elle ne soit pas déplacée. Soit le mouvement n'a servi qu'à déformer le récepteur (mouvement inférieur au plus petit pas), soit le déplacement est plus grand que souhaité.

Le choix de l'option dépend surtout de la répétitivité de positionnement demandée, mesurable avec un nombre d'essais limités. La limite entre un système de chassage peu rigide et très rigide n'a donc pas été cherchée. L'option en un seul mouvement n'entre en ligne de compte que si un modèle fiable liant la force à la profondeur de chassage est trouvé. Et il faut en plus que le système de chassage soit très rigide sinon toutes les variations de force seront reportées en variations de position, et amplifiées.

6.4.1 Procédure pour obtenir un positionnement répétitif en plusieurs mouvements

La figure 6.8 décrit le principe de positionnement en plusieurs mouvements du coulisseau, utilisant la presse tantôt pour chasser (force élevée), tantôt pour mesurer (force faible pour détecter la position d'un plan). La prise de référence avec la pierre permet de s'affranchir de la variabilité de l'épaisseur de la pierre, pas négligeable d'une série à l'autre.

Ce cas s'applique lorsque :

- la presse est peu rigide,
- la presse a une faible précontrainte (il faut qu'elle soit plus grande que la force maximale appliquée, sinon un jeu apparaît),
- les jeux sont mal rattrapés (devient catastrophique si la presse a aussi une faible précontrainte, car cela génère des non linéarités).

6.4.2 Procédure pour obtenir un positionnement répétitif en un seul mouvement

Le principe de positionnement répétitif en un seul mouvement s'applique lorsque :

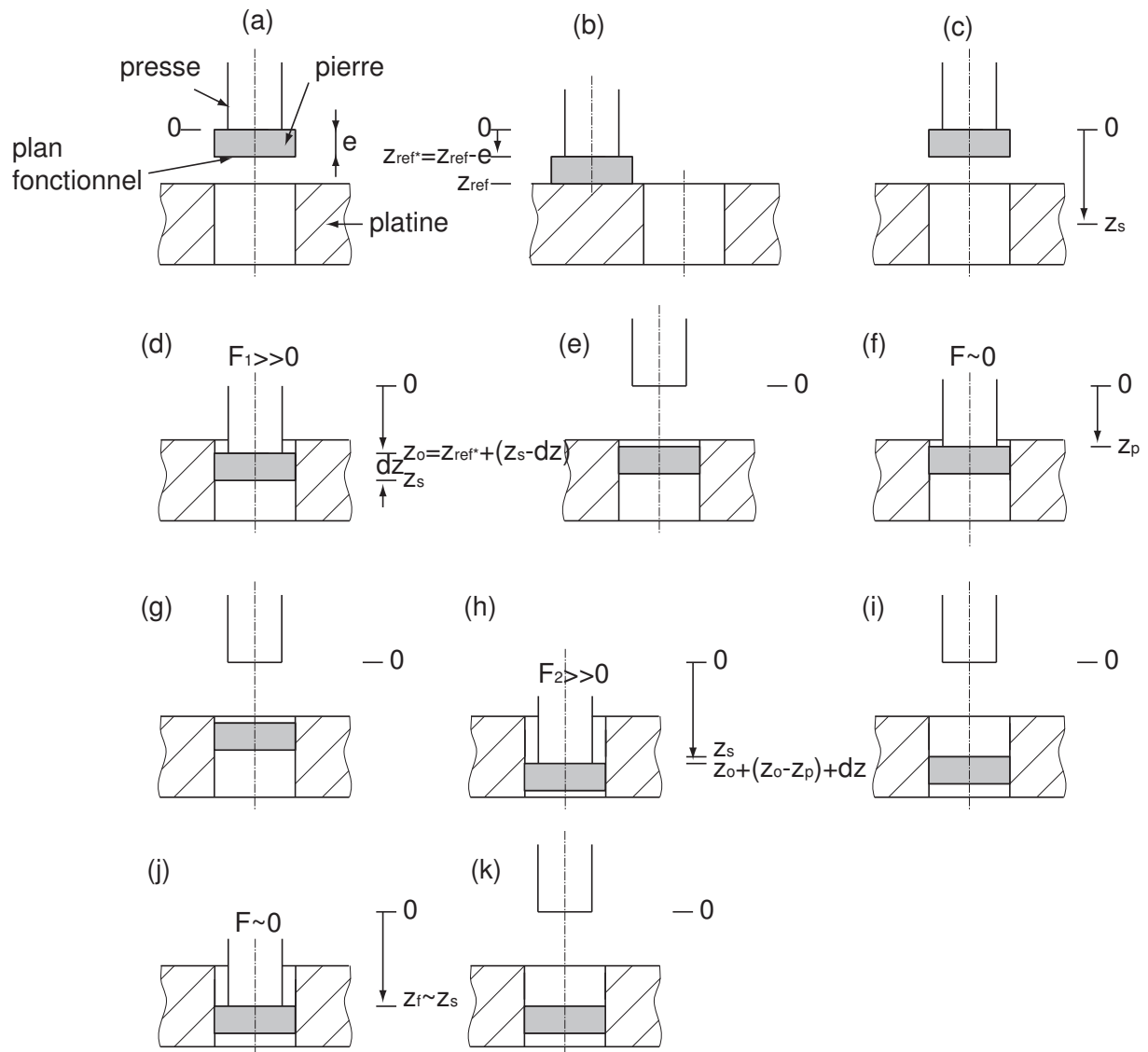


FIG. 6.8 – Procédure pour obtenir un positionnement répétitif : a. Etat initial. b. Prise de référence sur le plan de la pièce avec la pierre (accostage, à force presque nulle). c. Retour à la position initiale. A l'aide de la référence prise (z_{ref}^*), on calcule la cible pour la position de la face inférieure de la pierre, z_s . d. Mouvement à un plan $z_s - dz$ plus loin que la référence ($dz \geq 0$ est une petite marge de sécurité à choix) : sous l'effet de la force de chassage F_1 , la platine fléchit. e. La force n'est plus appliquée et la platine revient à une position z_p mesurée par la presse à force presque nulle. f. La flexion constatée sous F_1 vaut $z_0 - z_p$. g. Retour à la position initiale. h. Mouvement à un plan $z_s + (z_0 - z_p)$, soit l'addition de la consigne et de la flexion mesurée à F_1 , force de chassage mesurée : F_2 . i. Retour à l'état initial. j. Mesure de la position finale z_f à force presque nulle, qui devrait être proche de z_s . k. Retour à la position initiale.

- la presse est très rigide,
- la bande passante de la presse et du système de mesure est élevée,
- la presse a une précontrainte nettement plus grande que la force maximale appliquée,
- les jeux sont rattrapés.

Pour positionner une pierre en un seul mouvement, il suffit de mesurer la force entre deux points z_1 et z_2 . On obtient les couples (F_1, z_1) , (F_2, z_2) dont on va tirer la rigidité :

$$k_{\text{me}} = \frac{F_2 - F_1}{z_2 - z_1} \quad (6.8)$$

Il faut s'assurer que la rigidité mesurée est plus faible que celle de la machine ($k_{\text{me}} \ll k_{\text{ma}}$). Puis, extrapoler la déformation supposée de la platine lorsque la presse aura atteint la consigne en position donnée a priori, et corriger la consigne.

Un modèle CAD de la pièce intégrant les points d'appuis de la platine sur le posage permet déjà d'approximer la rigidité mieux qu'un simple modèle de poutre. Une platine horlogère a souvent une forme de tuile, et n'est pas plane comme les modèles CAD ou les modèles de plaques proposés précédemment. Néanmoins, en quelques essais, on peut très vite trouver une valeur de consigne qui sera proche de la valeur désirée. Il reste alors à faire la correction d'après la rigidité mesurée.

6.5 Expériences de positionnement en plusieurs mouvements

Lors du développement de la machine d'empierreage¹ Stoco (Vaumarcus, CH), nous avons testé et validé le principe de positionnement en plusieurs mouvements. Les essais ont été conduits sur la presse Promess 1 KN du laboratoire, équipée du capteur de force 200 N.

6.5.1 Méthode et dispositif expérimental

Les caractéristiques du banc de test étaient les suivantes :

Capteur de force

- Jauges de contrainte sur une membrane métallique.
- Pleine échelle : 200 N.
- Résolution : 0.1 N.

Presse, coulisseau et moteur

- Déplacement : 100 mm de course maximale, avec environ $1 \frac{\mu\text{m}}{\text{inc}}$ de résolution. En effet, l'encodeur du moteur électrique entraînant la vis à billes (qui entraîne le coulisseau) a $4096 \frac{\text{inc}}{\text{tour}}$ et la vis à billes a un pas de 4 mm.
- Vitesse lors des opérations de chassage : $v = 1 \text{ mm/s}$.
- Accélération : $a = 1000 \text{ mm/s}^2$. Décélération : $d = 6000 \text{ mm/s}^2$.
- Régulateur PID de la commande numérique : $P = 75000$, $I = 0$, $D = 1$.
- Régulateur PID du moteur : $P = 250$, $I = 220$, $D = 50$.

¹positionnement de paliers dans une montre

Procédure et accostage

- Vitesse lors des détections d'un plan solide : $v = 0.1$ mm/s.
- Seuil de détection d'un plan solide : 0.3 N.
- Outil d'empierreage : $D = 0.8$ mm, $L \approx 15$ mm.
- Temps de cycle du programme élaboré (non optimisé) : $T_c \approx 20$ s.

Mesure et traitement de données Bande passante pour le transfert des données : 850 Hz.

Le programme élaboré permettait jusqu'à trois mouvements (donc deux corrections). Nous avons remarqué que la première correction suffisait, la deuxième n'amenait aucune amélioration.

Nous n'avons aucune donnée sur les platines, provenant d'un client de Stoco. Les dimensions et géométries exactes du pont dans lequel nous avons chassé ne nous sont pas connues. Néanmoins, en horlogerie, les tolérances typiques d'un empierreage de $\varnothing 1$ sont :

- Pierres : $\varnothing 1.000_0^{+4}$
- Trous : $\varnothing 1.000_{-8}^{-4}$

Soit un serrage $i \in [4 \mu\text{m}, 12 \mu\text{m}]$, typiquement de $8 \mu\text{m}$. L'épaisseur du pont était approximativement de 0.5 mm, et celle des pierres de ≈ 0.2 mm. Les trous étaient vraisemblablement repassés.

6.5.2 Résultats des expériences

Nous avons effectué deux séries d'essais, avec le chassage de 50 pierres à chaque série. Les pierres avaient été pré-insérées sur une presse manuelle, pour éviter le problème de la préhension lors de l'engagement de la pierre dans le trou. Elles étaient poussées sur environ $60 \mu\text{m}$ pour la première série et $100 \mu\text{m}$ pour la deuxième. Les résultats sont visibles sur les figures 6.9 et 6.10 et quelques indicateurs sont récapitulés dans le tableau 6.3.

Les forces mesurées lors du premier chassage (à la première consigne) ne sont pas très différentes, aussi bien en moyenne qu'en écart-type : $\mu_{F,1} = 45.0$ N, $\sigma_{F,1} = 6.0$ N et $\mu_{F,2} = 47.5$ N, $\sigma_{F,2} = 5.1$ N. Les courbes force-déplacement forment un faisceau, elles ont qualitativement la même allure.

6.5.3 Analyse des résultats

- La différence entre la consigne et la valeur réelle mesurée par la presse est similaire d'une série à l'autre : $\mu_1 = -32.5 \mu\text{m}$ et $\mu_2 = -34.3 \mu\text{m}$. La valeur moyenne de cette différence dépend de la rigidité du pont, de la presse et de l'outil de chassage.
- L'écart-type sur la flexion à la consigne est ce qu'on obtiendrait si on chassait en une seule fois, sans correction. La correction permet d'améliorer sensiblement la variabilité du procédé, de $\sigma_1(d) = 4.5 \mu\text{m}$ à $\sigma_{1,\text{presse}}^{\text{corr}}(d) = 1.3 \mu\text{m}$ pour la première série. Pour la deuxième série, on passe de $\sigma_2(d) = 3.5 \mu\text{m}$ à $\sigma_{2,\text{presse}}^{\text{corr}}(d) = 1.4 \mu\text{m}$. Ces améliorations de la variabilité sont très importantes et permettent de gagner 25% de rendement en cas de procédé centré (cf. indicateur $\mathcal{Y}_i(t, \delta_i = 0, \sigma_i)$). Le procédé devient capable, en regard de la tolérance fixée ($\pm 5 \mu\text{m}$).
- La corrélation entre la flexion et la force à la fin du premier chassage donne des coefficients de 0.57 et 0.74, respectivement. Le modèle donné en introduction de ce chapitre dit que la flexion est proportionnelle à la charge. Seulement, la théorie ne prend pas en compte les variations dimensionnelles (ex : une variation de l'épaisseur du pont se reporte au cube). D'autres sources de variation n'étaient pas quantifiées dans ces expériences, le serrage (les diamètres des pierres et des trous n'avaient pas été mesurés) et l'état de surface des trous, bien entendu.

Indicateur	Unités	Avant correction	Après correction	Après correction
		Mesuré par la presse	Mesuré par la presse	Mesuré au comparateur
$\mu_{F,1}$	[N]	45.0		
$\sigma_{F,1}$	[N]	6.0		
$\delta_1 = \mu_1(z) - T_1$	[μm]	-32.5	-0.8	1.2
$\sigma_1(z)$	[μm]	4.5	1.3	2.5
$C_{p,1}$	[-]	0.37	1.3	0.7
I_1	[μm]	32.8	1.5	2.8
$\mathcal{Y}_1(t, \delta_1, \sigma_1)$	[%]	0.00	99.94	92.92
$\mathcal{Y}_1(t, \delta_1 = 0, \sigma_1)$	[%]	73.35	99.99	95.45
$\mu_{F,2}$	[N]	47.5		
$\sigma_{F,2}$	[N]	5.1		
$\delta_2 = \mu_2(z) - T_2$	[μm]	-34.3	-0.1	-2.1
$\sigma_2(z)$	[μm]	3.5	1.4	2.2
$C_{p,2}$	[-]	0.5	1.2	0.8
I_2	[μm]	34.5	1.4	3.0
$\mathcal{Y}_2(t, \delta_2, \sigma_2)$	[%]	0.00	99.96	90.57
$\mathcal{Y}_2(t, \delta_2 = 0, \sigma_2)$	[%]	84.69	99.96	97.70

TAB. 6.3 – Résultats des deux séries d’essais Stoco, série 1 puis série 2. Indicateurs choisis : capacité C_p , inertie I et rendement \mathcal{Y} du procédé, en prenant comme référence une tolérance de positionnement de $\pm 5 \mu\text{m} \Rightarrow 2t = 10 \mu\text{m}$.

Davantage que la réduction du décentrage ($\delta = \mu - T$) de la position axiale de la pierre, c’est la réduction de la variabilité qui est importante dans ces essais. La perspective d’avoir un outil de positionnement par chassage permettant de descendre la variabilité sous le micron se concrétise. Cette répétitivité du positionnement permet de diminuer drastiquement les retouches incombant à la presse manuelle.

Néanmoins, la chaîne de tolérances qualifiant un ébat (jeu axial d’un axe par rapport au palier) ne se limite pas au procédé de chassage. Les retouches permettent de récupérer plusieurs autres sources de variation. L’outil idéal devrait permettre de mesurer la position de l’empilement avant de chasser au jeu désiré.

6.6 Réalisation de machines de chassage

Nous allons présenter brièvement des machines d’empierrage qui ont été réalisées par Stoco et Sysmelec. Elles nécessitent des investissements importants, à mettre en perspective avec le coût des retouches évitées.

6.6.1 Machine d’empierrage sur le principe de positionnement en plusieurs mouvements, par Stoco

Les figures 6.11(a) et 6.11(b) présentent la machine d’empierrage réalisée par Stoco. Elle a été présentée au public lors du salon EPHJ² à Lausanne en 2005, et fonctionne sur le principe de positionnement en plusieurs mouvements du coulisseau. La presse est la Promess 1 KN que nous avons

²Environnement Professionnel Horlogerie Joaillerie

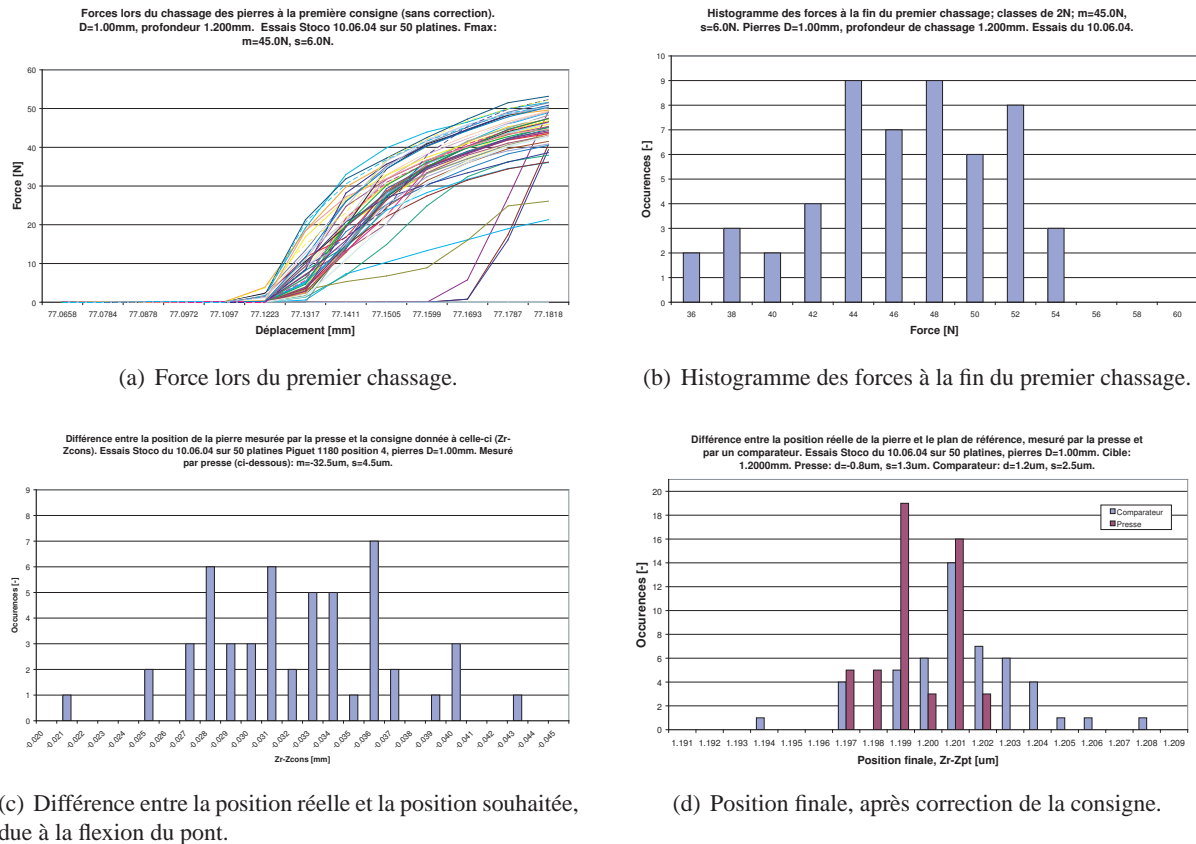


FIG. 6.9 – Essais Stoco, série 1. Coefficient de corrélation entre la force maximale et la flexion : 0.57.

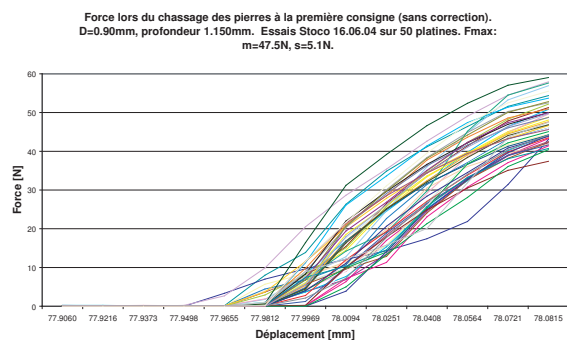
utilisé, et sur laquelle les essais de principes ont été réalisés. La cellule de force utilisée par Stoco est un capteur piézo-électrique, plus rigide que les jauges de contrainte métalliques que nous utilisons, mais sujet à une dérive dans le temps (recalibration presque toutes les heures).

6.6.2 Machine d'empierreage sur le principe de positionnement en un seule mouvement, par Sysmelec et Patek Philippe

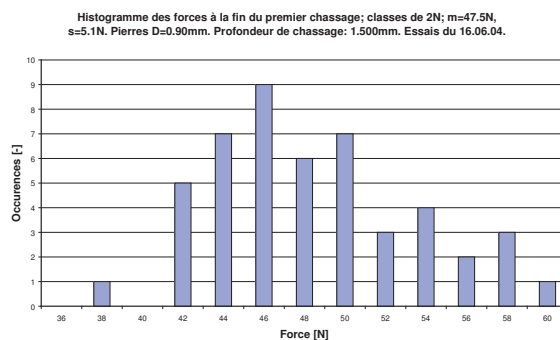
Les figures 6.12(a) et 6.12(b) présentent la machine d'empierreage réalisée par Sysmelec en collaboration avec Patek Philippe. Elle a été présentée au public lors du salon EPHJ à Lausanne en 2006, et fonctionne sur le principe de positionnement en un seule mouvement. Sa construction très rigide se remarque notamment à ses colonnes massives (fig. 6.12(b)).

6.7 Conclusion

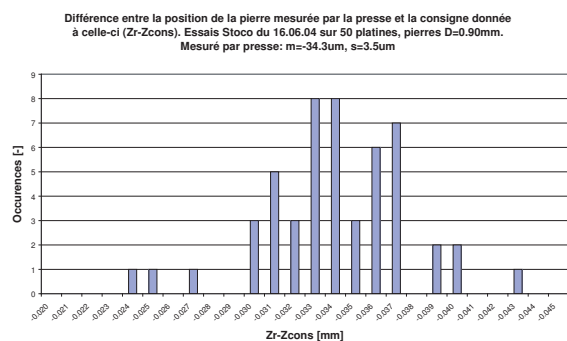
- La mesure de la position réelle suivie d'une correction permet de s'affranchir des paramètres non contrôlés tels que la variabilité de la force de chassage et celle de déformation de la platine.
- Les stratégies sont simples à implémenter, mais les équipements sont coûteux. Il faut beaucoup de périphériques pour l'alimentation des pièces, le positionnement (les posages), etc. Le procédé de



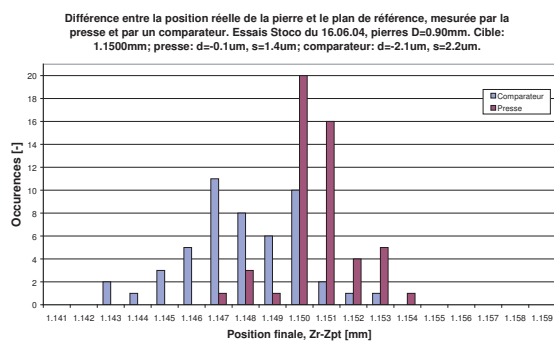
(a) Force lors du premier chassage.



(b) Histogramme des forces à la fin du premier chassage.



(c) Différence entre la position réelle et la position souhaitée, due à la flexion du pont.



(d) Position finale, après correction de la consigne.

FIG. 6.10 – Essais Stoco, série 2. Coefficient de corrélation entre la force maximale et la flexion : 0.74.

chassage en lui-même requiert peu de moyens. Pour qu'une telle installation soit viable en production, il faut travailler sur le temps de cycle, en particulier pour la stratégie en deux mouvements.

- L'effet stick-slip est limitant, y compris dans le cas d'une presse numérique. Il serait intéressant de déterminer expérimentalement le pas minimal.

Les questions incontournables pour l'ingénieur de production sont groupées dans le tableau 6.4.

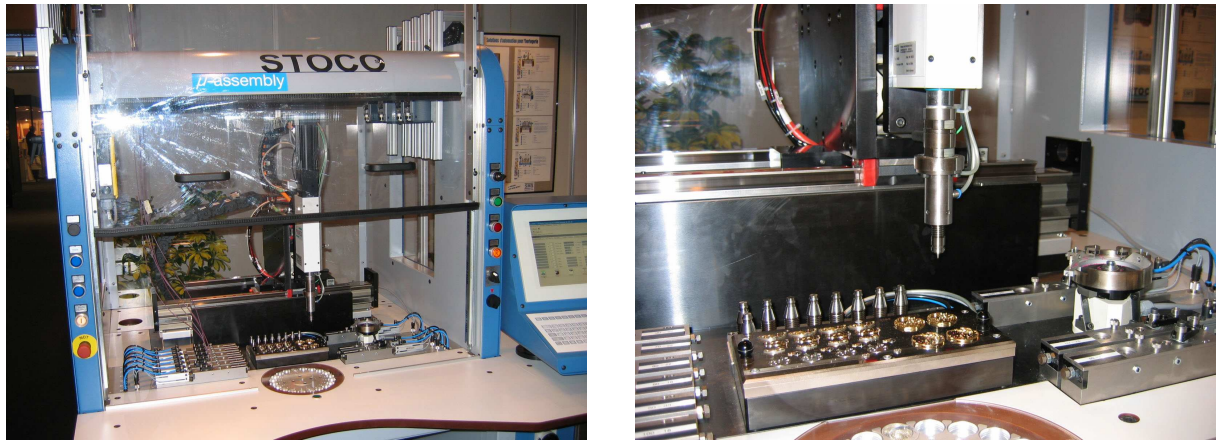


FIG. 6.11 – Prototype de la machine d'empierreage Stoco.



FIG. 6.12 – Prototype de la machine d'empierreage Sysmelec-Patek Philippe.

Le positionnement par chassage
Quelle est la variabilité de la force de chassage pendant le positionnement ?
Comment sont reprises les forces dans le système d'assemblage ?
Que valent les différentes rigidités du système d'assemblage ? Presse, capteur, échantillon, posage, etc.
Quel élément a la plus faible rigidité ? Quel impact a-t-elle sur le positionnement ? Si presse : le support est-il l'élément critique ? Si échantillon : réduire le porte-à-faux, tenir la pièce supérieure pendant l'assemblage (encastrement).
Quelle est la bande passante de la transmission de données ? En fonction de la rigidité et de la bande passante, choisir la stratégie de positionnement.
Comment se déforme les pièces à assembler pendant le chassage ? Ne se déforment-elles pas plastiquement ? Le trou se déforme-t-il significativement ?
Quel est la plus petite correction de position réalisable ? Considérer l'effet stick-slip et la rigidité de l'échantillon.

TAB. 6.4 – Les questions incontournables sur le positionnement par chassage.

Si je vous suis, nous devenons libres, non pas en réprimant nos envies contradictoires, mais en consolidant notre aspiration à la joie véritable... Mais gardons-nous de toujours attendre, espérer autre chose, car, en adhérant à notre être, en accomplissant notre aspiration véritable, nous pouvons d'abord abandonner les obstacles qui s'opposent au joyeux exercice de notre amour [101, p. 158].

Alexandre Jollien (1975-), philosophe valaisan.

7

Conclusion

Dans plusieurs cas industriels étudiés pendant la thèse et qui ne sont pas tous présentés dans ce document, nous avons mis en évidence que les coûts de production en microtechnique sont très souvent grevés par des faibles rendements. Parfois les fonctions étaient mal définies, parfois les outils de mesure ne mesuraient pas la fonction malgré leur coût élevé, d'autres fois les décentrages mesurés sur les séries de composants imposaient une retouche systématique, ou encore les cibles n'étaient pas centrées par rapport aux tolérances. Tous ces facteurs rendaient le produit non profitable ou pire, déficitaire.

Souvent, ce sont les responsables des procédés de production qui tirent la sonnette d'alarme, et leur premier réflexe est de s'attaquer à la variabilité des procédés. L'éclairage que nous avons apporté est de montrer que cette voie ne prime pas, qu'elle n'est pas la plus judicieuse dans un premier temps. Il s'agit d'abord de s'assurer de la fiabilité des mesures, puis du bien-fondé de la fonction et enfin du pilotage des procédés pour éviter le décentrage. Il est alors temps de chercher des moyens de réduire la variabilité. Les enchaînements de questions proposés guident l'ingénieur, pour l'analyse des problèmes, et que dès l'origine du produit, il s'inquiète de son coût et de sa rentabilité.

Cette méthode est itérative, et se veut assez souple parce que les scénarii de conception ou reconception auxquels l'ingénieur en microtechnique doit répondre sont très variés. Les paramètres sont nombreux, et les limites sont très souvent celles de la faisabilité. Il n'est nulle question de l'enfermer dans une démarche rigide, mais de le pousser à la réflexion en lui proposant un chemin balisé de questions, avec pour seuls critères d'évaluation, le coût et le rendement.

Pour décortiquer les problèmes de rendement en microtechnique, nous avons proposé une formulation générale pour calculer le rendement d'un assemblage quelles que soient les distributions de ses composants. Dans le cas particulier de gaussiennes, nous avons montré qu'il y a trois principales sources de mauvais rendement : la tolérance sur la fonction, le décentrage et la variabilité des procédés. La variabilité est une quatrième source non négligeable, souvent incluse dans, et confondue avec la variabilité des procédés.

Un premier remède au mauvais rendement a été illustré par un exemple où la tolérance et la variabilité de mesure sont renversées par le tolérancement et la mesure fonctionnelle.

L'effet catastrophique du décentrage pour les assemblages de précision a été montré. Le tolérancement inertiel est un moyen pour le concepteur de s'assurer que la réalisation de son produit se fasse bien au

coût estimé. La contrainte est posée conjointement sur la variabilité et sur le décentrage du procédé de fabrication ou d'assemblage.

S'il savère que l'excès de coût est dû à la variabilité des procédés, les solutions deviennent plus... coûteuses ! Nous avons montré que l'assemblage sélectif (tri et appairage) peut être économiquement viable. Bien plus, il permet d'atteindre des variabilités très réduites, inatteignables avec les machines existantes, ou d'éviter un lourd investissement dans de nouvelles machines. Nous avons voulu réhabiliter cette méthode parfois proscrite ou non avouée, tout de même plus souvent appliquée qu'on ne le pense, mais sans que tout son potentiel ne soit exploité. Notre état de la technique a rappelé l'ensemble des résultats connus à ce jour, et mis en évidence les lacunes.

Le grand défi est de proposer aux ingénieurs de production des heuristiques pour le choix de la stratégie de partitionnement à partir de la variabilité et du décentrage de chaque série de composants, de la résolution de mesure, et en fonction de la variabilité souhaitée sur l'assemblage final, et du coût.

En étudiant en détail un procédé d'assemblage de précision, le chassage à l'échelle submillimétrique, nous avons montré que :

- La variabilité de la tenue au déchassage s'explique essentiellement par la variabilité du serrage, lorsque le serrage est inférieur à dix microns. Il est crucial de maîtriser la géométrie des trous. Pour augmenter la tenue, on peut soit allonger le trou (difficile quand le volume de l'objet est réduit, comme dans une montre), soit augmenter le serrage, parfois changer de matériau, mais il est inutile d'augmenter le diamètre.
- Il en va de même pour la tenue au couple, si ce n'est que le diamètre a une influence et est justement un bon moyen d'augmenter la tenue d'un facteur significatif.
- La fonction de positionnement axial (en z) est désormais réalisable au niveau spécifié en horlogerie, avec une stratégie adaptée et des machines encore coûteuses. La mesure de la rigidité ou de la déformation associée à une bande passante élevée permet de satisfaire les exigences fonctionnelles.

Par le biais du procédé de chassage, sont illustrées différentes techniques imaginées pour réduire la variabilité. Il faut clairement identifier la fonction demandée au chassage avant d'optimiser le design pour la remplir. La connaissance de la principale source de variabilité oriente le choix des moyens pour s'en affranchir, par exemple en élaborant une section de contact adaptée. D'avoir identifié les paramètres du modèle de Lamé-Clapeyron comme étant les plus influents a permis de déterminer que le serrage est le paramètre le plus sensible et critique en chassage submillimétrique. La connaissance des paramètres influents permet d'améliorer la robustesse de l'assemblage, de l'insensibiliser aux variations dimensionnelles autant que faire se peut.

En bref, nous avons mis en exergue l'importance de la maîtrise de la qualité des procédés d'assemblage de précision, comment utiliser au mieux les moyens à disposition pour y parvenir, y compris ceux spécifiques aux techniques de fabrication et matériaux nouveaux pour ces applications, tel l'électroformage.

Perspectives Dans les chassages microtechniques, une certaine déformation permanente est inévitable, et il est logique de s'intéresser aux régimes élasto-plastiques et plastiques pour dimensionner. La déformation plastique est une opportunité de robustesse pour la tenue de l'assemblage chassé !

L'électroformage offre toute latitude dans la fabrication de designs compliqués. Nous avons proposé quelques pistes pour rendre le chassage robuste aux variations dimensionnelles des composants (en particulier des trous) et ainsi élargir les tolérances (sections cannelées), et pour limiter la force maximale lors du chassage et maximiser la tenue au couple (sections avec évidements).

La structuration des récepteurs a un impact sur la tenue. Lors des expériences menées, les récepteurs

étaient moins durs que les axes. La structuration des axes devrait être étudiée, notamment en ce qui concerne l'apport des micropointes pour la tenue au déchassage et au couple.

L'apparition des microsoudures durant le chassage est un facteur clé d'augmentation de la tenue des chassages, mais aussi un écueil à la réversibilité. Des observations avec des matériaux différents seraient souhaitables, par exemple dans le laiton ou l'acier au plomb, notamment au microscope électronique. Ce n'est pas chose facile à obtenir, car les observations des pièces à l'état assemblé n'ont été possibles que grâce aux sections cannelées. D'ailleurs, que se passe-t-il avec l'or, si souvent utilisé pour les aiguilles en horlogerie ?

Pour augmenter la tenue du chassage, nous avons testé le freinage, l'apport de chaleur [99]. Les expériences dans le laiton ont semblé prometteuses. Toutefois, il n'est pas certain que ce soit l'apport de chaleur pendant le chassage qui soit le plus utile. Il serait intéressant de tester l'apport de chaleur après le chassage, une forme de recuit de détente, en quelque sorte. Lors des expériences de Radhakrishnan et al., la tenue augmentait d'un facteur trois !

L'électroformage ouvre de nouvelles perspectives au chassage. En inversant le mouvement, il serait maintenant intéressant de réfléchir à ce que le chassage peut apporter au monde des microsystèmes. Ce monde est principalement mené par des physiciens et électroniciens. Y amener une vision d'ingénieur spécialisé en micromécanique et en production enrichirait la réflexion. Ce monde butte sur les bas rendements, davantage que la microtechnique. Les techniques de fabrication ont beaucoup évolué, mais les coûts de packaging constituent encore 70-80% des coûts de production [139, p. 478][124]. Le problème est très aigu pour les petites à moyennes séries, pour lesquelles il n'est pas possible d'investir dans des équipements dédiés. Les questions sont nombreuses : est-ce que la fragilité du silicium est rédhibitoire ? Est-il possible de maîtriser la géométrie en 3D des trous ?

Les sections proposées avec des évidements et des cannelures sont susceptibles de permettre au silicium de ne travailler que dans le domaine élastique, ce qui est indispensable vu sa fragilité. Un grand travail serait de trouver des designs tels que la raideur des composants soit bonne, que leur fabrication soit économique et compatible avec les moyens de production existants, et que l'ensemble soit fonctionnel après l'opération d'assemblage.

Les contributions majeures de cette thèse Une des contributions majeures de cette thèse est de montrer la différence entre l'assemblage traditionnel et l'assemblage de précision : lorsque la tolérance requise est de moins de dix microns, la variabilité et le décentrage des cotes par rapport à la dimension cible ont des effets significatifs sur le rendement. Des stratégies de réglage des machines d'usinage permettent de maintenir un décentrage bas et un rendement élevé.

La démarche d'analyse des problèmes de rendement détaillée dans cette thèse repose sur le calcul du rendement d'un assemblage. Notre apport a été de montrer comment le prédire quelles que soient les distributions des composants.

Une autre contribution importante a été de mettre en évidence qu'en microtechnique, le procédé d'usinage est souvent meilleur que le procédé de mesure. A témoin, la mesure des trous submillimétriques est un obstacle majeur à l'étude du chassage. Ce constat oblige l'ingénieur à changer de perspective, car la mesure ne peut plus être considérée comme un moyen de contrôle de pièces individuelles. En revanche, elle permet de quantifier le décentrage d'un lot et, seulement si la variabilité du système de mesure est connue, de déduire la variabilité du procédé.

Le chapitre sur l'assemblage sélectif contient de loin le plus important état de l'art du sujet à ce jour. Il est également original de l'étudier avec le coût comme critère d'optimisation.

Il y a plusieurs apports importants dans l'étude du chassage. D'abord, il s'agit de la seule étude expérimentale d'envergure à l'échelle submillimétrique. Seul Jones a présenté quelques essais, parallèlement

à notre travail. D'autre part, nous avons montré que le modèle de Lamé-Clapeyron n'est pas pertinent, mais que ses paramètres sont pertinents. Parmi ceux-ci, le serrage est identifié comme le facteur de risque en horlogerie, soit la plus probable cause de non-fonctionnement de l'assemblage chassé.

La réalisation de sections de contact axe-trou non circulaires est novatrice pour les assemblages chassés. Il a été vérifié expérimentalement que la force maximale de chassage et la déformation sont réduites dans des récepteurs électroformés. Cet abaissement de la rigidité du contact autorise l'élargissement des tolérances sur la fabrication des trous, ce qui augmente le rendement. De nouveaux designs proposés laissent envisager de belles perspectives pour le chassage dans des composants en silicium...

Finalement, nous avons participé à l'élaboration d'une stratégie de positionnement par chassage, de concert avec un fabricant de machines et une entreprise horlogère. Cette stratégie rend possible la suppression des retouches sur les ébats. La maîtrise du procédé est obtenue grâce à la mesure de la déformation du récepteur pendant le chassage.

L'objectif de ma contribution a toujours été de rendre possible l'utilisation des méthodes et techniques proposées pour une réalisation. Il a aussi été de formaliser le savoir faire présent dans les nombreux ateliers microtechniques que compte la Suisse.

Dérives et opportunités en maîtrise de la qualité Cette thèse traite de la maîtrise de la qualité des assemblages de précision. Une des spécificités du travail proposé est de focaliser sur les produits microtechniques, produits et assemblés la plupart du temps par des moyens conventionnels, issus de la mécanique traditionnelle. Les limites en sont d'autant plus importantes.

Différents courants de la qualité ont été suivis. Notre approche initiale fut de viser une amélioration incrémentale du procédé, par l'étude de ses paramètres influents. Ceci a été réalisé grâce aux plans d'expériences.

Les connaissances accumulées autant sur la technique d'assemblage, sur celles de fabrication ainsi que sur les applications ont permis ensuite de proposer un saut technologique, une rupture dans la continuité ! L'analyse fonctionnelle se révéla être un outil décisif. Beckford rappelle que les ruptures sont souvent synonymes d'avantages stratégiques [16, chap. 3].

Les outils de qualité permettent d'analyser le passé, les erreurs et les succès. Ils sont souvent pertinents pour résoudre la crise du jour. Néanmoins, la qualité ne se limite pas aux symptômes, l'objectif est de s'attaquer aux causes profondes. C'est pourquoi il ne faut pas se limiter à l'optimisation d'une technique d'assemblage donnée, ni d'une étape précise de la conception (ex : tolérancement), ni d'une étape de la production, mais il faut que la réflexion englobe l'ensemble du processus de génération d'un produit. La démarche est holistique, elle concerne tout le produit, et tout le processus de la création à la réalisation.

Le rôle du responsable qualité ne se limite pas à éteindre un feu ou focaliser sur l'obstacle le plus proche, il est de communiquer la direction à suivre. La vigilance est de mise, car bien plus qu'une série d'outils ou de procédures performants, la qualité est un état d'esprit, une culture à transmettre. Elle est totalement dépendante des humains qui constituent l'entreprise. Cette thèse fait appel et propose différentes techniques et outils, qui ne connaîtront le succès que si ceux qui doivent les utiliser les comprennent et leur font confiance. A cet égard, la communication et la formation des opérateurs sont aussi importantes que l'implication de la direction de l'entreprise. Ce document s'est voulu didactique, mais est adressé aux ingénieurs, de recherche, de développement ou de production. Pour porter ce travail auprès des praticiens de l'atelier, la création de nouveaux supports est nécessaire.

Nous espérons que cette thèse ouvre des pistes pour l'évolution des procédés d'assemblage de précision...

Bibliographie

- [1] Normes Françaises NF E 22-620, Assemblages frettés : Dimensions, tolérances et états de surface pour assemblages usuels, Mars 1980.
- [2] Normes Françaises NF E 22-621, Assemblages frettés sur portée cylindrique : fonction, réalisation, calcul, Janvier 1984.
- [3] e-handbook of statistical methods, 2004. <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/>.
- [4] <http://www.mimotec.ch>, Janvier 2007.
- [5] <http://www.innosurf.ch>, Avril 2007.
- [6] <http://mathworld.wolfram.com/Convolution.html>, Janvier 2007.
- [7] P-A. Adragna, S. Samper, M. Pillet, and H. Favreliere. Analysis of shape deviations of measured geometries with a modal basis. *Journal of Machine Engineering*, 6(1) :134–143, 2006.
- [8] B. Anselmetti. *Tolérancement - Cotation de fabrication et métrologie*, volume 3. Hermès - Lavoisier, 2003.
- [9] B. Anselmetti. *Tolérancement - Langage des normes ISO de cotation*, volume 1. Hermès - Lavoisier, 2003.
- [10] B. Anselmetti. *Tolérancement - Méthode de cotation fonctionnelle*, volume 2. Hermès - Lavoisier, 2003.
- [11] F. Arai, D. Andou, T. Fukuda, Y. Nonoda, and T. Oota. Micro manipulation based on micro physics - strategy based on attractive force reduction and stress measurement. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 236–241, 1995.
- [12] T. Arai and K. Takeuchi. A simulation system on assembly accuracy. *CIRP annals*, 41(1) :37–40, 1992.
- [13] J.R.J. Asle. A study of stick-slip under press-fit conditions. *Lubrication Engineering*, 23(10) :408–414, 1967.
- [14] N. Baldanzini. A general formulation for designing interference-fit joints with elastic-plastic components. *Journal of Mechanical Design*, 126 :737–743, 2004.
- [15] D.V. Becker and P.A. Sandborn. On the use of yielded cost in modeling electronic assembly processes. *IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing*, 24(3) :195–202, July 2001.
- [16] J. Beckford. *Quality : A Critical Introduction*. Routledge, 2002.
- [17] W. Beitz and K.H. Küttner, editors. *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering*. Springer, 1st english edition, 1994. Interference Fits : F25.
- [18] M. Bengeri. *Thermally assembled rotating elastic-plastic shrink fits*. PhD thesis, Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Wien, 1993.

- [19] D. Benuzzi and G. Donzella. Prediction of the press-fit curve in the assembly of a railway axle and wheel. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*, 218(2) :51–65, 2004.
- [20] N. Berzak. Selective Robotic Assembly. *The 4th International Conference on Design Theory and Methodology*, 48 :71–75, 1992.
- [21] E.F. Bezhelukova. Change in the height of asperities during assembly of joints with interference. *Vestnik Mashinostroeniya*, 56(4) :65–66, 1976.
- [22] W. Biederstedt. *Presspassungen im elastischen, elastisch-plastischen und plastischen Verformungsbereich*, volume 57. Verlag Technische Rundschau Hallwag Bern, 1963.
- [23] Ø. Bjørke. *Computer-aided tolerancing*. Tapir, 1978.
- [24] G.A. Bobrovnikov. Effect of plating on strength of press-fits. *Vestnik Mashinostroeniya*, 43(12) :22–25, 1963.
- [25] K.F. Boehringer, R.S. Fearing, and K.Y. Goldberg. *Handbook of Industrial Robotics - Chapter 55 : Microassembly*. John Wiley, 2nd edition, 1999.
- [26] M.A. Bonch-Osmolovskii and D.G. Vechtomova. Rejection of articles in selective assembly owing to measurement errors. *Measurement Techniques*, 14(10) :1479–1482, 1971.
- [27] J.D. Booker, C.E. Truman, S. Wittig, and Z. Mohammed. A comparison of shrink-fit holding torque using probabilistic, micromechanical and experimental approaches. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture*, 218(2) :175–187, 2004.
- [28] G. Boothroyd and P. Dewhurst. *Product design for assembly*. Wakefield, Boothroyd Dewhurst Inc., 1991.
- [29] F. Bourgeois and J. Jacot. Comprendre le chassage à l'échelle horlogère. In *Actes du Congrès International de Chronométrie CIC04, Montreux*, 2004.
- [30] F. Bourgeois, Y. L. de Meneses, and J. Jacot. Sur les traces d'un jeune ingénieur. *Revue Polytechnique*, 1697 :461–463, November 2005.
- [31] F. Bourgeois, Y. L. de Meneses, S. Koelemeijer Chollet, P-A. Adragna, M. Pillet, and J. Jacot. Tolerancing strategy for microsystem assembly. *Precision Engineering*, 2006. submitted July 5th.
- [32] F. Bourgeois, Y. L. de Meneses, S. Koelemeijer Chollet, and J. Jacot. De l'utilisation du tri pour augmenter le rendement d'un procédé d'assemblage. In *Actes de la 9e Journée d'Etude de la Société Suisse de Chronométrie, Bienne, 4 septembre*, 2003.
- [33] F. Bourgeois, Y. L. de Meneses, S. Koelemeijer Chollet, and J. Jacot. How much can sorting improve the capability of an assembly process ? In *Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning, Besançon, July 9-11*, 2003.
- [34] F. Bourgeois, Y. L. de Meneses, S. Koelemeijer Chollet, and J. Jacot. Defining assembly specifications from product functional requirements using inertial tolerancing in precision assembly. In *Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning, Montreal, July*, 2005.
- [35] F. Bourgeois, J. Werlen, G. Genolet, H. Lorentz, and J. Jacot. Experimental results of submillimetric press-fit. In *IEEE International Workshop on Microfactories (IWWMF06), Besançon*, 2006.
- [36] N. Bouvier. *L'usage du monde*. Petite Bibliothèque Payot Voyageurs, 1992.

- [37] F.P. Bowden and D. Tabor. The Area of Contact between Stationary and between Moving Surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 169(938) :391–413, 1939.
- [38] F.P. Bowden and D. Tabor. *The friction and lubrication of solids*. Oxford : Clarendon Press, 1958.
- [39] F.P. Bowden and D. Tabor. *The friction and lubrication of solids*. Oxford : Clarendon Press, 1st paperback edition, 1986.
- [40] E.P. Box, W.G. Hunter, and J.S. Hunter. *Statistics for experimenters*. John Wiley & Sons, 1978.
- [41] D.E. Boyer and J.W. Nazemetz. Introducing Statistical Selective Assembly-A Means of Producing High Precision Assemblies from Low Precision Components. *Annual International Industrial Engineering Conference*, pages 562–570, 1985.
- [42] P.R. Braun, E.P. Morse, and H.B. Voelcker. Research in statistical tolerancing : examples of intrinsic non-normalities, and their effects. In *5th CIRP seminar on Computer-Aided Tolerancing, Toronto, 1997*.
- [43] E. Buckingham. Manufacturing for selective assembly. *Machinery*, 17(1) :81–82, 1920.
- [44] E. Buckingham. *Principles of Interchangeable Manufacturing*. The Industrial Press ; The Machinery Pub. Co, 1941. Chapter XI : Manufacturing for selective assembly.
- [45] H-J. Burger. *Ueber die theoretischen Beziehungen von Presspassungen zu den Toleranzen und der Fertigung*. PhD thesis, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1978.
- [46] A. Burkhardt. Etude du chassage dans les petites dimensions. Master's thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, February 2004.
- [47] C.W. Bytheway. Basic function determination technique. *Proceedings of the SAVE Conference, Fifth National Conference, II* :21–23, 1965.
- [48] V. Capron and R. Bachelet. Guide de l'analyse fonctionnelle. <http://rb.ec-lille.fr/>, 2006.
- [49] C.K. Chan and R.J. Linn. A Grouping Method for Selective Assembly of Parts of Dissimilar Distributions. *Quality Engineering*, 11(2) :221–234, 1999.
- [50] L.K. Chan, S.W. Cheng, and F.A. Spring. A new measure of process capability : Cpm. *Journal of Quality Technology*, 20 :162–175, 1989.
- [51] M-T. Chao and D.K.J. Lin. Another look at the process capability index. *Quality and Reliability Engineering International*, 22 :153–163, 2006.
- [52] K.W. Chase. Minimum-cost tolerance allocation. ADCATS Report 99-6, Brigham Young University, 1999.
- [53] K.W. Chase. Tolerance allocation methods for designers. ADCATS Report 99-6, Brigham Young University, 1999.
- [54] K.W. Chase. Tolerance analysis of 2-d and 3-d assemblies. ADCATS Report 99-4, Brigham Young University, 1999.
- [55] K.W. Chase and A.R. Parkinson. A survey of research in the application of tolerance analysis to the design of mechanical assemblies. ADCATS Report 91-1, Brigham Young University, April 5 1991.
- [56] K.S. Chen, W.L. Pearn, and P.C. Lin. Capability measures for processes with multiple characteristics. *Quality and Reliability Engineering International*, 19 :101–110, 2003.

- [57] M.S. Chen. Optimising tolerance allocation for mechanical components correlated by selective assembly. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 12(5) :349–355, 1996.
- [58] H.G. Conway. Engineering Tolerances. *London : Sir Issac Pitman & Son Ltd*, pages 58–61, 1948.
- [59] D. Cordts. *Berechnung der beim thermischen Fügen von Pressverbänden entstehenden Eigenspannungen unter Berücksichtigung nichtelastischer Effekte*. PhD thesis, Technische Hochschule Darmstadt, 1988.
- [60] C.R. Coullard, A.B. Gamble, and P.C. Jones. Matching problems in selective assembly operations. *Annals of Operations Research*, 76 :95–107, 1998.
- [61] F. de Coulon. *Théorie et traitement des signaux*. Traité d'Electricité VI. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2nd edition, 1990.
- [62] M. Del Pedro. Résistance des matériaux. Polycopié de cours EPFL, August 1992.
- [63] D.J. Desmond and C.A. Setty. Simplification of selective assembly. *International Journal of Production Research*, 1(3) :3–18, 1962.
- [64] J.H. Dieterich. Time-dependent friction and the mechanics of stick-slip. *Pure and Applied Geophysics*, 116(4) :790–806, 1978.
- [65] U. Dilthey and A. Brandenburg. *Montage hybrider Mikrosysteme*. Springer, 2005.
- [66] L. Dovat. Connector attachment technology. Master's thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, June 2004.
- [67] P.F. Drucker. *Managing the Nonprofit Organization - Principles and Practices*. HarperCollins Publishers, 1990.
- [68] I. Duenyas, M.F. KEBLIS, and S.M. Pollock. Dynamic tape mating. *Management Science*, 43(6) :751–763, 1997.
- [69] S.V. Erlenekov. Determining the optimum variant of finishing operation when machining parts assembled on cylindrical surfaces with interference. *Vestnik Mashinostroeniya*, 62(3) :51–54, 1982.
- [70] S. Eskilander. *Design for automatic assembly - a method for product design : DFA2*. PhD thesis, KTH, Stockholm, 2001.
- [71] X.D. Fang and Y. Zhang. A new algorithm for minimising the surplus parts in selective assembly. *Computers and Industrial Engineering*, 28(2) :341–350, 1995.
- [72] X.D. Fang and Y. Zhang. Assuring the matchable degree in selective assembly via a predictive model based on set theory and probability method. *Journal of Manufacturing Science and Engineering - Transactions of the ASME*, 118 :252–258, May 1996.
- [73] E. Fortini. *Dimensioning for interchangeable manufacture*. Industrial Press, 1967.
- [74] M. Fracheboud, F. Meli, S. Bottinelli, J-M. Breguet, and R. Clavel. Palpeur à 3 degrés de liberté pour machine à mesurer par coordonnées avec une résolution de 5 nm. In *Journée de Microtechnique*, EPFL, 2002.
- [75] R.M. Frei. Adhesion Phenomena in Component Vibration Feeding for Micro-Assembly. Master's thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, June 2005.
- [76] H-J. Friedewald. Presspassungen für Schnitt- und Umformwerkzeuge. Technical report, VDI-Forschungsheft 472, 1959.
- [77] J. Gaillard. Selective Fits Are Easily Specified If Simple Instructions Are Followed. *American Machinist*, 89(5) :108–111, 1945.

- [78] U. Gamer and R.H. Lance. Residual stress in shrink fits. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(7) :465–470, 1983.
- [79] A.M. Ganiev, S.B. Gatamov, and É.R. Allakhverdov. Selective assembly of cutters for pin drilling bits. *Chemical and Petroleum Engineering*, 20(10) :514–516, 1984.
- [80] J. Gfeller. Conception d’une station de test pour une tête de positionnement de composants SMD. Master’s thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, Février 2006.
- [81] J. Gfeller, F. Bourgeois, S. Koelemeijer Chollet, J. Jacot, and R. Richard. La mesure fonctionnelle : un pas décisif vers la maîtrise de la qualité. *Bulletin de la Société Suisse de Chronométrie*, (54), April 2007.
- [82] J. Gfeller, S. Koelemeijer Chollet, F. Bourgeois, R. Richard, and J. Jacot. Functional tolerancing and testing increase microassembly yield. In *Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing, Michigan, July, 2007*.
- [83] C.A. Gladman. Techniques for applying probability to the tolerancing of machined dimensions. Technical Report 22, National standards laboratory of Commonwealth scientific and industrial research organization, Australia, Melbourne, 1966. already published in 1959 ?
- [84] F. Glover. Effects of race-matching method for ball bearing manufacture. *Naval Research Logistics Quarterly*, 14 :313–316, 1976.
- [85] U. Güven. The shrink fit with elastic-plastic hub exhibiting variable thickness. *Acta Mechanica*, 89(1) :65–72, 1991.
- [86] H. Hahne. *Der Einfluss der Oberflächenrauheit auf das Gegenseitige Haften von Werkstücken aus Stahl bei Querspresspassungen*. PhD thesis, Technische Universität Braunschweig, 1968.
- [87] H. Hahne. Der Einfluss der Oberflächenrauheit auf das Verhalten von Querspressverbindungen aus Stahl. *Annals of CIRP*, 17 :387–393, 1969.
- [88] N.G. Hayek. *Au-delà de la saga Swatch*. Albin Michel, 2006.
- [89] J. Hiller. Machbarkeitsanalyse zur Integration von mehreren Testgeräte für die Pinolenmontage bei der MPS AG in Biel, Septembre 2005.
- [90] Y.S. Hong and T.C. Chang. A comprehensive review of tolerancing research. *International Journal of Production Research*, 40(11) :2425–2459, 2002.
- [91] J. Horn. *Mechanische Eigenschaften von Kontaktsystemen und Kontaktoberflächen und deren Einfluss auf die Funktion von Steck-Kontakten*. PhD thesis, Technische Universität Chemnitz, 1985.
- [92] J. Horn. Shape optimization of connector contacts for reduced wear and reduced insertion force. *AMP Journal of Technology*, 2 :42–46, 1992.
- [93] J.P. Hou and D.A. Hills. Interference contact between a pin and plate with a hole. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 36(5) :499–506, 2001.
- [94] S. Iwata, T. Matsui, and S.T. McCormick. A fast bipartite network flow algorithm for selective assembly. *Operations Research Letters*, 22(4) :137–143, 1998.
- [95] T. Iyama, M. Mizuno, S. Goto, and T. Koga. Effects of race-matching method for ball bearing manufacture. *JSME International Journal*, 38(1) :167–174, 1995.
- [96] J. Jacot. Industrialisation. Polycopié de cours EPFL, August 2006.
- [97] J. Jacot and P. Ryser. Industrialisation. Notes de cours, EPFL, Lausanne, 2002.

- [98] B. Jaoul. *Etude de la plasticité et application aux métaux*. Dunod, Paris, 1965. Chapitre 2.2 : Déformation d'un tube sous pression interne.
- [99] J. Jodry. Utilisation de la dilatation thermique en microassemblage. Master's thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, February 2005.
- [100] K.L. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1999.
- [101] A. Jollien. *La construction de soi*. Seuil, 2006.
- [102] J. Jones, D.M. Kozlowski, and J.C. Trinkle. Micro-scale force fit insertion. *Journal of Micromechatronics*, 2(3-4) :185–200, 2004.
- [103] J.F. Jones and G. Aigeldinger. An experiment towards establishing the tolerance of micro-scale interference fits. In *American Society for Precision Engineering 2004 Annual Meeting, Orlando, FL, Oct 26-28*, pages 445–449, 2004.
- [104] J.F. Jones and G. Aigeldinger. Theory and experiments in LIGA interference fits. In *Proceedings of the High Aspect Ratio Micro Machining Structure Technology Workshop, Gyeongju, Korea, 2005*.
- [105] J.F. Jones, J.M. Bailar, D.P. Sierra, and W.L. Evans. Experiments in sub-millimeter interference fits. In *IEEE International Workshop on Microfactories (IWMF06), Besançon, 2006*.
- [106] J.F. Jones, D.M. Kozlowski, and J.C. Trinkle. Micro-scale force fit insertion. In *International Workshop on Microfactories (IWMF00)*, pages 29–32, 2000.
- [107] H. Kanamori and E.E. Brodsky. The physics of earthquakes. *Reports on Progress in Physics*, 67(8) :1429–1496, 2004.
- [108] V.E. Kane. Process capability indices. *Journal of Quality Technology*, 18 :41–52, 1986.
- [109] S. Kannan and V. Jayabalan. A new grouping method to minimize surplus parts in selective assembly for complex assemblies. *International Journal of Production Research*, 39(9) :1851–1863, 2001.
- [110] S. Kannan, V. Jayabalan, and K. Jeevanantham. Genetic algorithm for minimizing assembly variation in selective assembly. *International Journal of Production Research*, 41(14) :3301–3313, 2003.
- [111] S.M. Kannan, A. Asha, and V. Jayabalan. A new method in selective assembly to minimize clearance variation for a radial assembly using genetic algorithm. *Quality Engineering*, 17(4) :595–607, 2005.
- [112] S.M. Kannan and V. Jayabalan. Process design to control the mismatch in selective assembly by shifting the process mean. In *Proceedings of International Conference on Quality Engineering and Management*, pages 85–91, 1997.
- [113] S.M. Kannan and V. Jayabalan. Selective Assembly for Minimizing Assembly Tolerance in Linear Assembly. In *12th ISME conference*, pages 420–425, 2001.
- [114] S.M. Kannan and V. Jayabalan. A New Grouping Method for Minimizing the Surplus Parts in Selective Assembly. *Quality Engineering*, 14(1) :67–75, 2002.
- [115] O. Karlen. Microassemblage mécanique et plans d'expériences. Master's thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, March 2005.
- [116] M.F. Koblis and I. Duenyas. Control of an Assembly System with Processing Time and Subassembly-Type Uncertainty. *International Journal of Flexible Manufacturing Systems*, 11(4) :353–370, 1999.

- [117] W. Kerth. Zur Berechnung einfacher Querpressverbindungen. Teil I : Theoretische Untersuchung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 34(1) :7–11, 1968.
- [118] W. Kerth. Zur Berechnung einfacher Querpressverbindungen. Teil II : Berechnungsbeispiele und Vergleich mit Versuchsergebnissen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 34(1) :12–15, 1968.
- [119] I.A. Khvorostukhin. Restoration of load-bearing capacity of joints with an interference fit. *Vestnik Mashinostroeniya*, 60(9) :22–25, 1980.
- [120] H.S. Kim and D.G. Lee. Optimal design of the press fit joint for a hybrid aluminium composite drive shaft. *Composite Structures*, 70 :33–47, 2005.
- [121] S. Koelemeijer Chollet. *Méthodologie pour la conception de micro-systèmes et de leur équipement d'assemblage*. Thèse no 2343, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2001.
- [122] S. Koelemeijer Chollet, F. Bourgeois, and J. Jacot. Economical justification of flexible microassembly cells. In *Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning ISATP 2003, Besançon, France, July 9-11, 2003*.
- [123] S. Koelemeijer Chollet, F. Bourgeois, C. Wulliens, and J. Jacot. Cost modelling of microassembly. In *Proceedings of the International Precision Assembly Seminar IPAS 2003, Bad Hofgastein, Austria, March 17-19, 2003*.
- [124] S. Koelemeijer Chollet and J. Jacot. Cost efficient assembly of microsystem. In *MST-news*, number 1, pages 30–32, 1999.
- [125] F.G. Kollmann. *Welle-Nabe-Verbindungen*. Springer, Berlin, 1984.
- [126] S. Kotz and N.L. Johnson. Process capability indices - a review 1992-2000. *Journal of Quality Technology*, 34(1) :2–19, January 2002.
- [127] R. Küster, R. Bandorf, C. Henke, H. Lüthje, J-H. Sick, C. Neumeister, A. Phataralaoha, S. Büttgenbach, H. H. Gatzen, and G. Bräuer. Tribology of microsystems. *Microsystem Technology*, 12 :680–684, 2006.
- [128] S.V. Kulkarni and T.K. Garg. Optimal allocation of tolerances in engineering design using selective assembly. *Journal of the Institution of Engineers, India. Mechanical Engineering Division*, 63(4) :137–143, 1985.
- [129] H-M. Kwon, K-J. Kim, and M.J. Chandra. An economic selective assembly procedure for two mating components with equal variance. *Naval Research Logistics*, 46 :809–821, 1999.
- [130] G. Lamé and B. Clapeyron. *Mémoire sur l'équilibre intérieur des solides homogènes*. Mémoires de l'Académie des Sciences, Tome 7, 1831.
- [131] P. Lambert, F. Seigneur, S. Koelemeijer, and J. Jacot. A case study of surface tension gripping : the watch bearing. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 16(7) :1267–1276, 2006.
- [132] A.M. Law and W.D. Kelton. *Simulation modeling and analysis*. McGraw-Hill, 3rd edition, 2000. Chapter 6 : Selecting input probability distributions.
- [133] H.L. Lee, W.H. Hausmann, and G.J. Gutierrez. Optimal machine settings of imperfect component production processes for assembly operations. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 6(6) :652–658, 1990.
- [134] A. Leluan. Assemblages frettés. Technical report, Techniques de l'ingénieur, 1984.
- [135] R. Lewis, M.B. Marshall, and R.S. Dwyer-Joyce. Measurement of interface pressure in interference fits. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 219(2) :127–139, 2005.

- [136] N. K. Lytkina. The influence of the method of assembly on the stress condition of joints with large interference fits. *Vestnik Mashinostroeniya*, 56(10) :29–32, 1976.
- [137] W. Mack. Thermal assembly of an elastic-plastic hub and a solid shaft. *Archive of Applied Mechanics*, 63(1) :42–50, 1993.
- [138] W. Mack and M. Plöchl. Transient heating of a rotating elastic-plastic shrink fit. *International Journal of Engineering Science*, 38(8) :921–938, 2000.
- [139] M.J. Madou. *Fundamentals of Microfabrication*. CRC Press, 2nd edition, 2002.
- [140] E.M. Mansoor. Selective assembly - its analysis and applications. *International Journal of Production Research*, 1(1) :13–24, 1961.
- [141] G.N. Markov. Selective assembly of precision multiparametric devices. *Measurement Techniques*, 30(9) :914–916, 1987.
- [142] N.N. Markov. Selection of measuring equipment for the automation and mechanization of control. *Measurement Techniques*, 7(6) :467–470, 1964.
- [143] G. Matthey. Le chassage dans des trous électroformés. Technical report, EPFL-Laboratoire de Production Microtechnique, 2006.
- [144] D. Mease, V.N. Nair, and A. Sudjianto. Selective assembly in manufacturing : statistical issues and optimal binning strategies. *Technometrics*, 46(2) :165–175, May 2004.
- [145] F. Meli and A. Küng. Performance of a low force 3D touch probe on an ultraprecision CMM for small parts. In *Proceedings of EUSPEN 4th International Conference on Precision Engineering and Nanotechnology, Glasgow, UK*, pages 270–271, 2004.
- [146] L.D. Miles. *Techniques of value analysis and engineering*. McGraw-Hill New York, 1961.
- [147] D.C. Montgomery. *Introduction to statistical quality control*. Wiley, New York, 5th edition, 2005.
- [148] S. Morgenthaler. *Introduction à la statistique*. PPUR, 1997.
- [149] H. Navier. *Résumé des leçons données à l'École des Ponts et Chaussées sur l'application de la mécanique à l'établissement des constructions et des machines*. Carilian-Goëury, Paris, 2nd edition, 1833.
- [150] A. Özel, Ş. Temiz, M.D. Aydin, and S. Şen. Stress analysis of shrink-fitted joints for various fit forms via finite element method. *Materials and Design*, 26(4) :281–289, 2005.
- [151] B. Parsons and E.A. Wilson. A method for determining the surface contact stresses resulting from interference fits. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering Industry*, 4 :208–218, 1970.
- [152] W.L. Pearn and P.C. Lin. Measuring process yield based on the capability index Cpm. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 24 :503–508, 2004.
- [153] J. Peirs. *Design of micromechatronic systems : scale laws, technologies, and medical applications*. PhD thesis, KUL Leuven, 2001.
- [154] B.N.J. Persson. *Sliding friction*. Springer, 2nd edition, 2000.
- [155] M. Pillet. *Appliquer la maîtrise statistique des procédés MSP/SPC*. Editions d'Organisation, Paris, 1999.
- [156] M. Pillet. Inertial tolerancing in the case of assembled products. In *IDMME, Clermont-Ferrand, France*, 2002.
- [157] M. Pillet. Inertial tolerancing. *The TQM Magazine*, 16(3) :202–209, 2004.
- [158] M. Pillet. *Six Sigma - Comment l'appliquer*. Editions d'Organisation, 2nd edition, 2004.

- [159] M. Pillet. Monographie sur le tolérancement inertiel. Technical report, Ecole Supérieure d'Ingénieurs d'Annecy, LISTIC, October 2005.
- [160] M. Pillet, P-A. Adragna, V. Ozouf, and A-S. Guerra. Pilotage par carte de contrôle dans le cas d'un tolérancement inertiel. In *submitted to Qualita*, 2007.
- [161] M. Pillet, P-A. Adragna, D. Pillet, S. Samper, and F. Formosa. Une approche du contrôle réception avec le tolérancement inertiel. In *Integrated Design and Production CPI 2005, Casablanca, Morocco*, 2005.
- [162] R.G. Pogoretskii. Strengthening methods for press-fit shafts effectively increase fatigue and corrosion strength. *Vestnik Mashinostroeniya*, 54(10) :73–75, 1974.
- [163] G.A. Pugh. Group Formation in Selective Assembly. *ULTRATECH Conference Proceeding*, 2 :2.117–2.123, 1986.
- [164] G.A. Pugh. Partitioning for selective assembly. *Computers and Industrial Engineering*, 11(1-4) :175–179, 1986.
- [165] G.A. Pugh. A comparison of Selective Assembly Techniques. *Proceedings of the Summer Computer Simulation Conference*, pages 567–570, 1992.
- [166] G.A. Pugh. Selective assembly with components of dissimilar variance. In *Proceedings of the 14th Annual Conference on Computers and Industrial Engineering*, pages 487–491, Tarrytown, NY, USA, 1992. Pergamon Press, Inc.
- [167] L.A. Rabinovich. Improving the characteristics in selective assembly. *Russian Engineering Journal*, 48(1) :54–59, 1968.
- [168] L.A. Rabinovich and A.G. Kesoyan. Investigating the rational sorting accuracy for selective assembly of precision units. *Russian Engineering Journal*, 60(10) :50–53, 1980.
- [169] E. Rabinowicz. The Intrinsic Variables affecting the Stick-Slip Process. *Proceedings of the Physical Society*, 71(4) :668–675, 1958.
- [170] R.V. Ramachandran and V. Radhakrishnan. Influence of surface finish on interference fits. *International Journal of Production Research*, 12(6) :705–719, 1974.
- [171] B. Ramamoorthy, P. Deivasigamani, and V. Radhakrishnan. A study on the profile deformation in press and shrink fitted assemblies. In *Proceedings XII AIMTDR Conference, Delhi*, pages 360–364, 1986.
- [172] B. Ramamoorthy and V. Radhakrishnan. Effect of surface finish and temperature on the load carrying capacity of interference fits. In *Proceedings XI AIMTDR Conference, Madras*, pages 445–449, 1984.
- [173] B. Ramamoorthy and V. Radhakrishnan. Effect of burnishing of shafts on the performance of interference fit assemblies. In *Proceedings XIII AIMTDR Conference, Jadavpur*, pages 13–16, 1988.
- [174] B. Ramamoorthy and V. Radhakrishnan. Improving the load carrying capacity of interference fits. In *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineering 203*, pages 83–90, 1989.
- [175] B. Ramamoorthy and V. Radhakrishnan. Performance improvement of shrink fitted assemblies by surface strengthening. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture*, 206 :207–213, 1992.
- [176] B. Ramamoorthy and V. Radhakrishnan. A study of the surface deformations in press and shrink fitted assemblies. *Wear*, (173) :75–83, 1994.

- [177] E. Raschke. *Zur elastisch-plastischen Berechnung von Querpressverbindungen unter Berücksichtigung des Fügeprozesses*, volume 2 of 62. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1983.
- [178] J.N. Reddy. *Theory and analysis of elastic plates*. Taylor and Francis, 1999.
- [179] C.A. Reymondin, G. Monnier, D. Jeanneret, and U. Pelaratti. *Théorie d'horlogerie*. Editions de la Fédération des Ecoles Techniques de Suisse, 1998.
- [180] D.C. Robinson and E. Mazharsolook. Optimised selective assembly using model-based quality control. *Quality Forum*, 19(1) :20–25, 1993.
- [181] V.Ya. Rubenchik, K.V. Mentov, and V.V. Novikov. Automatic sorting of rings by size prior to selective assembly. *Russian Engineering Journal*, 22(1) :71–73, 1979.
- [182] R. Russell. Factors affecting the grip in force, shrink, and expansion fits. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E : Journal of Process Mechanical Engineering*, 125(12) :493–535, 1933.
- [183] S. Sen and B. Aksakal. Stress analysis of interference fitted shaft–hub system under transient heat transfer conditions. *Materials and Design*, 25(5) :407–417, 2004.
- [184] Y.G. Shneider and V.A. Zabrodin. Strength of permanent joints of parts with a regular microfinish. *Vestnik Mashinostroeniya*, 56(6) :37–38, 1976.
- [185] K.C. So and C.H. Scott. Optimal Production Sequence for a Product with Matching Components. *Operations Research*, 42(4) :694–708, 1994.
- [186] M.F. Spotts. *Dimensioning and tolerancing for quantity production*. Prentice-Hall, 1983.
- [187] R.S. Srinivasan, K.L. Wood, and D.A. McAdams. Functional tolerancing : a design for manufacturing methodology. *Research in Engineering Design*, 8(2) :99–115, 1996.
- [188] V. Srinivasan. ISO deliberates statistical tolerancing. In *5th CIRP seminar on Computer-Aided Tolerancing, Toronto*, 1997.
- [189] A.A. Svyatukha. Shrink fits of joints using interlayer media. *Vestnik Mashinostroeniya*, 61(2) :56–57, 1981.
- [190] K.G. Swift, J.D. Booker, and N.F. Edmondson. Strategies and case studies in assembly system selection. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B, Journal of Engineering Manufacture*, 218 :675–688, 2004.
- [191] G. Taguchi. *Introduction to quality engineering : design quality into products and processes*. Asian Productivity Organization, 1986.
- [192] R. Tassinari. *Pratique de l'analyse fonctionnelle*. Dunod, 2003.
- [193] A. Thesen and A. Jantayavichit. Design and evaluation of a selective assembly station for high precision scroll compressor shells. In *WSC '99 : Proceedings of the 31st conference on Winter simulation*, pages 694–700, New York, NY, USA, 1999. ACM Press.
- [194] C.E. Truman and J.D. Booker. Failure analysis of shrink-fitted shafts. <http://www.scientific.net>, 2003. Materials Science Forum Vols.440-441.
- [195] G. Upton and I. Cook. *Oxford Dictionary of Statistics*. Oxford University Press, 2002.
- [196] W.P. van Vliet and P.H.J. Schellekens. Accuracy limitations of fast mechanical probing. In *Annals of CIRP*, volume 45, pages 483–487, 1996.
- [197] W.P. van Vliet and P.H.J. Schellekens. Development of a fast mechanical probe for coordinate measuring machines. *Precision Engineering*, 22(3) :141–152, 1998.

- [198] P. Venkateswara Rao, B. Ramamoorthy, and V. Radhakrishnan. Effect of plating and temperature on the strength of shrink fitted assemblies. *International Journal of Machining Tools Manufacturing*, 33(3) :475–481, 1993.
- [199] P. Venkateswara Rao, B. Ramamoorthy, and V. Radhakrishnan. Role of interacting surfaces in the performance enhancement of interference fits. *International Journal of Machining Tools Manufacturing*, 35(10) :1375–1384, 1995.
- [200] E. Ventsel and T. Krauthammer. *Thin plates and shells : theory, analysis and applications*. Marcel Dekker, 2001.
- [201] O.G. Vinogradov. Static strength of plated press-fitted joints. *Vestnik Mashinostroeniya*, 46(3) :21–24, 1966.
- [202] H.B. Voelcker. The current state of affairs in dimensional tolerancing : 1997. *Integrated Manufacturing Systems*, 9(4) :205–217, 1998.
- [203] J.M. Vorstenbosch, F. Bourgeois, S. Koelemeijer Chollet, and M. Tichem. First results on vibration feeding of small parts in the presence of adhesive forces. *Assembly Automation*, 24 :177–183, April 2004.
- [204] J. Werlen. L’apport des micropointes pour les assemblages chassés horlogers. Master’s thesis, EPFL, Laboratoire de Production Microtechnique, March 2006.
- [205] D.J. White and J. Humpherson. Finite-element analysis of stresses in shafts due to interference-fit hubs. *Journal of Strain Analysis*, 4(2) :105–114, 1969.
- [206] G.M. Yang. *Etude de l’influence de l’état de surface sur les caractéristiques d’un emmanchement fretté*. PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure d’Arts et Métiers, Centre de Cluny, 1998.
- [207] G.M. Yang, J.C. Coquille, J.F. Fontaine, and M. Lambertin. Influence of roughness on characteristics of tight interference of a shaft and a hub. *International Journal of Solids and Structures*, 38 :7691–7701, 2001.
- [208] G.M. Yang, J.C. Coquille, J.F. Fontaine, and M. Lambertin. Contact pressure between two rough surfaces of a cylindrical fit. *Journal of Materials Processing Technology*, 123 :490–497, 2002.
- [209] Y. Zhang and X.D. Fang. Predict and assure the matchable degree in selective assembly via PCI-based tolerance. *Journal of Manufacturing Science and Engineering - Transactions of the ASME*, 121 :494–500, August 1999.
- [210] Y. Zhang, Y.S. Low, and X.D. Fang. PCI-based tolerance as an interface between design specifications and statistical quality control. *Computers Industrial Engineering*, 35(1-2) :201–204, 1998.
- [211] Y. Zhang, B. McClain, and X.D. Fang. Design of interference fits via finite element method. *International Journal of Mechanical Sciences*, 42 :1835–1850, 2000.

Fabien Bourgeois

E-mail : fabien.bourgeois@a3.epfl.ch

Né le 23.07.1977

Nationalité suisse

Formation et expériences

- Sept. 2003 - Mai 2007 **Doctorat** au Laboratoire de Production Microtechnique (Prof. Jacot), EPFL, Suisse.
- Mai 2001 - Août 2003 **Ingénieur R&D** au Laboratoire de Production Microtechnique (Prof. Jacot), EPFL, Suisse.
- Oct. 1995 - Mars 2001 **Ingénieur en microtechnique EPFL**, spécialisé en **techniques de production**, Lausanne, Suisse.
- Août 1992 - Juin 1995 **Baccalauréat ès Lettres**, mention latin-maths, Gymnase Auguste Piccard, Lausanne, Suisse.