

N° d'ordre 46 /2019

AVIS DE SOUTENANCE
THESE DE DOCTORAT

Présentée par

Mme : HAFSA ATIK

Discipline : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Mécanique

Sujet de la thèse : Contribution à la conception des mécanismes déformables : analyse et optimisation des tolérances.

Formation Doctorale : Sciences de l'ingénieur, Sciences Physiques, Mathématiques et Informatiques.

Thèse présentée et soutenue le jeudi 18 juillet 2019 à 15h au Centre de conférences devant le jury composé de :

Nom Prénom	Titre	Etablissement	
Abdelmajid SAKA	PES	Ecole Nationale des Sciences Appliquées de Fès	Président
Abdessamad BALOUKI	PES	Faculté des Sciences et Techniques de Beni Mellal	Rapporteur
Mohammed RADOUANI	PES	Ecole Nationale Supérieure d'Art et Métiers de Meknès	Rapporteur
Abdelhadi EL HAKIMI	PH	Faculté des Sciences et Techniques de Fès	Rapporteur
Abdellah EL BARKANY	PH	Faculté des Sciences et Techniques de Fès	Examineur
Driss AMEGOUZ	PES	Ecole Supérieure de Technologie de Fès	Directeurs de thèse
Said BOUTAHARI	PES	Ecole Supérieure de Technologie de Fès	

Fatimazahra BENNANI	Groupe Renault Tanger	Invitée
---------------------	-----------------------	---------

Laboratoire d'accueil : Laboratoire de Production des Energies et de Développement Durable.

Etablissement : Ecole Supérieure de Technologie de Fès

Résumé de la thèse

Les structures aéronautiques et automobiles sont fortement influencées par la flexibilité des pièces et leurs processus d'assemblage. La qualité de ces structures est strictement liée aux écarts géométriques et dimensionnels des pièces constituant l'assemblage, à la séquence de montage, aux contraintes d'assemblage et à la flexibilité des pièces. Considérant la forme finale de l'assemblage, la conception devient une tâche cruciale afin de réduire les coûts et les délais de production et améliorer la qualité du produit.

Chaque système mécanique comprend des composants avec différentes géométries, différents matériaux, et qui sont produits sous différentes conditions sur les machines-outils. Dans le processus de conception, les dimensions des différents composants dans un assemblage sont limitées par leurs intervalles de tolérance respectifs. Une fois les composants sont assemblés, la propagation d'erreurs dimensionnelles et géométriques affecte les performances et les dimensions de l'assemblage. Pendant la fabrication, les dimensions des pièces s'écartent de leurs valeurs définies au moment de la conception. L'accumulation des erreurs des composants individuels au cours des processus de fabrication pourraient entraîner des perturbations dans le fonctionnement d'un mécanisme industriel dans son ensemble. L'analyse des tolérances est une méthode mathématique utilisée par le concepteur pour estimer la variation des pièces propagée à l'assemblage final.

Nous avons décomposé notre étude en cinq objectifs complémentaires. Ces études montrent que l'optimisation de l'analyse des tolérances des mécanismes déformables est un outil important pour la maîtrise des comportements de ce type d'assemblage.

Dans le premier chapitre de cette thèse nous avons présenté l'état de l'art des travaux de recherche sur le tolérancement. Par la suite nous avons focalisé nos études sur les mécanismes déformables. Les caractéristiques de ce type d'assemblage sont présentées afin de délimiter le contexte de l'étude réalisée. Les méthodes d'analyse utilisées actuellement sont illustrées dans un tableau afin de montrer leurs limites actuelles dans le contexte industriel. Dans la littérature, il existe plusieurs travaux qui traitent l'analyse des mécanismes déformables. La diminution du coût et l'augmentation de la qualité est l'objectif final dans ce domaine. D'où le choix de la Méthode des Coefficients d'Influence qui sera la base de nos travaux. Notre travail de recherche s'intitule : "**Contribution à la conception des mécanismes déformables : analyse et optimisation des tolérances**". Une fois la méthode d'analyse des tolérances des composants déformables est étudiée, elle est détaillée sur un exemple relativement simple dans le deuxième chapitre. Le troisième chapitre introduit un nouveau paramètre dans l'analyse des tolérances, qui est la forme géométrique qui influence fortement la qualité des assemblages finales. Alors que le quatrième chapitre présente une approche d'amélioration, qui consiste à étudier le contact entre les surfaces en incluant la distorsion de soudage dans un processus d'assemblage. Finalement, afin de valider nos approches dans le domaine d'analyse des tolérances des mécanismes déformables nous avons présenté une étude de cas pratique dans le cinquième chapitre.

Mots clés : analyse des tolérances, assemblages déformables, Méthode des Coefficients d'Influence, Méthode de Monte Carlo, défauts de forme, distorsion de soudage, contact des surfaces.

Résumé de la thèse :

Les structures aéronautiques et automobiles sont fortement influencées par la flexibilité des pièces et leurs processus d'assemblage. La qualité de ces structures est strictement liée aux écarts géométriques et dimensionnels des pièces constituant l'assemblage, à la séquence de montage, aux contraintes d'assemblage et à la flexibilité des pièces. Considérant la forme finale de l'assemblage, la conception devient une tâche cruciale afin de réduire les coûts et les délais de production et améliorer la qualité du produit.

Chaque système mécanique comprend des composants avec différentes géométries, différents matériaux, et qui sont produits sous différentes conditions sur les machines-outils. Dans le processus de conception, les dimensions des différents composants dans un assemblage sont limitées par leurs intervalles de tolérance respectifs. Une fois les composants sont assemblés, la propagation d'erreurs dimensionnelles et géométriques affecte les performances et les dimensions de l'assemblage. Pendant la fabrication, les dimensions des pièces s'écartent de leurs valeurs définies au moment de la conception. L'accumulation des erreurs des composants individuels au cours des processus de fabrication pourraient entraîner des perturbations dans le fonctionnement d'un mécanisme industriel dans son ensemble. L'analyse des tolérances est une méthode mathématique utilisée par le concepteur pour estimer la variation des pièces propagée à l'assemblage final.

Nous avons décomposé notre étude en cinq objectifs complémentaires. Ces études montrent que l'optimisation de l'analyse des tolérances des mécanismes déformables est un outil important pour la maîtrise des comportements de ce type d'assemblage.

Dans le premier chapitre de cette thèse nous avons présenté l'état de l'art des travaux de recherche sur le tolérancement. Par la suite nous avons focalisé nos études sur les mécanismes déformables. Les caractéristiques de ce type d'assemblage sont présentées afin de délimiter le contexte de l'étude réalisée. Les méthodes d'analyse utilisées actuellement sont illustrées dans un tableau afin de montrer leurs limites actuelles dans le contexte industriel. Dans la littérature, il existe plusieurs travaux qui traitent l'analyse des mécanismes déformables. La diminution du coût et l'augmentation de la qualité est l'objectif final dans ce

domaine. D'où le choix de la Méthode des Coefficients d'Influence qui sera la base de nos travaux. Notre travail de recherche s'intitule : "**Contribution à la conception des mécanismes déformables : analyse et optimisation des tolérances**". Une fois la méthode d'analyse des tolérances des composants déformables est étudiée, elle est détaillée sur un exemple relativement simple dans le deuxième chapitre. Le troisième chapitre introduit un nouveau paramètre dans l'analyse des tolérances, qui est la forme géométrique qui influence fortement la qualité des assemblages finales. Alors que le quatrième chapitre présente une approche d'amélioration, qui consiste à étudier le contact entre les surfaces en incluant la distorsion de soudage dans un processus d'assemblage. Finalement, afin de valider nos approches dans le domaine d'analyse des tolérances des mécanismes déformables nous avons présenté une étude de cas pratique dans le cinquième chapitre.

Mots clés : analyse des tolérances, assemblages déformables, Méthode des Coefficients d'Influence, Méthode de Monte Carlo, défauts de forme, distorsion de soudage, contact des surfaces.

Abstract

Aeronautical and automotive structures are strongly influenced by the flexibility of parts and their assembly process. The quality of these structures is strictly related to the geometric and dimensional deviations of the parts, the assembly sequence, the assembly constraints and the flexibility of the parts. Considering the final form of assembly, design becomes a crucial task to reduce costs, production delays and improve product quality.

Each mechanical system comprises components with different geometries, different materials, which are produced under different conditions on machine-tools. In the design process, the dimensions of the various components in the assembly are limited by their respective tolerance intervals. Once the components are assembled, the propagation of dimensional and geometric errors affect the performance and dimensions of the assembly. During manufacturing, the dimensions of the parts deviate from their values defined at the time of the design. Accumulation of individual component errors during the manufacturing process may cause disruptions in the overall industrial process. Tolerance analysis is a mathematical method used by the designer to estimate the variation of parts propagating into the final assembly.

We have broken down our study into five complementary objectives. These studies show that the optimization of the analysis of the tolerances of the deformable mechanisms is an important tool to control the behaviors of this type of assembly.

In the first chapter of the thesis we present the state of the art in the domain of tolerancing. Subsequently we have focused our studies on deformable mechanisms. The characteristics of this type of assembly are presented in order to delimit the context of the study. The analytical methods currently used are illustrated in a table to show their current limitations in the industrial context. In the literature, there are several works that deal with the analysis of deformable mechanisms. Decreasing cost and increasing quality is the ultimate goal in this area. Hence the choice of the Influence Coefficients Method which will be the basis of our work. Our research work is entitled: "Contribution to the design of deformable mechanisms: analysis and optimization of tolerances". Once the method of analysis of the tolerances of deformable components is studied, it is detailed on a relatively simple example

in the second chapter. The third chapter introduces a new parameter in the analysis of tolerances, the defects of form, which strongly influences the quality of the final assemblies. While the fourth chapter presents an improved approach, that's consists in studying the contact between the surfaces while including the welding distortion in the assembly process. Finally, to validate our approaches in the field of tolerances analysis of deformable mechanisms we present a practical case study in the fifth chapter.

Key Word: tolerances analysis, deformable assemblies, Influence Coefficient Method, Monte Carlo method, shape defects, welding distortion, surface contact.

Dédicaces

Je dédie cette thèse

À mes chers parents, qui sont une source inépuisable de tendresse, de patience et de sacrifice. Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être. Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

À Mon mari, à ma famille et mes amies, qui m'ont soutenu tout au long de mes études et particulièrement au cours de mes années de thèse.

Remerciements

Les travaux présentés dans cette thèse ont été réalisés au sein du laboratoire PEDD à l'École Supérieure de Technologie de FES.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur Said BOUTAHARI et Monsieur Driss AMEGOUZ, Professeurs à l'École Supérieure de Technologie de FES, pour la qualité de leur encadrement et leur soutien permanent pour la réalisation de ce travail.

Je remercie ensuite tous mes collègues du laboratoire et de la société Renault, pour l'aide qu'ils ont pu m'apporter. Je tiens à remercier plus particulièrement le Professeur Mouhssine CHAHBOUNI et madame Fatimazahra BENNANI pour le temps qu'ils m'ont accordé et pour leurs précieux conseils.

Je remercie Messieur Abdessamad BALOUKI Professeur à l'Université des Sciences et Techniques de Beni Mellal, Messieur Mohammed RADOUANI Professeur à l'École Nationale Supérieure d'Art et Métiers de Meknès et Messieur Abdelhadi EL HAKIMI Professeur à l'Université des Sciences et Techniques de Fès, d'avoir accepté d'être rapporteurs de cette thèse, pour l'intérêt qu'ils ont manifesté à ce travail et le soin qu'ils ont porté à la relecture du manuscrit.

J'exprime ma gratitude à Monsieur Abdellah EL BARKANY Professeur à l'Université des Sciences et Techniques de Fès, qui a bien voulu être examinateur.

Je remercie Monsieur Abdelmajid SAKA Professeur à l'École Nationale des Sciences Appliquées de Fès, pour avoir accepté de présider ce jury.

Table des matières

Table des matières	8
Liste des Figures.....	11
Liste des Tableaux.....	13
Introduction générale.....	14
1. Contexte et problématique.....	15
2. Objectifs de ce travail de recherche et l’articulation du manuscrit.....	15
CHAPITRE 1: ETAT DE L’ART SUR LE TOLÉRANCEMENT	18
I. Introduction	20
II. Généralité sur le tolérancement	21
1. Définition du tolérancement	21
2. Principe du tolérancement	22
3. Typologie des tolérances	23
4. Notion de skin-model	23
5. Analyse et synthèse des tolérances	24
6. Processus de tolérancement	25
6.1 Abstraction au niveau de la pièce	25
6.2 Abstraction au niveau de l’assemblage.....	26
III. Tolérancement des assemblages flexibles	27
1. Modélisation des assemblages déformables	27
2. Définition de la variabilité géométrique	28
3. Stratégie d’analyse des tolérances des assemblages déformables	28
3.1 Analyse linéaire des mécanismes déformables	29
3.2 Analyse non-linéaire des assemblages déformables.....	31
IV. Conclusion.....	32
CHAPITRE 2: ANALYSE DES TOLERANCES DES MECANISMES DEFORMABLES PAR LA METHODE DES COEFFICIENTS D’INFLUENCE.....	35
I. Introduction	37
II. Méthode des Coefficients d’Influence	37
1. Description de la méthode MIC.....	37
2. Modélisation des processus des assemblages déformables	38
3. Les étapes de la Méthode des Coefficients d’Influence	40
4. Limites de validité de la méthode MIC	43
5. Exemples d’application	44

III.	Analyse des tolérances des mécanismes déformables avec la Méthode des Coefficients d'Influence.....	44
1.	Etude 2D : Assemblage de deux poutres	44
1.1	Exemple étudié.....	45
1.2	Analyse des tolérances	45
1.3	Calcul du taux de non-conformité des assemblages.....	47
2.	Etude 3D : Assemblage de deux plaques planes.....	48
2.1	Exemple étudié.....	48
2.2	Analyse des tolérances	49
2.3	Calcul du taux de non-conformité des assemblages.....	50
IV.	Comparaison.....	51
V.	Conclusion.....	52
	CHAPITRE 3: ANALYSE DES TOLERANCES DES ASSEMBLAGES DEFORMABLES AVEC LA PRISE EN COMPTE DES DEFAUTS DE FORME.....	53
I.	Introduction	55
II.	Méthode d'analyse des tolérances proposée	55
1.	Défauts de formes	55
2.	Méthode des Coefficients d'Influence en tenant compte les défauts de forme	56
III.	Etude de cas : Assemblage de deux plaques	58
1.	Assemblage des mécanismes déformables sans considération des défauts de forme.....	59
2.	Assemblage des mécanismes déformables en tenant compte les défauts de forme.....	61
3.	Comparaison.....	63
IV.	Conclusion.....	63
	CHAPITRE 4: L'INFLUENCE DES PROCESSUS D'ASSEMBLAGE SUR L'ANALYSE DES TOLERANCES DES MECANISMES DEFORMABLES	64
I.	Introduction	66
II.	Méthode proposée	66
1.	Contact entre les surfaces	66
2.	Le soudage des pièces mécanique	67
3.	Méthode des Coefficients d'Influence modifiée	69
III.	Étude de cas 1 : assemblage de deux plaques.....	71
1.	Soudage de deux plaques.....	72
2.	Géométrie et propriétés des matériaux	72
3.	Hypothèses	72
4.	Sources de variation et conditions aux limites	73
5.	Résultats de la simulation.....	74

6.	Comparaison des résultats	75
IV.	Étude de cas 2 : tube transversal automobile.....	77
V.	Conclusion.....	78
CHAPITRE 5: APPLICATION A UN CAS INDUSTRIEL		79
I.	Introduction	81
II.	Présentation du cas d'étude	81
III.	Analyse des tolérances	83
1.	Simulation	83
2.	Cas pratique.....	88
3.	Comparaison.....	95
IV.	Exploitation des résultats.....	96
1.	Actions correctives sur les tolérances.....	96
2.	Actions correctives sur la conception.....	97
V.	Conclusion.....	99
CONCLUSION GENERALE		100
PERSPECTIVES.....		103
Annexe 1 : Assemblage du pare-brise		104
Annexe 2 : L'historique des points de contrôle du coté caisse gauche		105
Annexe 3 : L'historique des points de contrôle du pavillon.....		109
Annexe 4 : L'historique des points de contrôle du l'élément Fermeture Tibe		116
Annexe 5 : Référence des points de soudage		124
Annexe 6 : L'historique des points de contrôle de la structure		126
Normes		148
Bibliographie.....		149

Liste des Figures

Figure 1 : Performance d'assemblage	21
Figure 2: Principe du tolérancement géométrique.....	22
Figure 3 : Typologie des tolérances.....	23
Figure 4 : Modèle nominal et du skin-model d'une pièce.....	24
Figure 5 : Analyse et synthèse des tolérances	24
Figure 6 : Processus de tolérancement [81].....	25
Figure 7 : Processus de tolérancement d'une pièce.....	26
Figure 8 : Processus de tolérancement d'un mécanisme	27
Figure 9 : Simulation d'assemblage avec la Méthode des Coefficients d'Influence.....	29
Figure 10 : Méthode de Monte Carlo	32
Figure 11 : Simulation d'assemblage avec Méthode Coefficients d'Influence.....	38
Figure 12 : Une illustration de processus d'assemblage de deux plaques.....	39
Figure 13 : Simulation de Monte Carlo basée sur la Méthode des Coefficients d'Influence.....	43
Figure 14 : La différence entre le modèle nominal et la pièce réelle	44
Figure 15 : Modèle géométrique de l'assemblage de deux poutres.....	45
Figure 16 : Exemple des déformations de la plaque 1.....	46
Figure 17 : Déformation d'un assemblage de deux poutres	46
Figure 18 : Déformation de l'assemblage des deux poutres.....	47
Figure 19 : Conformité géométrique des assemblages avec un domaine de validité de $IT = 3\text{mm}$	47
Figure 20 : Modèle géométrique de l'assemblage de plaques.....	48
Figure 21 : Géométrie des plaques	49
Figure 22 : Pièces non-assemblées	49
Figure 23 : Modèle des éléments finis de l'assemblage des plaques.....	50
Figure 24 : Déplacement suivant Z en mm de l'assemblage.....	50
Figure 25 : Conformité géométrique des assemblages.....	51
Figure 26 : Comparaisons entre les déplacements des nœuds calculés avec MMC et MIC.....	51
Figure 27 : Les modes propres d'une plaque libre	56
Figure 28 : Deux plaques flexibles assemblées sans défauts de formes.....	56
Figure 29 : Deux plaques flexibles assemblées avec défauts de formes	56
Figure 30 : Nouvelle approche pour l'analyse des tolérances avec défauts de forme [73]	57
Figure 31 : Condition fonctionnelle (CF) de l'assemblage de deux plaques flexibles.....	59
Figure 32 : Les vingt premiers modes de forme uniformes des plaques	60
Figure 33 : Représentation géométrique de la surface S1 avec des défauts de forme.....	60
Figure 34 : Représentation géométrique de la surface S2 avec des défauts de forme.....	61
Figure 35 : Représentation géométrique de l'assemblage des surfaces S1 et S2 sans défauts de forme.....	61
Figure 36 : Détection des trois points qui forment le plan de l'assemblage	62
Figure 37 : Représentation géométrique de l'assemblage des surfaces S1 et S2 avec des défauts de forme	62
Figure 38 : Modèle général du problème de contact élastique [45]	67
Figure 39 : Les étapes d'analyse des tolérances d'un assemblage par la modélisation du contact et intégration des effets des distorsions provoquées par la soudure	71
Figure 40 : Modèle géométrique de la structure assemblée	72

Figure 41 : Sources de variations et conditions aux limites des plaques.....	73
Figure 42 : Forces de réaction et l'état limite pour l'assemblage des tôles soudées	74
Figure 43 : Résultat de simulation du modèle proposé	75
Figure 44 : Comparaison des déplacements moyen suivant l'axe Z entre la méthode MMC et la méthode MIC.....	76
Figure 45 : Comparaison des déplacements moyen suivant l'axe Z entre la méthode MMC et la méthode MIC étudiée	76
Figure 46 : Tube transversal soudé au support de fixation différentiel	77
Figure 47 : Comparaison entre la méthode MMC, la méthode MIC et la méthode MIC étudiée	78
Figure 48 : Modèle géométrique de la partie devant de la caisse du véhicule J92.....	82
Figure 49 : Processus de fabrication au sein d'usine Renault Tanger Exploitation	83
Figure 50 : Algorithmes d'analyse d'un assemblage déformable.....	85
Figure 51 : Conception sur CATIA de la partie devant de la caisse du véhicule J92	86
Figure 52 : Types de liaisons de la partie devant de la caisse droite et gauche du véhicule J92.....	87
Figure 53 : Types de liaisons de la partie devant de la caisse en haut du véhicule J92.....	87
Figure 54 : Les pièces et les types de liaisons de la partie devant de la caisse du véhicule J92.....	88
Figure 55 : les points de contrôle du coté caisse droite et la moyenne et l'étendue de l'écart de chaque point (planche 2/6).....	89
Figure 56 : La moyenne et l'étendues de l'écart des points de contrôle du coté caisse droite (planche 3/6).	89
Figure 57: L'historique du point de contrôle numéro 21 du coté caisse droite	90
Figure 58 : L'historique du point de contrôle numéro 6 du coté caisse droite	90
Figure 59 : L'historique du point de contrôle numéro 64 du coté caisse droite	91
Figure 60 : L'historique du point de contrôle numéro 66 du coté caisse droite	91
Figure 61 : L'historique du point de contrôle numéro 90 du coté caisse droite	92
Figure 62 : L'historique du point de contrôle numéro 112 du coté caisse droite	92
Figure 63 : Contrôle 3D de la caisse assemblée	93
Figure 64 : L'écart de la partie devant du châssis du véhicule J92 (planche 1/2)	94
Figure 65 : L'écart de la partie devant du châssis du véhicule J92 (planche 2/2)	94
Figure 66 : Vérification des variations des points de contrôle dans la zone de tolérance du point numéro 8 dans la caisse assemblée.....	95
Figure 67 : Comparaison entre les valeurs de la méthode coefficient d'influence et les mesures réelles	96
Figure 68 : Modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe original	97
Figure 69 : Modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe original et les zones A1 et A2	98
Figure 70 : Modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe modifié	98
Figure 71 : Les points de soudage du modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe modifié.....	99

Liste des Tableaux

Tableau 1 : Les différentes lignes de recherche dans le domaine du tolérancement	34
Tableau 2 : Comparaison entre le temps de calcul de la méthode MMC et la méthode MIC	52

Introduction générale

Le processus le plus récent de la fabrication et les exigences actuelles dans l'environnement aéronautique et automobile ont obligé les industries à maximiser leur production en minimisant les coûts.

Quel que soit la précision des machines de fabrication des pièces mécaniques constituant un mécanisme, ces pièces ne peuvent pas être réalisées selon des cotes nominales. Le cahier des charges, la qualité, le délai, le coût sont des exigences pour satisfaire les clients. Pour réussir ces défis, la définition, la réalisation et le contrôle de la géométrie des pièces sont nécessaires pour la satisfaction des exigences de conception. Il est impératif d'adopter une démarche de spécification et de vérification des tolérances. Cette démarche de tolérancement consiste à définir des états limites de chaque exigence.

La littérature sur les tolérances traite des méthodes de spécification, d'analyse et de synthèse des tolérances. Ces méthodes relèvent principalement de deux catégories d'assemblages : les assemblages des pièces rigides et les assemblages des pièces flexibles. Dans la première catégorie toutes les pièces sont supposées rigides, donc aucune déformation de la pièce n'est produite. Dans le deuxième cas, les pièces sont supposées déformables, et l'effet supplémentaire de la déformation de la pièce pendant le processus d'assemblage est pris en compte dans l'analyse des tolérances. Cette deuxième catégorie fera l'objet de cette thèse.

Les assemblages déformables sont souvent rencontrés dans les secteurs de l'aéronautique et de l'automobile. Ses composants doivent remplir des fonctions particulières pour respecter le fonctionnement des assemblages. Dans ce cas, les tolérances des composants individuels jouent un rôle crucial dans la forme finale de l'assemblage, car l'accumulation des variations dimensionnelles et géométriques peut conduire à des assemblages non conformes.

L'analyse des tolérances est un processus d'estimation de la propagation des tolérances de fabrication et d'assemblage dans un produit. La propagation des tolérances est due aux variations dimensionnelles et géométriques des pièces et aux déformations produites au cours de l'assemblage. Une analyse préalable des tolérances s'avère essentielle pour estimer le cumul des tolérances et éviter ainsi les défaillances des assemblages.

1. Contexte et problématique

Le moyen de communication le plus indispensable entre les multiples corps de métier qui interviennent tout au long du cycle de vie d'un produit dans l'industrie, est le dessin industriel. Plus particulièrement le tolérancement qui intervient dès la première phase de la conception jusqu'au produit fini en passant par la phase de la fabrication.

À cause des moyens de production, tous les produits mécaniques ne sont pas géométriquement parfaits. Le tolérancement devra définir le type et les limites des défauts acceptables de façon univoque et compréhensible par tous les acteurs du cycle d'élaboration du produit. Il est un outil fondamental pour maîtriser la qualité géométrique des produits.

Le tolérancement de systèmes mécaniques est un outil essentiel dans la démarche de conception. Le choix des tolérances influence la qualité du produit fini. La maîtrise des défauts géométriques au cours de la fabrication des pièces mécaniques permet de garantir la qualité finale du produit. L'analyse des tolérances a pour but de prévoir ces défauts géométriques et les prendre en compte et vérifier que le produit respectera des exigences fonctionnelles données.

Nous souhaitons ici contribuer à l'amélioration des méthodes d'analyse des tolérances pour les mécanismes déformables. Le paragraphe suivant décrit l'objectif global et le déroulement de la thèse.

2. Objectifs de ce travail de recherche et l'articulation du manuscrit

L'objectif global de ce travail de recherche est l'optimisation des tolérances des mécanismes déformables. A partir de la Méthode des Coefficients d'Influence nous avons développé une nouvelle approche. Le principe de cette approche est de simuler un modèle représentant les pièces et leur assemblage d'une manière plus réaliste. Pour ce faire une grande partie de ces travaux est consacrée au développement de la modélisation des pièces flexibles et au processus d'assemblage.

Nous nous intéressons dans cette thèse à l'analyse des tolérances des mécanismes déformables dont la flexibilité des pièces n'est pas négligeable. Cette flexibilité doit être prise en compte dans l'analyse des tolérances pour prévoir le comportement des assemblages. Cette thèse porte sur l'analyse et l'optimisation des tolérances des mécanismes déformables.

En ce qui concerne l'analyse des assemblages déformables, une méthodologie générale, appelée : Méthode des Coefficients d'Influence (MIC) est adoptée. Cette méthodologie est basée sur trois étapes principales. La première étape consiste à spécifier les tolérances des pièces non assemblées. Ensuite, dans la deuxième étape on utilise la variation initiale des pièces spécifiée dans la première étape et les contraintes d'assemblage, afin de calculer la matrice des coefficients d'influence qui représente la relation entre la variation des pièces et de leur assemblage. La troisième étape consiste à la prédiction des variations des assemblages déformables.

Cette thèse est constituée de cinq chapitres. Le premier chapitre présente un état de l'art des travaux sur l'analyse des tolérances des assemblages rigides et déformables, linéaires ou non linéaires, ainsi que les différentes méthodes de modélisation, de définition de la variabilité géométrique et stratégies d'analyse et de synthèse des tolérances que nous avons pu recenser au cours de notre recherche. Un tableau récapitulatif de tous les travaux dans le domaine d'analyse des tolérances est présenté dans la conclusion de ce chapitre.

Le deuxième chapitre vise à introduire la Méthode des Coefficients d'Influence. Nous avons présenté tout d'abord les paramètres influençant la qualité des assemblages déformables, après nous avons présenté la Méthode des Coefficients d'Influence des mécanismes déformables à travers l'illustration de la problématique générale. Un mécanisme de ce type a été traité à travers un exemple en vue d'une analyse des tolérances dimensionnelles et géométriques. Dans cette application, les modèles classiques ne sont pas adaptés pour prendre en compte les défauts de forme, le contact entre les surfaces et les procédés d'assemblage, pour ceci nous introduisons un nouveau modèle pour résoudre ces problèmes dans les chapitres qui suivent.

Dans le troisième chapitre, nous avons étudié l'influence des défauts de forme sur l'assemblage des composants déformables afin d'optimiser les tolérances assignées aux pièces et à l'assemblage. D'abord nous avons présenté la nouvelle approche qui prend en compte les défauts de forme basés sur la Méthode des Coefficients d'Influence, puis nous avons comparé entre deux cas, avec et sans défauts de forme.

Dans le quatrième chapitre nous avons étudié l'influence des effets du contact entre les surfaces en incluant la distorsion au niveau des soudures pour en évaluer sa précision. Pour ce faire, nous avons intégré dans la première étape l'influence du contact entre les surfaces et la distorsion de soudage dans l'analyse des tolérances des mécanismes déformables. Dans la

deuxième étape nous avons étudié des mécanismes déformables en utilisant la Méthode des Coefficients d'Influence avec prise en compte des effets du contact entre les surfaces et de la distorsion de soudure.

Enfin, le cinquième chapitre fait l'objet d'une étude de cas industriel afin de valider nos études théoriques. L'exemple traité s'agit d'un assemblage du secteur automobile. Celui-ci permet de mettre en valeur les solutions proposées dans les chapitres précédents.

CHAPITRE

1

ETAT DE L'ART SUR LE TOLÉRANCEMENT

Résumé

Le processus de fabrication d'un produit, et plus particulièrement la phase de l'assemblage, présente habituellement des défis pour le concepteur. De nombreux travaux dans la littérature ont traité et ont tenté d'introduire ces défis. Plusieurs chercheurs ont résolu cette problématique d'une manière différente. Cependant, tous ces travaux sont généralement organisés autour de trois axes principaux.

Ce chapitre vise d'abord à présenter une revue de la littérature ainsi qu'à présenter les travaux de tolérancement des mécanismes rigides et déformables par l'illustration générale de la problématique et les solutions proposées. Afin d'arriver en deuxième étape à une étude comparative des travaux de recherche dans le domaine du tolérancement.

Sommaire

- I. Introduction
 - II. Généralité sur le tolérancement
 - 1. Définition du tolérancement
 - 2. Principe du tolérancement
 - 3. Typologie des tolérances
 - 4. Notion de skin-model
 - 5. Analyse et synthèse des tolérances
 - 6. Processus de tolérancement
 - 6.1 Abstraction au niveau de la pièce
 - 6.2 Abstraction au niveau de l'assemblage
 - III. Tolérancement des assemblages flexibles
 - 1. Modélisation des assemblages déformables
 - 2. Définition de la variabilité géométrique
 - 3. Stratégie d'analyse des tolérances des assemblages déformables
 - 3.1 Analyse linéaire des assemblages déformables
 - 3.2 Analyse non-linéaire des assemblages déformables
 - IV. Conclusion
-

I. Introduction

L'analyse des tolérances est un processus d'estimation de l'accumulation des tolérances de fabrication et des processus d'assemblage d'un mécanisme. Une analyse préliminaire des tolérances est essentielle pour éviter les défaillances dues à la propagation des tolérances et à l'infaisabilité des assemblages.

Dans la littérature plusieurs méthodes ont été proposées et appliquées pour les pièces rigides afin de résoudre cette problématique [1] [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8] [9]. L'une des méthodes les plus utilisées est la méthode des domaines jeux et écarts qui permettent l'analyse des tolérances géométriques des systèmes mécaniques [10]. Cette méthode permet aussi de définir la relation entre les tolérances spécifiques des pièces et les tolérances fonctionnelles de l'assemblage, en se basant sur les torseurs des petits déplacements pour spécifier les domaines écart et jeux. Dans la référence [11], ils ont choisi la méthode au pire des cas pour étudier l'influence des défauts de forme sur l'analyse des tolérances d'un mécanisme.

Autant plus, le comportement des assemblages déformables ne permet pas l'utilisation des méthodes d'analyse des assemblages rigides. En effet, la prédiction des variations des composants ainsi que leurs assemblages ne sont plus valable pour ce type d'assemblage. Pour répondre à cette problématique, plusieurs méthodes ont été développées pour surmonter ce phénomène de déformation. Habituellement, cela repose sur l'approche d'analyse par éléments finis (FEA). Les chercheurs ont développé une méthode appelée la Méthode des Coefficients d'Influence [12] [13] [14] [15] [16], dont l'objectif est de simuler les variations d'assemblages en tenant compte des sources des variations des composants et de définir la relation entre les deux. De même, il existe d'autres travaux qui s'intéressent à une méthode appelée FASTA (analyse statistique des tolérances des assemblages flexibles) qui permet de prédire statistiquement les variations d'assemblage en utilisant des mesures expérimentales [17] [18] [19].

En général, il existe plusieurs travaux dans la littérature du domaine de tolérancement des assemblages flexibles, qui peuvent être résumés en trois axes principaux : la modélisation, la définition de la variabilité géométrique et le choix de la stratégie de la simulation afin d'analyser le tolérancement des pièces. Le but de tous les travaux est résumé dans le schéma suivant (Figure 1).

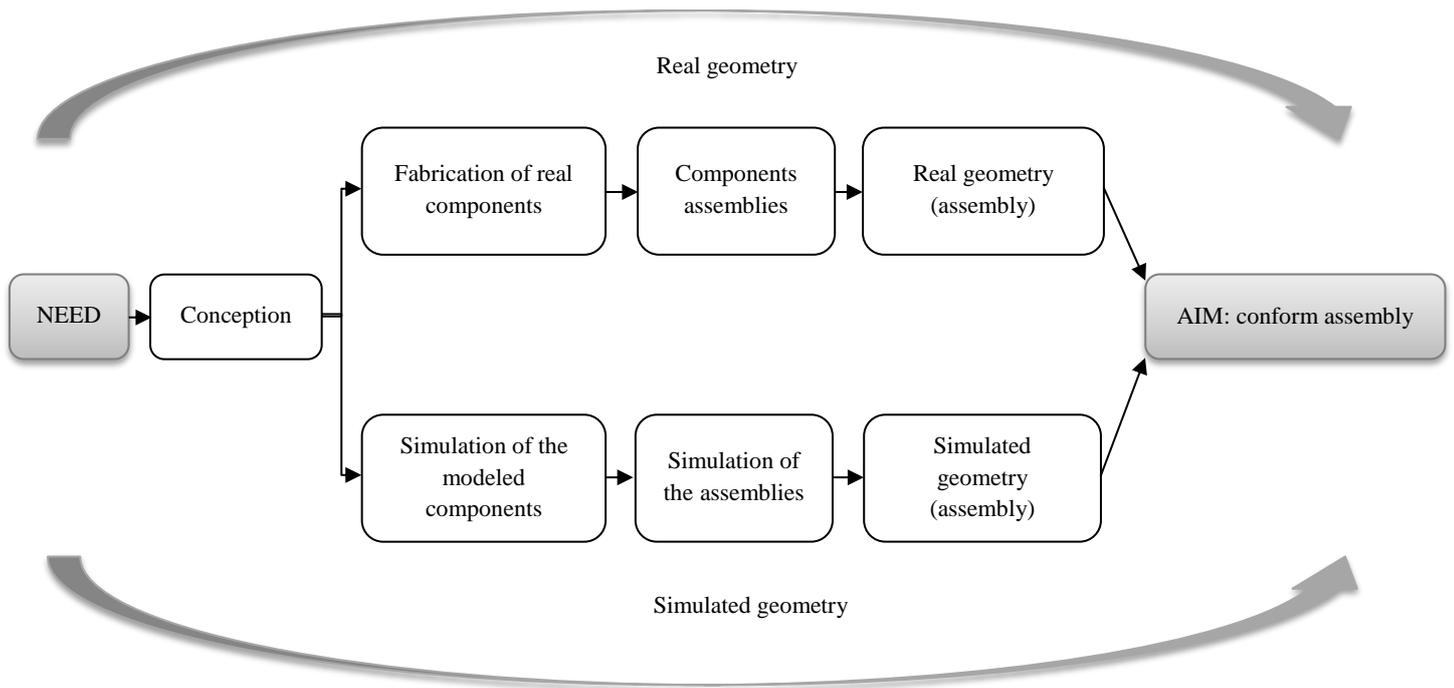


Figure 1 : Performance d'assemblage

II. Généralité sur le tolérancement

1. Définition du tolérancement

Le tolérancement est un langage international normalisé servant à maîtriser les défauts dimensionnels et géométriques des produits. Il existe un grand nombre de normes ISO qui étudient ce concept : [ISO 1101], [ISO 2692], [ISO 286], [ISO 1829], [ISO 2768-1], [ISO 2768-2]. Ces nombreuses normes internationales (Iso) permettent aux concepteurs de rationaliser le tolérancement dans plusieurs axes. Dans un processus d'assemblage, le degré de "jeu" ou de "serrage" souhaité entre les pièces à assembler est important. Dans la fabrication d'une machine, la qualité est une fonction primordiale. La précision de fabrication d'un produit détermine la qualité, le coût et le prix de vente. Les pièces d'une machine sont conçues pour pouvoir fonctionner. Les pièces en mouvement ont une relation définie entre elles : rotation libre, mouvement longitudinal libre, action de serrage et position fixe permanente. La précision est le degré de précision nécessaire pour assurer le fonctionnement d'une pièce comme prévu. La tolérance est la variation permise pour toute taille donnée afin d'assurer une fonction adéquate.

Selon les normes [ISO 2768-1] et [ISO 2768-2], la tolérance ou l'intervalle de tolérance est l'étendue de la variation entre la forme nominale et la forme réelle. Ainsi, une tolérance est une spécification exprimée en terme algébrique admissible entre la dimension réelle et la dimension théorique. Elle représente la différence entre les valeurs maximale et minimale de la variation d'une dimension donnée. C'est la variation permise (tolérée, admissible) de la cote réelle de la pièce.

Le tolérancement se présente dans deux phases : La première c'est le tolérancement des pièces et la deuxième c'est le tolérancement de l'assemblage. En général les tolérances doivent traduire de façon univoque les exigences fonctionnelles, puisque les pièces qui constituent les systèmes mécaniques ne sont pas de géométrie parfaite.

2. Principe du tolérancement

Le principe du tolérancement est de fixer l'intervalle de tolérance qu'est l'étendue de la variation entre la forme nominale et la forme réelle. Au cours des phases d'élaboration d'un produit : la conception, la fabrication et le contrôle. Le tolérancement est un moyen de communication entre ces différentes phases.

Un exemple du principe des tolérancements géométriques est présenté dans la Figure 2. Dans cet exemple les tolérances géométriques limitent l'écart de l'élément réel par rapport à sa forme, son orientation et sa position théorique exacte, sans tenir compte de la dimension de l'élément [20] [21].

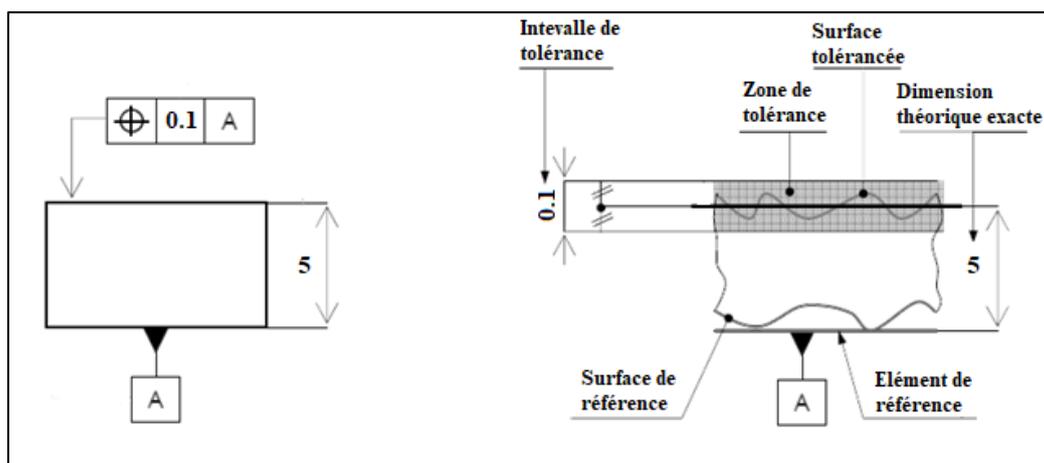


Figure 2 (a) : Géométrie nominale

Figure 2 (b) : Géométrie réelle

Figure 2: Principe du tolérancement géométrique

3. Typologie des tolérances

D'après les normes [ISO-8015] et [ISO 1101], il existe deux types de tolérance : les tolérances dimensionnelles et les tolérances géométriques. La Figure 3 ci-après, illustre les deux types de tolérance.

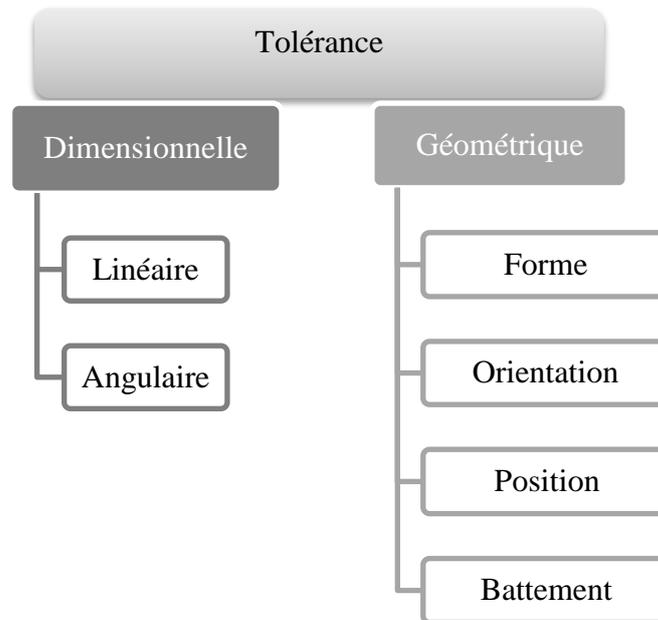


Figure 3 : Typologie des tolérances

4. Notion de skin-model

Le "skin" modèle est un schéma qui représente l'interface de la pièce avec son environnement en tenant compte des défauts géométriques (Figure 4). Il se différencie du modèle nominal qui considère les pièces avec une géométrie parfaite.

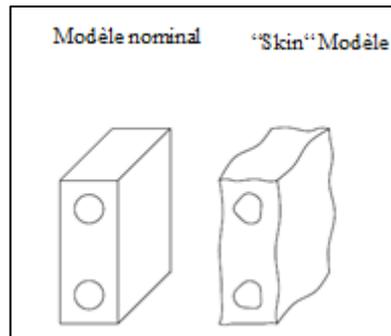


Figure 4 : Modèle nominal et du skin-model d'une pièce

5. Analyse et synthèse des tolérances

Dans la pratique du tolérancement, on distingue deux approches qui sont l'analyse et la synthèse des tolérances. L'analyse consiste à vérifier que les spécifications géométriques des pièces permettent d'assurer les exigences fonctionnelles de l'assemblage. La synthèse des tolérances vise à quantifier directement les zones des tolérances des pièces en fonction des exigences sur l'assemblage. La Figure 5 illustre brièvement ces concepts.

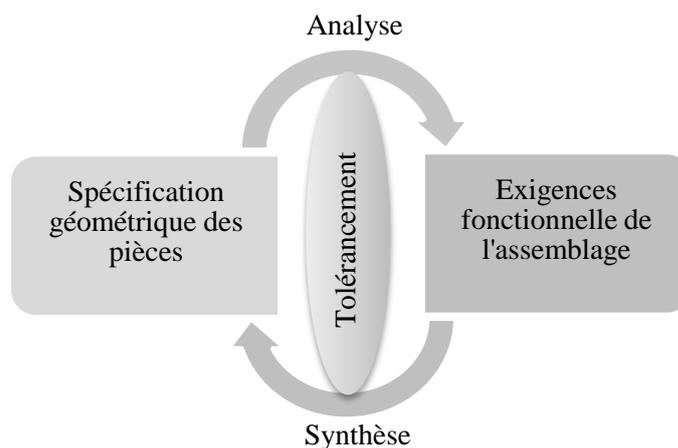


Figure 5 : Analyse et synthèse des tolérances

6. Processus de tolérancement

Le processus tolérancement consiste à délimiter les défauts dimensionnels et géométriques d'un produit depuis sa conception jusqu'au produit fini. La Figure 6 résume ce processus de tolérancement.

L'étude des différents travaux sur le tolérancement a conduit à un classement en deux niveaux d'abstraction lors de la création d'un assemblage mécanique : une abstraction au niveau de la pièce et une abstraction au niveau de l'assemblage.

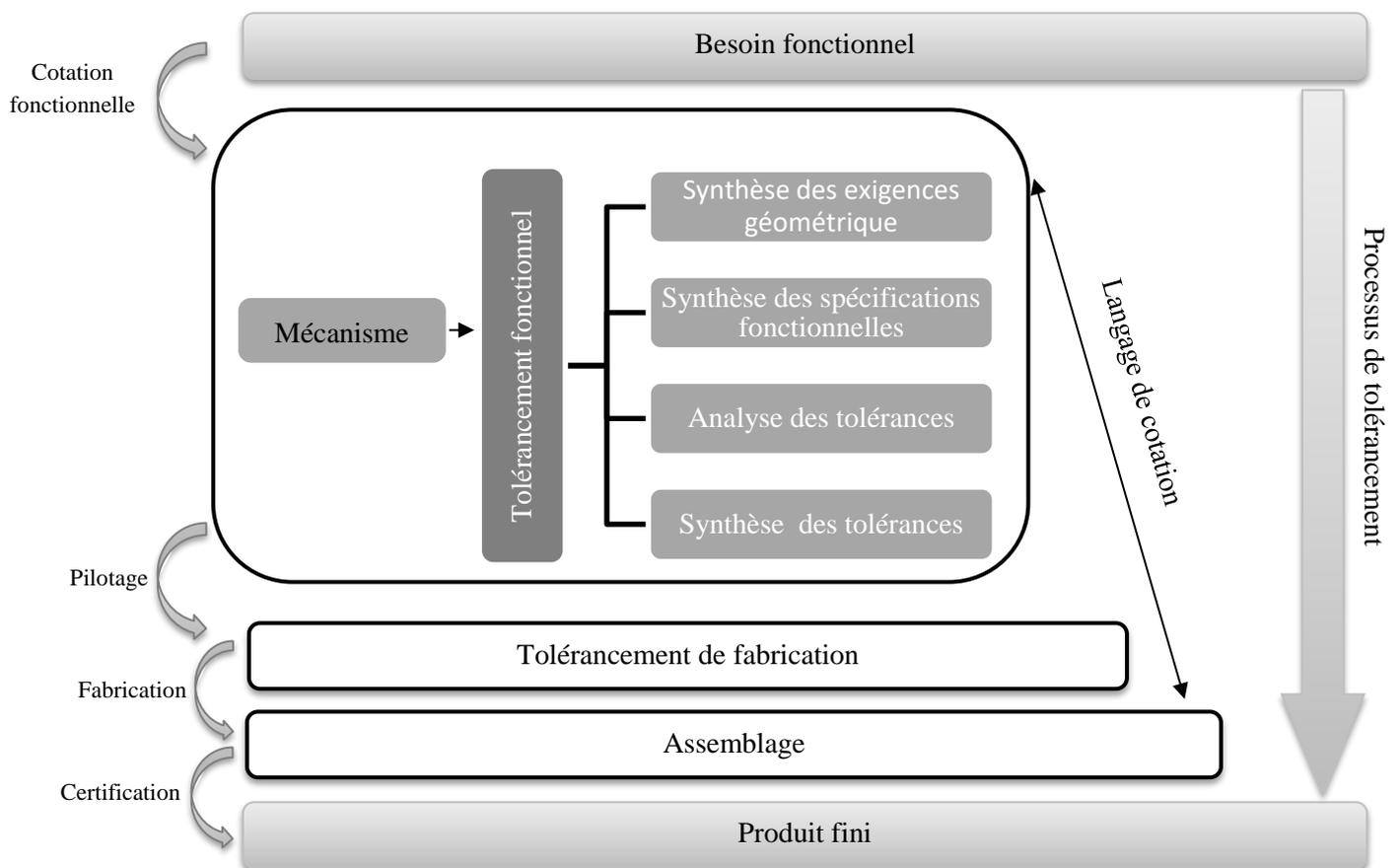


Figure 6 : Processus de tolérancement [81]

6.1 Abstraction au niveau de la pièce

La modélisation des pièces mécaniques se fait à l'aide des géométries nominales dans une première phase de conception. Cette géométrie nominale est une géométrie où toutes les formes et les dimensions sont parfaites. Pour que le concepteur prenne en compte les défauts inhérents aux procédés de fabrication, le concept skin-model doit être choisi pour représenter

les défauts géométriques. Les tolérances géométriques traduisent les variations admissibles des entités définissant la pièce. Le processus de tolérancement d'une pièce est présenté dans la Figure 7 suivante.

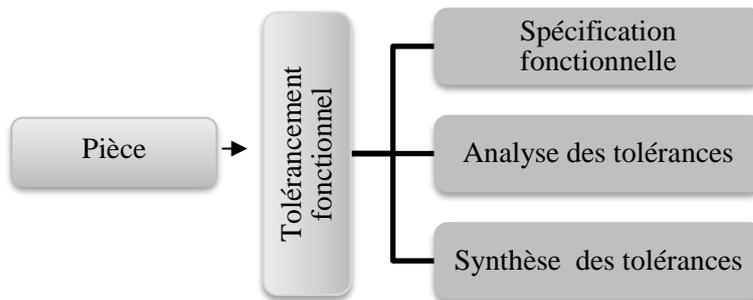


Figure 7 : Processus de tolérancement d'une pièce

6.2 Abstraction au niveau de l'assemblage

L'abstraction au niveau de l'assemblage nécessite l'intégration des contraintes liées aux différentes étapes d'assemblage. La Figure 8 suivante présente le processus de tolérancement d'un mécanisme.

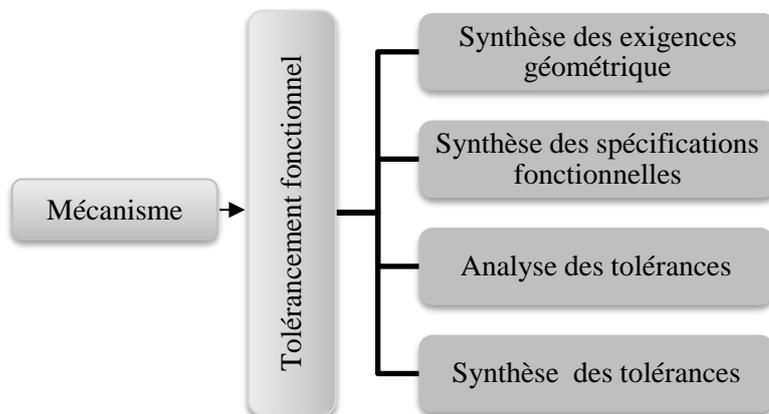


Figure 8 : Processus de tolérancement d'un mécanisme

III. Tolérancement des assemblages flexibles

Le premier travail sur le tolérancement des pièces flexibles a commencé par un travail qui consiste une analyse du mode de vibration afin de prédire les déformations des pièces [20] [23]. La norme [ISO 10579] constitue une tentative d'apporter des recommandations au tolérancement des pièces flexibles. Les axes principaux autour des quels les travaux de recherche pivotent sont :

- La modélisation,
- La définition de la variabilité géométrique,
- Le choix d'une stratégie d'analyse des tolérances et simulation.

Les paragraphes suivants expliquent et situent les différents travaux dans chacun des axes précédant.

1. Modélisation des assemblages déformables

La modélisation des assemblages est une question délicate en raison de tous les phénomènes environnementaux. De plus, c'est la première étape du tolérancement qui nécessite une définition claire des caractéristiques des variations. À ce niveau, des travaux

sont effectués pour établir les modèles mathématiques aussi bien que géométriques. Le modèle le plus couramment utilisé est le modèle des éléments finis appliqué à des structures de type poutre [20]. Puis dans certains travaux, on a élaboré un modèle des éléments finis de type plaques ou coques spécifiques au tolérancement [21] [14] [22]. Un modèle simplifié concernant la structure d'assemblage a été suggéré pour le contrôle dimensionnel [23]. Enfin dans certains travaux on prend en compte les interactions unilatérales de contact entre les pièces dans les zones de récupération [14] [16] et [22].

2. Définition de la variabilité géométrique

Plusieurs recherches ont étudié l'effet des variations géométriques sur les pièces et les assemblages déformables. En effet, le but de ces travaux était d'introduire la variabilité dimensionnelle des structures automobiles ou aéronautiques en identifiant leurs causes. Ces travaux se divisent en deux axes principaux de recherche, le premier s'intéresse à l'étude des défauts de forme et le deuxième se focalise sur les défauts de position et d'orientation.

La difficulté de l'étude consiste à confirmer que les formes des assemblages obtenues sont dans des zones acceptables, après une étude qui prend en compte la flexibilité des pièces et les défauts de la forme [5] [17] [21] [22] [24].

La variabilité géométrique est modélisée par des vecteurs qui caractérisent les défauts de position et d'orientation [25] [26]. La même modélisation est utilisée et appliquée pour faire face à la complexité de l'analyse des structures automobile [15] [27] [28].

3. Stratégie d'analyse des tolérances des assemblages déformables

Le choix de la stratégie d'analyse des tolérances des mécanismes déformables est une étape très importante. La déformation des pièces flexibles peut être estimée à une déformation qui peut générer une forme de skin model. Lorsque ces pièces sont assemblées, leurs variations influencent fortement la forme finale de l'assemblage. Pour prédire ces variations, plusieurs stratégies d'analyse ont été étudiées, nous avons classé ces travaux en deux grands domaines de la stratégie d'analyse des tolérances des mécanismes déformables : une analyse linéaire et une analyse non-linéaire.

3.1 Analyse linéaire des mécanismes déformables

Ces dernières années, les chercheurs ont suggéré des méthodes intéressantes dans le domaine d'analyse des mécanismes déformables. Ces méthodes reposent principalement sur la méthode des éléments finis.

La méthode la plus utilisée dans la littérature est la Méthode des Coefficients d'Influence qui aborde l'hypothèse de la linéarisation globale du problème. Cette méthodologie, proposée par Liu et Hu, est basée sur le concept de la Matrice de Sensibilité [12]. La méthode vise à définir une relation entre les écarts des pièces et le retour élastique de leurs assemblages. L'application de la méthode nécessite deux études d'éléments finis. La première consiste à calculer les réponses des pièces sous l'effet des forces unitaires et la deuxième est utilisée pour calculer le retour élastique final de l'assemblage.

La méthode a été développée pour l'analyse des tolérances des mécanismes déformables, elle exprime les quantités d'intérêt que nous notons α_j comme la somme des produits de chaque contributeur noté δ_i et les coefficients d'influence C_{ij} comme il est montré sur la Figure 9. Ces coefficients d'influence sont déterminés par des simulations d'assemblage. L'équation (1) montre cette approximation par notation indexée et matricielle.

$$\alpha_j = \sum_{i=1}^N C_{ij} \delta_i \quad (1)$$

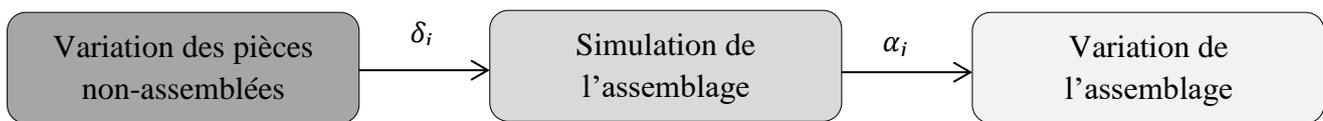


Figure 9 : Simulation d'assemblage avec la Méthode des Coefficients d'Influence

Afin d'enrichir la Méthode des Coefficients d'Influence et d'augmenter la fiabilité des résultats de la simulation, un algorithme a été proposé afin d'interdire l'interpénétration des pièces pendant l'assemblage [14] [29]. Ce problème de contact unilatéral a été traité auparavant avec l'intégration d'un modèle qui permet de définir les points du contact sur lesquels nous pouvons appliquer les conditions aux limites [30] [31] [32] [33]. Par

conséquent, pour gérer le contact unilatéral dans les problèmes des éléments finis, et plus particulièrement dans les articles mentionnés précédemment, on a développé une méthode qui représente deux sources de variation les plus pertinentes : la position et l'écart géométrique de la pièce dans le processus d'assemblage. Dans la thèse de Merkley une autre méthode a été suggérée pour combiner l'analyse des tolérances des assemblages et l'analyse par éléments finis, afin de prédire la force d'assemblage, les contraintes et la déformation dans des assemblages déformables [22]. Enfin, un algorithme du contact linéaire a été étudié [14] [34]. Le principe de cet algorithme est de prédire avec la plus grande précision l'exactitude de divers concepts d'assemblage, en fonction des tolérances de chaque pièce à l'aide d'une analyse statistique des tolérances.

En outre, les travaux d'Alain reposent principalement sur le développement de la Méthode des Coefficients d'Influence, mais cette fois-ci en tenant compte de la variation de la rigidité induite par les défauts de forme, pour résoudre la problématique de la flexibilité des grandes structures aéronautiques [15] [16].

Une nouvelle méthodologie de conception pour le processus d'assemblage des mécanismes déformables a été étudiée. Cette méthodologie met l'accent sur l'impact des outillages sur la qualité dimensionnelle des assemblages. L'analyse des tolérances se fait en tenant compte de l'effet de la variation des pièces, de la variation des outillages et du retour élastique de l'assemblage. Un algorithme d'optimisation, qui combine d'une analyse par éléments finis et des méthodes de programmation non linéaires, a été développé pour déterminer une meilleure prédiction de la déformation des pièces flexibles [35]. Par conséquent on peut utiliser l'algorithme pour toutes les étapes du processus d'assemblage, afin d'observer la propagation des déformations de l'ensemble [36]. Toutefois, on suggère d'identifier les défauts de forme des modes naturels après l'analyse des mesures et d'exprimer les tolérances de chaque mode. De cette façon, les défauts de forme aléatoires pourraient être générés facilement [37]. Après cela, les champs de déformation ont été obtenus grâce à une simulation sur un modèle d'élément fini [38]. Certains travaux montrent la difficulté de générer des défauts aléatoires et avoir une forme réaliste des surfaces discrétisées. L'idée était d'inclure la liaison des déplacements entre les nœuds voisins par la covariance géométrique et traiter finalement la problématique de l'analyse linéaire des assemblages déformables [39] [40] [41].

Les chercheurs de l'Université Brigham Young ont développé une approche DLM pour le processus d'assemblage déformables et ils ont développé une approche d'analyse statistique des tolérances (FASTA) pour le même type d'assemblages [18]. La méthode FASTA (FLEXIBLE ASSEMBLIES OF STATISTICAL TOLERANCE ANALYSIS) se concentre principalement sur l'écart d'interface de couplage. Ensuite, on utilise une approche analytique d'éléments finis, la matrice de rigidité et le calcul des conditions d'équilibre pour caractériser l'assemblage. En combinant les résultats de la méthode des éléments finis et les données statistiques, la forme finale de l'assemblage pourrait être décrite en termes de valeurs moyennes et des covariances. L'une des principales limites de la méthode FASTA est l'hypothèse selon laquelle l'état final de la déformation est indépendant de l'outillage de fixation [42]. En outre, la méthode FASTA ne peut être utilisée que pour le processus d'assemblage en une seule station. Le travail précédant est complété par une autre méthode de description de la variation géométrique basée sur l'analyse spectrale [17]. En fait, il devrait y avoir une description de la variation des défauts de surface sous la forme d'un spectre discret dans le domaine fréquentiel. Cela signifie concrètement que le champ d'espace de la surface équivaut à une superposition de sinusoides de différentes amplitudes et longueurs d'onde. La matrice de covariance, qui caractérise le défaut aléatoire, est un spectre déduit à partir de cette méthode.

Afin de tenir compte des séquences d'assemblage, on a mis en évidence la propagation des défauts géométriques au cours des opérations d'assemblage [28]. Puis on a introduit le concept du cycle "CPRF" (Place, Clamp, Fasten and Release) pour tenir compte des séquences d'assemblage [43]. Le cycle CPRF est ensuite utilisé dans de nombreux travaux de recherche [21] [36].

3.2 Analyse non-linéaire des assemblages déformables

La majorité du travail analytique d'analyse des tolérances des assemblages déformables repose sur l'hypothèse de linéarisation du problème. Par conséquent, les approches linéaires ne permettent pas d'avoir des résultats exacts lors des déformations très importantes des pièces ou des assemblages.

Liao et Xie ont montré comment les contacts entre des composants lors de l'assemblage affectent la forme finale de l'assemblage [7] [44] [45] [46]. Ils ont suggéré

l'utilisation d'une approche d'élément fini non linéaire pour résoudre le problème de contact. Nous trouvons une partie de l'analyse non-linéaire dans la thèse d'Alain, qui a choisi de faire usage de la simulation de Monte Carlo pour répondre à cette problématique [15].

La méthode la plus utilisée pour l'analyse des tolérances des assemblages rigides ou déformables est la Méthode de Monte Carlo. Cette méthode se réfère à toute méthode de calcul d'une valeur numérique utilisant des processus aléatoires, c'est-à-dire des probabilités comme indiqué sur la Figure 10.

Dans certains travaux, on a traité un cas d'assemblage par soudage à l'aide des analyses non-linéaire et des simulations successives où les incertitudes du positionnement des outils par rapport aux pièces [36] [21].

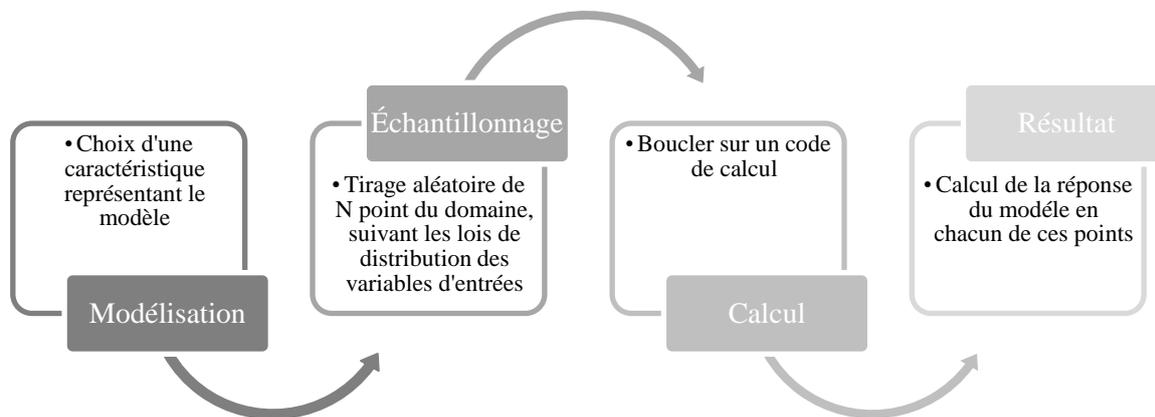


Figure 10: Méthode de Monte Carlo

IV. Conclusion

Pour prédire les variations des mécanismes déformables, de nombreuses méthodes d'analyse des tolérances ont été proposées dans différents articles et thèses. La méthode de Monte Carlo est la référence de tous ces travaux. Elle est simple à mettre en œuvre mais elle est très coûteuse, c'est pourquoi la Méthode des Coefficients d'Influence et la méthode FASTA ont été proposées.

Ce chapitre présente les deux axes sur lesquels se basent les travaux de recherche dans le domaine de tolérancement, qui sont l'analyse des tolérances des mécanismes rigides et

l'analyse des tolérances des assemblages déformables. Ce dernier qui se compose à son tour de trois axes principaux : modélisation, définition de la variabilité géométrique et le choix des approches d'analyse des tolérances des mécanismes déformables.

Parallèlement à cette recherche, diverses contributions ont été identifiées dans le domaine de l'intégration des tolérances des mécanismes : tolérancement assisté par ordinateur ou (CAT) aux outils de conception et de fabrication assistées par ordinateur (CFAO).

En outre, sur la base de l'étude bibliographique précédente, nous avons élaboré le tableau 1 qui représente une comparaison des différents travaux de recherche dans le domaine du tolérancement.

Tableau 1 : Les différentes lignes de recherche dans le domaine du tolérancement

Research Axis	Solving method		Author and year	Principle	Advantage	Disadvantage	
<i>Modelization</i>	_____		(Shiu, 1997) (Franciosa, 2010) (Stricher,2012) (Stricher,2013)	- Modeling introduced of phenomena local.	- Clarity of characteristics variation. - Mathematics and geometric definitions.	- High cost.	
<i>Definition of geometric variability</i>	_____		(Dantan, 2001) (Zhang, 2012) (Formosa, 2007)	- Study the influence of geometric variability on assemblies.	- Reduce the dimensional variability.	- High cost.	
<i>Analysis Strategy of the flexible assembly and simulation of the Assembly</i>	Linear analysis	MCI	Single-station Simulation	(Shiu, 1996) (Liu, 1997) (Dahlström, 2007) (Alain 2013)	-Calculus And presentation as vectors the Sensitivity Matrix that contains the Influences Coefficients of the assembly variations. - Relationship between the gaps of parts and spring back.	- Simple implementation. - Application to deformable parts. - Study of linear case. - Calculus time not very important.	- Ignores contact between components.
			Multi-station Simulation	(Camelio, 2002)	- Obtaining of strain fields through simulations.		
		The method FASTA		(Stewart, 2004) (Bihlmaier, 1999) (Xie, 2007)	-Average or predicted auto-spectrum. -Characterization defaults Random with the matrix covariance. - Simulate numerically.	- Application to deformable parts. - Study of linear case. - Calculation time not very important.	- The difficulty to include direct statistical analysis Non-linearity in the model. - Takes a lot of time of computing.
		MMC		(Liu, 1997) (Alain 2013)	- Random sampling distributions. - Simulate numerically.	- Implementation simplicity. - Applied to deformable parts. - Accurate for important N. - Application with any law.	- Number of iterations N important. - Takes a lot of time of computing.
		MEF		(Liu, 1997) (Atik,2015) (Atik,2016) (Atik,2018)	- Modeling using a finite element model. - Calculation of deformations, forces and constraints.	- Applied to the deformable parts.	- Insufficient for the analysis of flexible assemblies.
	Nonlinear Analysis		MEF	(Liao, 2007) (Xie, 2007) (Rammath,2018) (Gouyou,2018)	- Modeling using a finite element model. - Calculation of deformations, forces and constraints.	- Applied to deformable parts. - Study nonlinear case	- Takes a lot of time of computing.
<i>Computer aided tolerance (TAO)</i>	CATIA tolerancing		(Germain,2007)	- Specify and verify tolerances.	- Integration of the tool of CFAO CATIA	- Tolerances as annotations in model of CFAO.	

CHAPITRE

2

ANALYSE DES TOLERANCES DES MECANISMES DEFORMABLES PAR LA METHODE DES COEFFICIENTS D'INFLUENCE

Résumé

Ce chapitre a pour objectif de présenter la Méthode des Coefficients d'Influence (MIC) choisie pour l'analyse des tolérances des mécanismes déformables dans cette thèse, et de justifier ce choix. Deux études de cas seront abordées : une étude 2D et une autre 3D en vue d'une analyse des tolérances.

Sommaire

- I. Introduction
 - II. Méthode des Coefficients d'Influence
 - 1. Description de la Méthode des Coefficients d'Influence
 - 2. Modélisation des processus des assemblages non-rigide
 - 3. Les étapes de la Méthode des Coefficients d'Influence
 - 4. Limites de validité de la méthode MIC
 - 5. Exemples d'application
 - III. Analyse des tolérances des mécanismes flexibles avec la Méthode des Coefficients d'Influence
 - 1. Etude 2D : Assemblage de deux poutres
 - 1.1 Exemple étudié
 - 1.2 Analyse des tolérances
 - 1.3 Calcul du taux de non-conformité des assemblages
 - 2. Etude 3D : Assemblage de deux plaques planes
 - 2.1 Exemple étudié
 - 2.2 Analyse des tolérances
 - 2.3 Calcul du taux de non-conformité des assemblages
 - IV. Comparaison
 - V. Conclusion
-

I. Introduction

Dans la phase de la conception, la maîtrise des tolérances permet de garantir la qualité finale de l'assemblage. Le calcul de l'accumulation des tolérances est l'étape clef dans la réalisation d'un assemblage. Le but c'est de prédire la variabilité des assemblages déformables, pour les prendre en compte afin de vérifier que l'assemblage final respecte un besoin fonctionnel donné.

La méthode des éléments finis est la méthode la plus utilisée pour répondre à cette problématique [47] [48]. Dans le secteur automobile et aéronautique et spécialement les différentes technologies d'assemblage dans les travaux de carrosserie telles que : le rivetage et le soudage, plusieurs travaux ont été proposés afin de maîtriser ces technologies d'assemblage [49] [50] [51] [52]. On a développé également une nouvelle stratégie pour la prédiction du retour élastique des assemblages flexibles [53] [54] [55] [56]. À cet égard, la méthode des éléments finis a été utilisée dans plusieurs autres travaux pour l'optimisation des tolérances des assemblages déformables [56] [57] [58] [59] [60] [61].

L'application de la Méthode des Coefficients d'Influence (MIC) dans le domaine d'analyse des tolérances des assemblages déformables a été initiée dans le travail de Liu et Hu [12]. Ils ont aussi utilisé la méthode des éléments finis pour obtenir une relation entre les tolérances initiales et la déformation finale de l'assemblage, en supposant que la relation entre le déplacement et la force est une relation linéaire, pour le calcul de la matrice de sensibilité associée. Le contact entre les surfaces assemblées introduit des erreurs de calcul dans la relation linéaire force-déplacement. Pour cette raison, les nouvelles études tiennent compte de l'effet du contact dans leurs analyses [14]. Dans ce chapitre nous allons présenter en détails la méthode des Coefficients d'influence et deux applications en 2D et 3D.

II. Méthode des Coefficients d'Influence

1. Description de la méthode MIC

La méthode a été développée pour l'analyse des tolérances des assemblages déformables. Elle consiste à modéliser les pièces et les assemblages d'une façon réaliste, afin de calculer la solution des champs de déplacement et de contraintes sous les sollicitations appliquées. La définition de ces modèles se fait à l'aide des méthodes des éléments finis du

système, ainsi que les hypothèses de calcul adopté. Ces hypothèses prennent en considération le système à l'état non-assemblé et la condition fonctionnelle de l'assemblage. La Figure 11 représente brièvement une simulation d'assemblage avec la Méthode des Coefficients d'Influence.

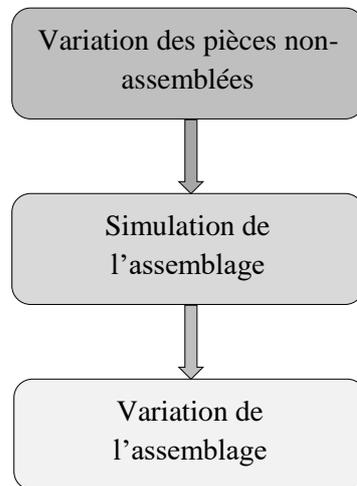


Figure 11 : Simulation d'assemblage avec Méthode Coefficients d'Influence

2. Modélisation des processus des assemblages déformables

Afin d'analyser les variations au niveau d'un mécanisme déformable, il est nécessaire de modéliser le processus d'assemblage. L'une des approches la plus utilisée est la Méthode des Coefficients Influence. Cette méthode est basée sur les hypothèses suivantes [62].

- 1) Tout le processus des opérations survient simultanément
- 2) La déformation des composants est linéaire et élastique
- 3) Le matériau des composants est isotrope
- 4) Les appareils et les outils sont rigides
- 5) La déformation thermique du produit au cours du processus d'assemblage est négligeable

Le processus d'assemblage adopté dans nos travaux est illustré dans la Figure 12. Il consiste en un assemblage de deux plaques et dont l'objectif est de calculer la variation de

l'assemblage final, en tenant compte de la variation des pièces [29] [14] [36]. Le procédé est représenté par les étapes suivantes :

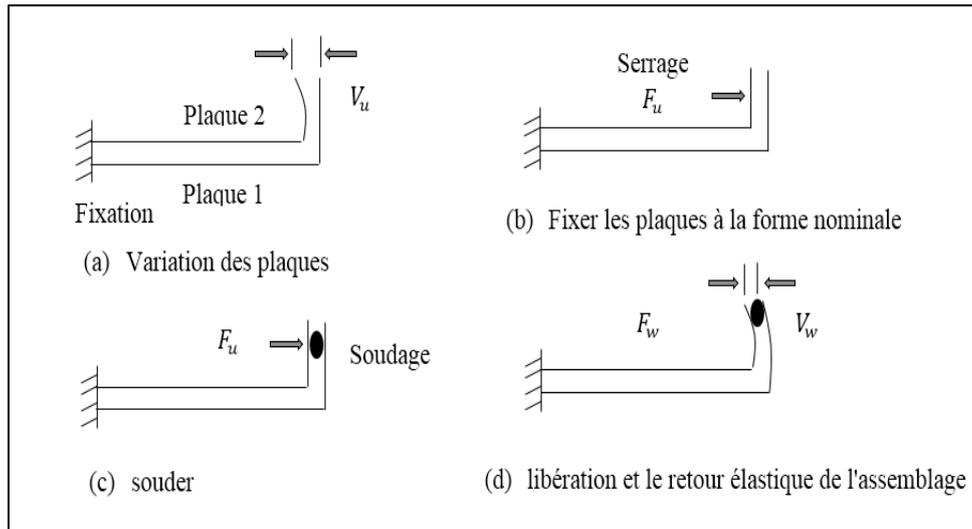


Figure 12 : Une illustration de processus d'assemblage de deux plaques

- a) Fixation des plaques (pinces et /ou des appareils) (Figure 12 (a)) ;
- b) Serrage des pièces dans les positions nominales (Figure 12 (b)) ;
- c) Jonction / soudage des pièces (Figure 12 (c)) ;
- d) Libération des pinces et / ou des appareils (Figure. 12 (d)).

La préoccupation majeure est de déterminer la variation de l'assemblage, à partir des sources possibles de variation d'entrée. Dans ce travail seules les variations des plaques sont considérées comme variables d'entrée.

- L'étape 1 (Figure. 12 (a)) montre la variation des plaques V_u lorsqu'elles sont chargées sur le dispositif de serrage. Pour plus de simplicité, seule la variation de la plaque 1 est schématisée. Si plusieurs sources de variation sont considérées, la variation des plaques sera exprimée sous la forme d'un vecteur $\{V_u\}$.

-A l'étape 2 (Figure. 12 (b)), les pinces (dispositifs de fixation) sont appliquées pour forcer les structures non soudées (plaques) de prendre leurs positions nominales. La modélisation par éléments finis (FEM) peut être utilisée pour calculer les forces appliquées par les pinces. Dans ce cas on utilise l'équation suivante :

$$\{F_u\} = [K_u] \{V_u\} \quad (2)$$

Où $\{F_u\}$ est le vecteur des forces. Les composantes de ce vecteur représentent les forces appliquées par les pinces.

$[K_u]$ est la matrice de rigidité de la structure, formulé en utilisant la méthode des éléments fini (FEM).

$\{V_u\}$ est le vecteur de déplacement aléatoire.

-A l'étape 3 (Figure. 12 (c)), les pièces sont soudées, donc la matrice de rigidité des pièces $[K_u]$ passe à celle des structures assemblées $[K_w]$. La matrice de rigidité de l'ensemble soudé $[K_w]$ est également formulé en utilisant la méthode des éléments fini (FEM).

-A l'étape 4 (Figure. 12 (d)), les pinces sont libérées, pour obtenir la structure assemblée et le retour élastique de la structure vers sa position nominale. La méthode FEM peut être utilisée une autre fois pour calculer le retour élastique de l'assemblage :

$$[K_w] \{U_w\} = \{F_w\} \text{ où } \{U_w\} = [K_w]^{-1} \{F_w\} \quad (3)$$

Où le vecteur $\{U_w\}$ représente le retour élastique des structures soudées à chaque nœud.

$\{F_w\}$ est le vecteur des forces. Ce vecteur est identique à $\{F_u\}$.

$$\{F_w\} = \{F_u\} \quad (4)$$

L'équation (3) fournit le lien entre le retour élastique de la structure soudée $\{U_w\}$ et les écarts des plaques $\{V_u\}$ de la structure non soudée.

Dans cette thèse tous les termes avec l'indice "u" représentent les quantités de structures non-assemblées et les termes avec l'indice "w" représentent les quantités de structures soudées.

3. Les étapes de la Méthode des Coefficients d'Influence

La Méthode des Coefficients d'Influence a été développée pour faire face à la problématique de prédiction de déformation des pièces flexibles. L'analyse des tolérances des pièces flexibles basée sur la Méthode des Coefficients d'Influence a été étudiée et développée dans plusieurs travaux de recherche [31] [41] [63] [64].

Le principe de la Méthode des Coefficients d'Influence est d'établir une relation linéaire entre les écarts des pièces et le retour élastique de l'assemblage, qui peuvent expliquer comment le couple (force, déplacement) en un point particulier peut influencer les autres points de l'ensemble. Ces relations linéaires sont ensuite utilisées dans une simulation de Monte Carlo. Ce procédé consiste en trois étapes [12] [14].

1. Réponse force / déplacement :

Une force unitaire est appliquée à chaque source de variation ($j = 1$ à N) sur la plaque. La direction de la force est la même que la direction de la variation. La méthode des éléments finis peut être utilisée pour calculer la réponse de la plaque sous l'effet de la force appliquée. La déformation des N sources de variation est enregistrée sous des colonnes. Si le système est linéaire, on considère que le système est obtenu par la combinaison de N forces arbitraires F_j ($j=1$ à N), alors les déplacements totaux du système seront combinés dans l'équation ci-dessous :

$$\{V\} = \sum_{j=1}^N \begin{Bmatrix} c_{1j} \\ c_{2j} \\ \vdots \\ c_{Nj} \end{Bmatrix} F_j = \begin{bmatrix} c_{11} & \cdots & c_{1N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{N1} & \cdots & c_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_N \end{Bmatrix} = [C]\{F\} \quad (5)$$

[C] Est la matrice des coefficients d'influence, qui est symétrique, selon le Théorème de Betti.

2. La matrice peut être inversée :

$$\{F\}=[C]^{-1}\{V\}=[K]\{V\} \quad (6)$$

[K] La matrice de rigidité, l'équation (5) peut-être réécrite sous la forme :

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_N \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{Bmatrix} K_{1j} \\ K_{2j} \\ \vdots \\ K_{Nj} \end{Bmatrix} V_j \quad (7)$$

3. Calcul du retour élastique :

La méthode des éléments finis MEF est utilisée pour calculer les déplacements du retour élastique pour chaque nœud dans toutes les directions pour l'assemblage. Le vecteur du retour élastique est le suivant :

$$\begin{Bmatrix} S_{1j} \\ S_{2j} \\ \vdots \\ S_{Mj} \end{Bmatrix}$$

Où M est le nombre des nœuds et S_{ij} ($i=1$ à M) les déplacements calculés avec la méthode MEF au $i^{\text{ème}}$ point due à la variation de la $j^{\text{ème}}$ source de variation. Les S_{ij} sont les coefficients de sensibilité. En combinant les contributions de toutes les sources de variation, nous pouvons écrire le retour élastique total sous la forme suivante :

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ \vdots \\ U_M \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{Bmatrix} S_{1j} \\ S_{2j} \\ \vdots \\ S_{Mj} \end{Bmatrix} V_j = \begin{bmatrix} S_{11} & \cdots & S_{1N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{N1} & \cdots & S_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_N \end{Bmatrix} = [S]\{V\} \quad (8)$$

Où $[S]$ est la matrice de sensibilité, et $\{U\}$ la matrice des déplacements totaux.

L'équation (7) est le modèle mécanique de variation pour les mécanismes déformables. La moyenne $\{\mu_a\}$ et la variance $\{\sigma_a^2\}$ de l'ensemble peuvent être calculées en se basant sur les lois fondamentales de la statistique, si les variables aléatoires sont indépendantes :

$$\{\mu_a\} = [S]\{\mu_p\} \quad (9)$$

$$\{\sigma_a^2\} = [S_{ij}^2]\{\sigma_p^2\} \quad (10)$$

Où $\{\mu_p\}$ et $\{\sigma_p^2\}$ sont le vecteur moyen et la variance.

Tous les modèles linéaires nécessaires à l'exécution d'une simulation de Monte Carlo à base de la méthode des coefficients d'influence suivent les étapes suivantes (Figure 12).

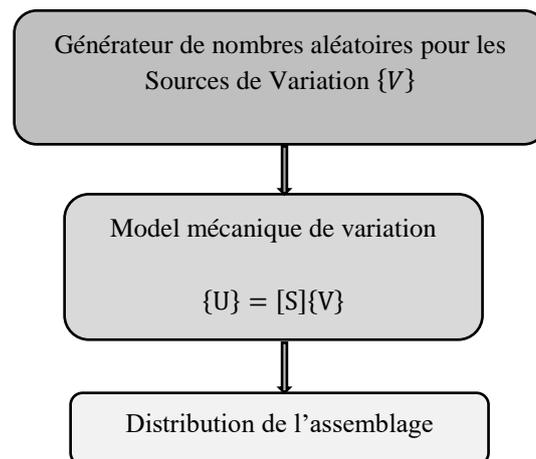


Figure 13 : Simulation de Monte Carlo basée sur la Méthode des Coefficients d'Influence

La simulation commence par l'application d'un déplacement à la source de variation générée aléatoirement. Lorsque le serrage et le soudage sont appliqués, une nouvelle géométrie est obtenue. Après la libération des pinces aux points de fixation, les forces de réaction en ces points et le retour élastique sont alors calculés. Le déplacement de l'assemblage final est ensuite calculé en additionnant les déplacements de la partie qui a subi des variations, le soudage et le retour élastique. La simulation recommence jusqu'à atteindre une distribution satisfaisante.

4. Limites de validité de la méthode MIC

Toutes les pièces constituant un mécanisme ont des variations à cause des processus de fabrication. Les problèmes liés à la géométrie doivent être analysés lors des premières phases de conception. La méthode la moins coûteuse pour effectuer une analyse des

tolérances est la Méthode des Coefficients d'Influence (MIC), qui consiste à effectuer des simulations relativement rapides afin d'établir des relations linéaires entre les variations des pièces et de leur assemblage. Cependant, cette méthode se base sur la linéarisation du problème ce qui implique que les phénomènes qui ont un comportement non-linéaire ne peuvent pas être considérés.

5. Exemples d'application

L'exemple suivant représente une pièce aéronautique qui doit être fabriquée avec une grande précision. Sur la Figure 14, on remarque la différence entre la pièce fabriquée à l'état libre et le modèle nominal. Ce qui rend l'analyse des tolérances des pièces flexibles une étape indispensable pour prédire la forme de ces pièces ainsi que leurs assemblages afin d'améliorer le tolérancement lors de la conception.

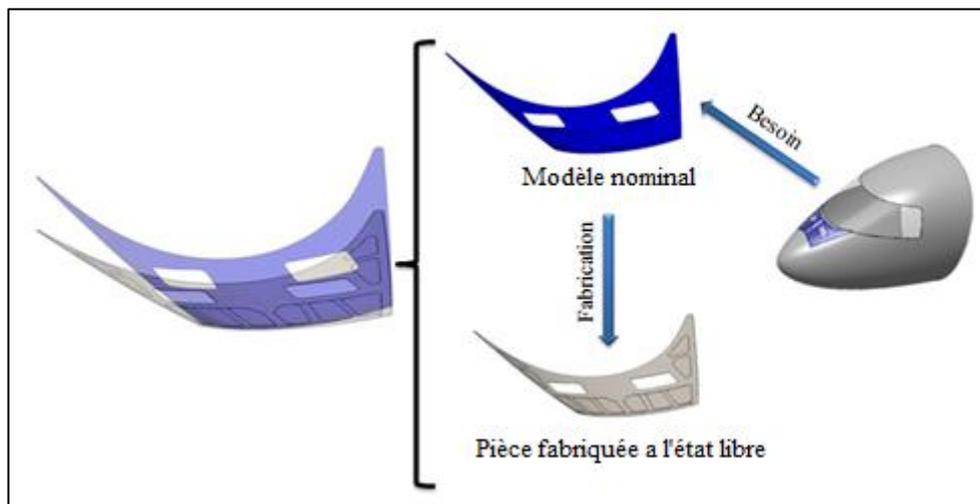


Figure 14 : La différence entre le modèle nominal et la pièce réelle

III. Analyse des tolérances des mécanismes déformables avec la Méthode des Coefficients d'Influence

1. Etude 2D : Assemblage de deux poutres

1.1 Exemple étudié

Cet exemple s'agit d'un assemblage 2D de deux poutres. Les poutres sont encastrées sur un bâti rigide à leurs extrémités opposées et assemblées au milieu avec une liaison complète (Figure 15).

Problématique : l'estimation du comportement d'une poutre pour déterminer l'état final de l'assemblage, afin de faciliter le tolérancement de la poutre par le concepteur.

But de l'étude : Le but de cet exemple est l'analyse des tolérances des poutres avec la Méthode des Coefficients d'Influence.

Données :

- La longueur de l'ensemble des poutres est de 1000 mm et de section carré (10 mm* 10mm), les deux poutres sont identiques comme illustré sur la Figure 14.
- Le matériau des deux pièces est l'acier doux avec un module de Young $E = 2.06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ et un coefficient de poisson $\nu = 0,3$.

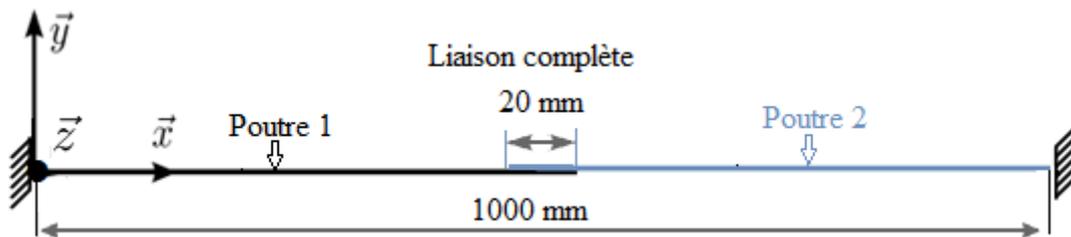


Figure 15 : Modèle géométrique de l'assemblage de deux poutres

1.2 Analyse des tolérances

La première étape de la Méthode des Coefficients d'Influence nécessite de calculer les forces de réactions. Ce calcul commence par une initialisation de variation avec une force unitaire appliquée aux sources de variations de chaque poutre. La réponse sous ces forces unitaire est la déformation de la poutre qui est calculée par la méthode des éléments finis (FEA) à l'aide du logiciel ABAQUS. Quelques déformations de la poutre 1 sont présentées dans la Figure 16. Les déplacements des pièces sont enregistrés dans un vecteur qui sera étudié par la suite pour l'analyse de l'assemblage.

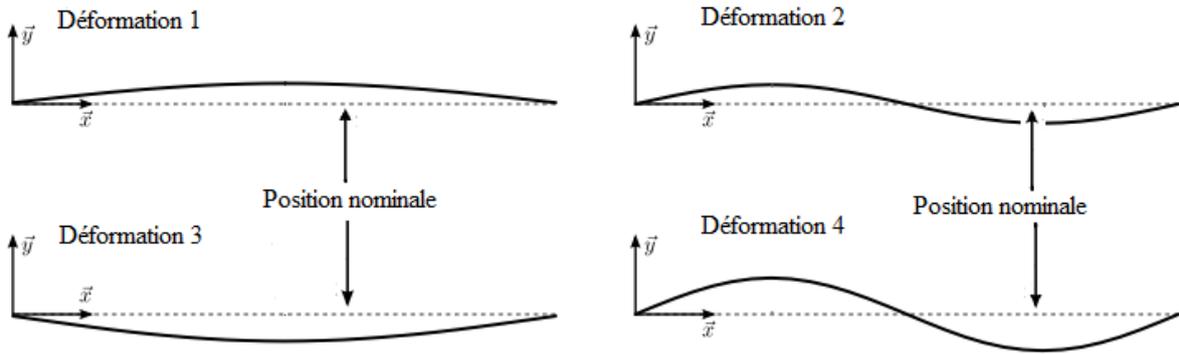


Figure 16: Exemple des déformations de la plaque 1

Ensuite nous calculons la matrice des coefficients d'influence à l'aide des données calculées précédemment. Pour qu'on arrive à l'étape finale du calcul la déformation de l'assemblage final (Figure 17).

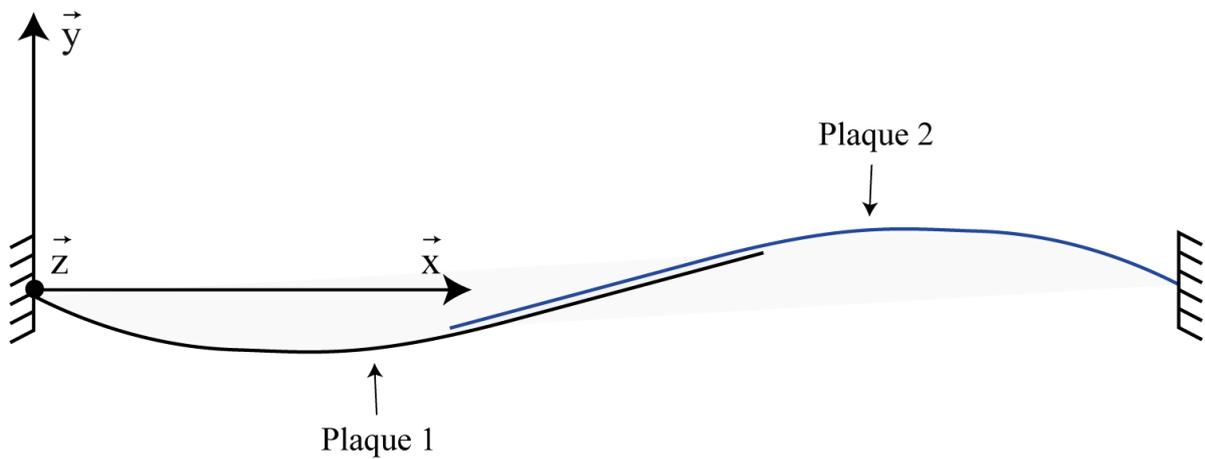


Figure 17 : Déformation d'un assemblage de deux poutres

Dans la dernière étape, on présente sur la Figure 18 la déformation de 2000 assemblages. On identifie alors les zones des tolérances pour vérifier la conformité de ces assemblages dans le paragraphe suivant.

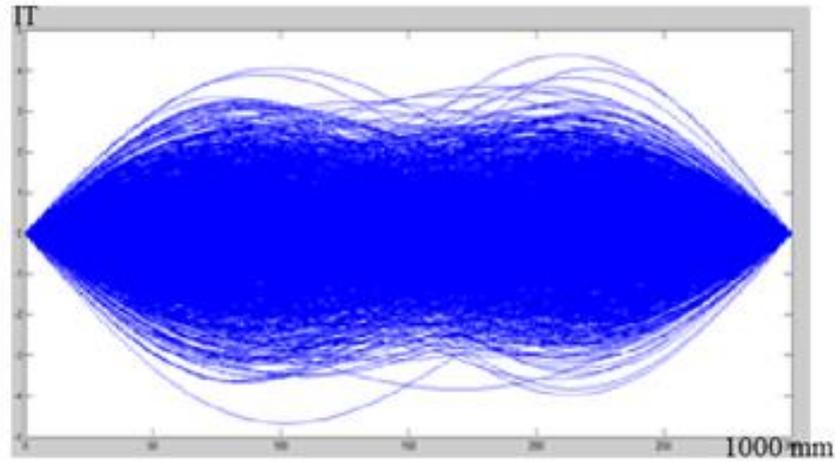


Figure 18 : Déformation de l'assemblage des deux poutres

1.3 Calcul du taux de non-conformité des assemblages

Afin de vérifier la conformité géométrique des assemblages des poutres sachant que la liaison est complète sans jeux. On modélisera des défauts de 2000 assemblages, la loi de distribution des contributeurs est une loi normale de moyenne $\mu=0$ et d'écart type $\sigma=1$. Les résultats sont affichés sur la Figure 19. Après une simulation des assemblages à l'aide de la Méthode des Coefficients d'Influence à base de la méthode de Monte Carlo, on a trouvé un taux de non-conformité de 5,06%. Les lignes sur la Figure 19 représentent les limites de validité des assemblages et les points représentent les différents assemblages. Tous les points qui se trouvent en dehors des lignes représentent des assemblages non-conformes.

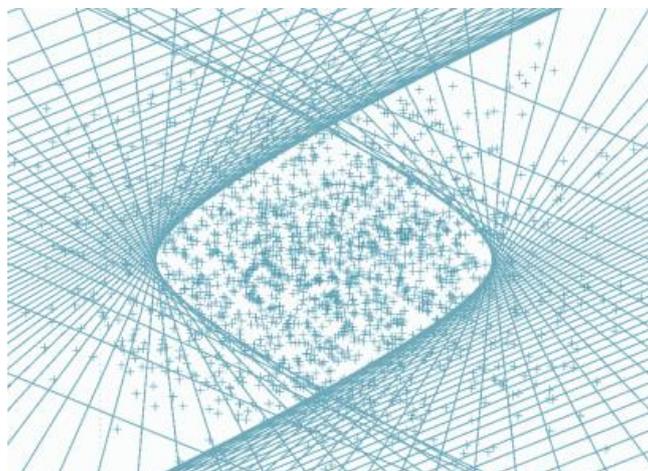


Figure 19 : Conformité géométrique des assemblages avec un domaine de validité de IT = 3mm

2. Etude 3D : Assemblage de deux plaques planes

2.1 Exemple étudié

Il s'agit d'un assemblage de deux plaques planes, comme illustré sur la Figure 20. Elles sont liées à l'aide de cinq connexions situées sur la zone de contact.

Problématique : l'estimation du comportement d'une plaque sous l'effet d'une charge impulsive, pour qu'on arrive à l'estimation de l'état final de déformation de l'assemblage.

But de l'étude : est l'analyse des tolérances des plaques flexibles à l'aide de la Méthode des Coefficients d'Influence.

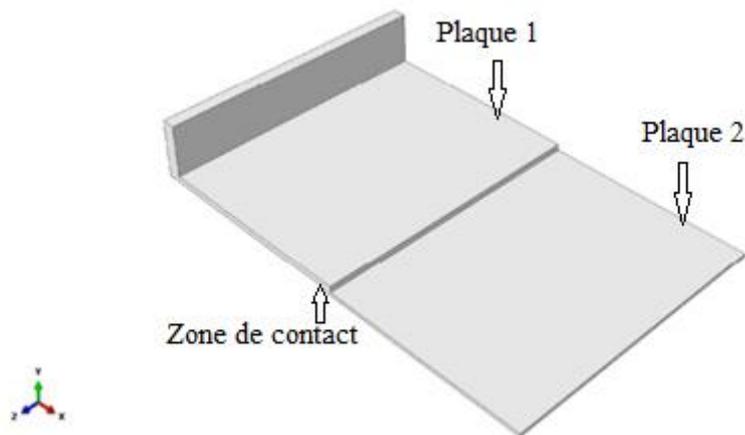


Figure 20 : Modèle géométrique de l'assemblage de plaques

On considère ici que les plaques ne sont sujettes qu'à des défauts de forme (aucun défaut de liaison).

Géométrie et Propriétés des matériaux :

- Les dimensions des pièces utilisées dans l'exemple sont illustrées sur la Figure 21.
- Le matériau des deux pièces est l'acier doux avec un module de Young $E = 2,06 \text{ e}+5 \text{ N / mm}^2$ et un coefficient de poisson $\nu = 0,3$.

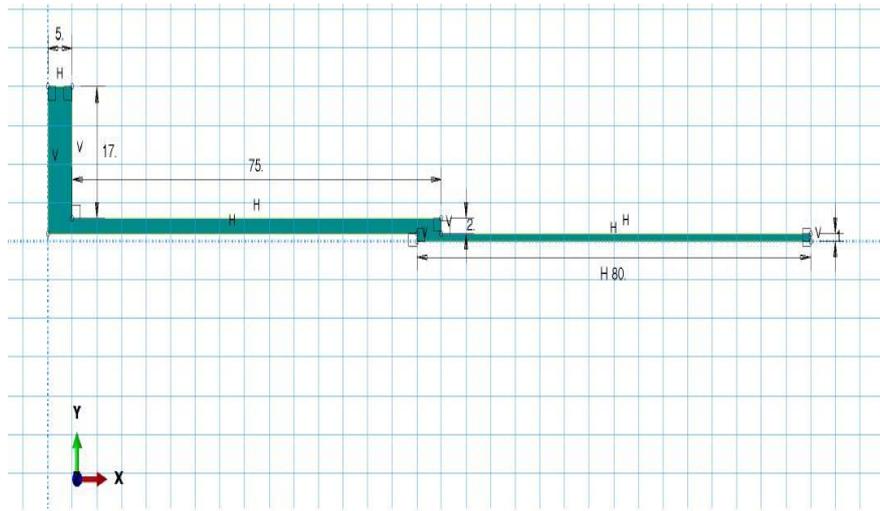


Figure 21 : Géométrie des plaques

2.2 Analyse des tolérances

Dans cette partie nous avons analysé les tolérances d'un assemblage de deux plaques déformables à l'aide de la Méthode des Coefficients d'Influence. Comme il est déjà expliqué au paravent, nous avons besoin de calculer les forces de réaction pour qu'on puisse calculer la matrice des coefficients d'influence, afin de déterminer la déformation finale de l'ensemble. Les pièces non-assemblées sont présentées en détails sur la Figure 22.

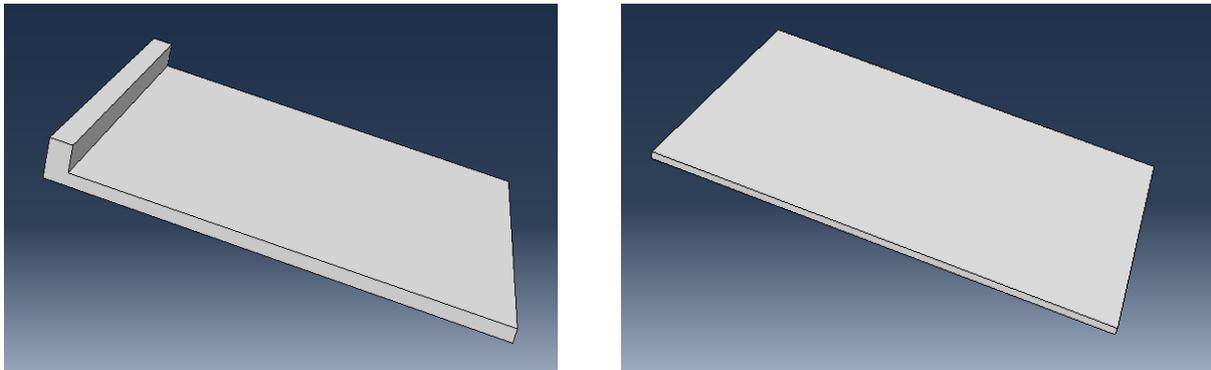


Figure 22 : Pièces non-assemblées

Les pièces sont modélisées et maillées par des éléments hexagonaux linéaires à l'aide du logiciel ABAQUS [15]. L'ensemble se compose de 240 d'éléments et de 423 nœuds. Les sources de variation de la pièce sont marquées avec un petit carré plein noir, la discrétisation du modèle est présentée dans la Figure 23.

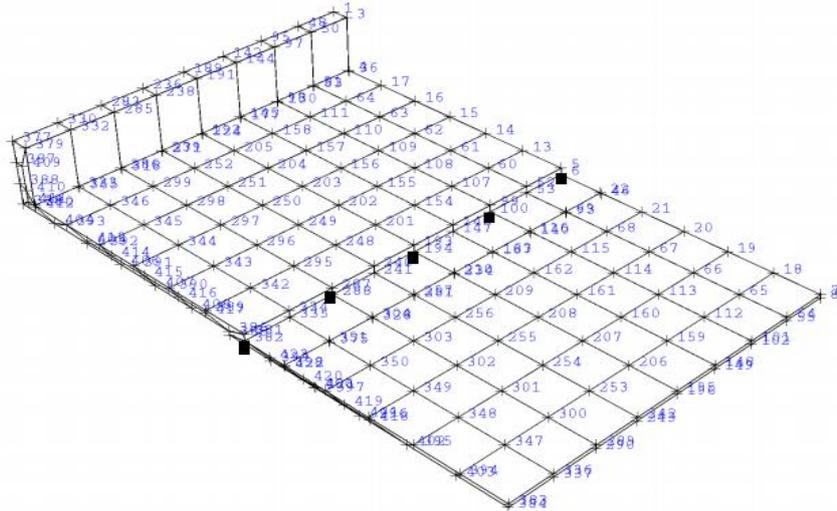


Figure 23 : Modèle des éléments finis de l'assemblage des plaques

Les résultats sont obtenus et enregistrés sous forme de déplacement de tous les nœuds des plaques (1) et (2) et schématisé sur la Figure 24 après la déformation élastique. Par la suite une analyse par élément finis (ABAQUS Standard) a été réalisée. Finalement nous avons exécuté des simulations sous le logiciel MATLAB [16] [17].

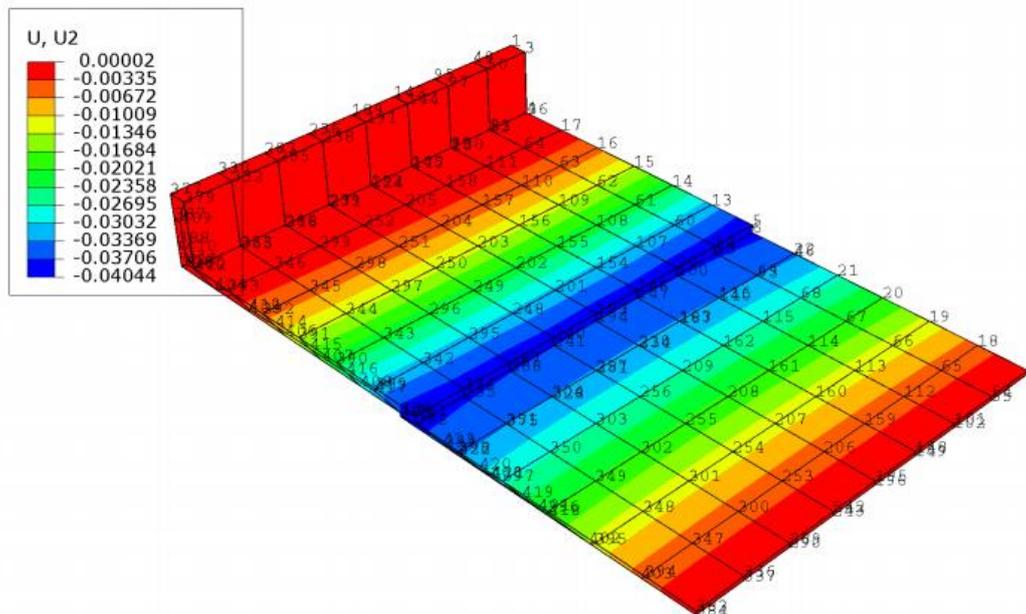


Figure 24 : Déplacement suivant Z en mm de l'assemblage

2.3 Calcul du taux de non-conformité des assemblages

Afin de vérifier la conformité géométrique des assemblages sachant que la liaison est complète sans jeux, on modélisera les défauts de 2000 assemblages. La loi de distribution des

contributeurs est une loi normale de moyenne $\mu=0$ et d'écart type $\sigma =1$. Les résultats de la simulation sont représentés sur la Figure 25. Le taux de non-conformité observé est de 4,05%.

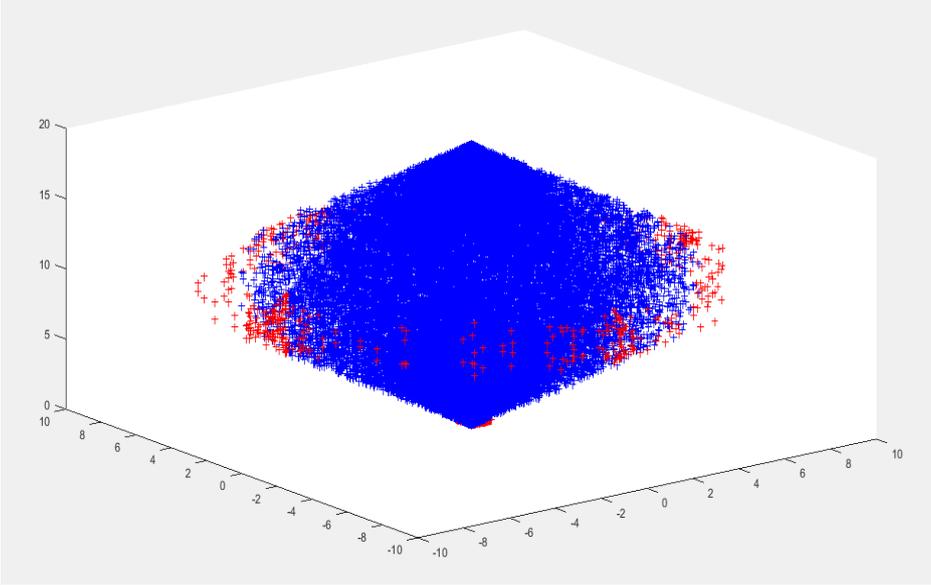


Figure 25 : Conformité géométrique des assemblages

IV. Comparaison

Une comparaison est faite à partir du résultat obtenu à des simulations des plaques avec la Méthode de Monte Carlo (MMC) et la Méthode des Coefficients d'Influence (MIC) (Figure 26).

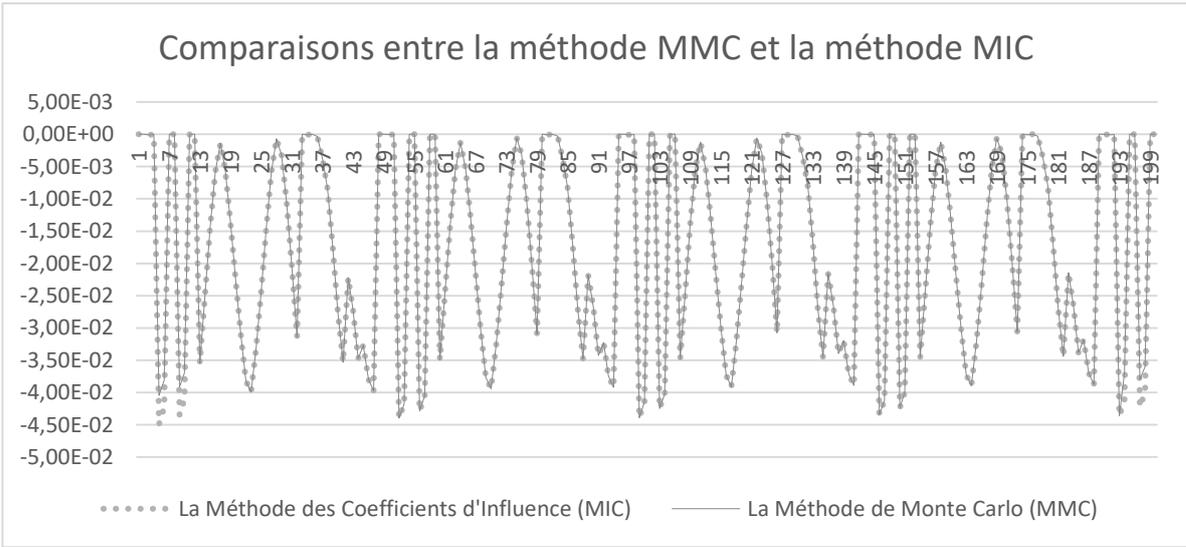


Figure 26 : Comparaisons entre les déplacements des nœuds calculés avec MMC et MIC

La comparaison montre que, le résultat de la méthode MIC est presque identique au résultat de la méthode MMC. Cela signifie que la méthode MIC avec une variation linéaire peut être utilisée pour la simulation et l'analyse des assemblages déformables. Le tableau 2 suivant montre la différence du temps de calcul entre les deux méthodes.

Tableau 2 : Comparaison entre le temps de calcul de la méthode MMC et la méthode MIC

Simulation	Temps (s)
Simulation de Monte Carlo	1237
Simulation de la Méthode des Coefficients d'Influence	7

V. Conclusion

Les stratégies d'analyse des tolérances dépendent de la nature des assemblages. La stratégie de l'analyse des tolérances pour les assemblages déformables la plus employée dans la littérature est la Méthode des Coefficients d'Influence. Cette méthode qui implique la linéarisation globale du problème a été adoptée dans ce chapitre.

Une étude comparative a été effectuée pour l'analyse des tolérances entre la méthode MMC et la méthode MIC ainsi que le temps de simulation des deux méthodes. En effet, la Méthode des Coefficients d'Influence permet une estimation des variabilités de l'assemblage pour un coût de calcul très faible.

La stratégie de Monte Carlo est la méthode de référence. Elle est simple à mettre en œuvre mais elle est très coûteuse. C'est pourquoi la Méthode des Coefficients d'Influence a été adoptée pour l'analyse des assemblages déformables dans la suite de cette thèse.

CHAPITRE

3

ANALYSE DES TOLERANCES DES ASSEMBLAGES DEFORMABLES AVEC LA PRISE EN COMPTE DES DEFAUTS DE FORME

Résumé

Ce chapitre se focalise sur l'optimisation des tolérances des assemblages déformables avec l'intégration des défauts de forme. Nous avons étudié une nouvelle approche basée sur la Méthode des Coefficients d'Influence qui permet de prendre en compte les défauts de forme. Finalement nous avons comparé entre deux études de cas, avec et sans prendre en compte les défauts de forme.

Sommaire

I. Introduction

II. Méthode d'analyse des tolérances proposée

1. Défauts de formes

2. Méthode des Coefficients d'Influence en tenant compte les défauts de forme

III. Etude de cas : Assemblage de deux plaques

1. Assemblage des mécanismes déformables sans considération des défauts de forme

2. Assemblage des mécanismes déformables en tenant compte les défauts de forme

3. Comparaison

IV. Conclusion

I. Introduction

La plupart des travaux de recherche qui traitent l'analyse des tolérances des assemblages déformables ignore l'influence des défauts de forme des pièces flexibles [12] [15] [16].

L'amélioration de la Méthode des Coefficients d'Influence pour l'analyse des assemblages déformables a commencé par développer une nouvelle méthodologie pour les assemblages en série et en parallèle [65]. La méthode MIC a été utilisée pour toutes les étapes du processus d'assemblage afin d'observer la propagation des écarts [36]. Dans le développement de la même méthode (MIC), un algorithme de contact a été proposé et implémenté pour améliorer ses résultats [14] [66]. Favreliere a choisi d'évaluer la précision de l'assemblage, en abordant les problèmes sans jeux et avec jeux sous des efforts imposés [67]. Un nouveau modèle qui étend les concepts des sources de variation et de la Méthode des Coefficients d'Influence pour avoir un assemblage mécanique plus conforme en incluant les procédés d'assemblage [68]. Pour la même considération et dans le même sens de performance et d'amélioration de l'analyse des tolérances des assemblages déformables, la Méthode des Coefficients d'Influence a été utilisée dans un cas d'analyse de variation dimensionnelle non linéaire pour des assemblages des tôles [45].

Pour le même but de l'amélioration de la Méthode des Coefficients d'Influence des assemblages déformables, le présent travail, est une étude de l'analyse des tolérances en utilisant la Méthode des Coefficients d'Influence et en tenant compte des défauts de forme de chaque pièce et de sa propagation dans l'assemblage.

II. Méthode d'analyse des tolérances proposée

1. Défauts de formes

Pour calculer les défauts de forme pour les pièces flexibles, nous collectons les modes d'une plaque métallique libre dont les amplitudes aléatoires suivent les lois de distribution normales avec une moyenne nulle et un écart-type égale à un (Figure 27). Ensuite, les défauts de forme sont générés par la superposition de ces modes. Nous avons représenté dans les

Figures 28 et 29 deux exemples, le premier trait des pièces et leur assemblage sans défauts de forme et le deuxième trait des pièces et leur assemblage avec des défauts de forme.

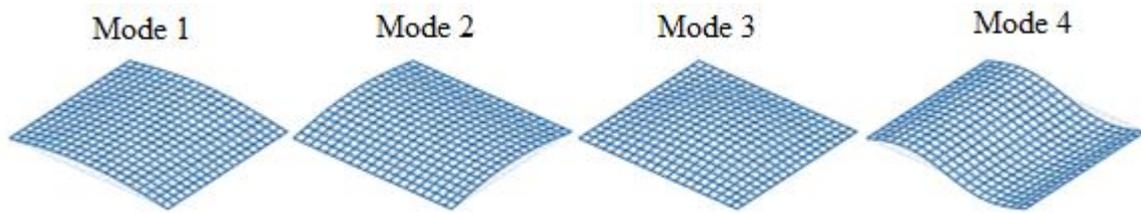


Figure 27 : Les modes propres d'une plaque libre

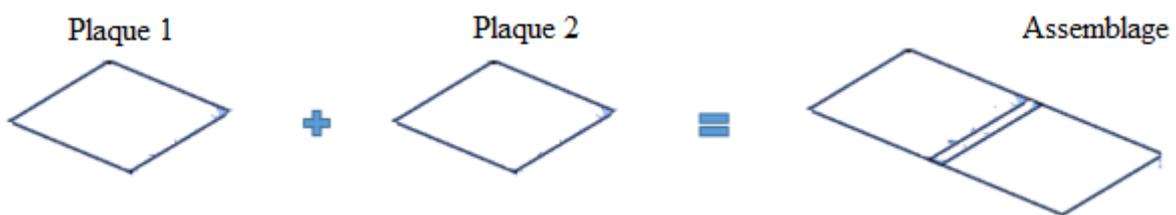


Figure 28 : Deux plaques flexibles assemblées sans défauts de formes

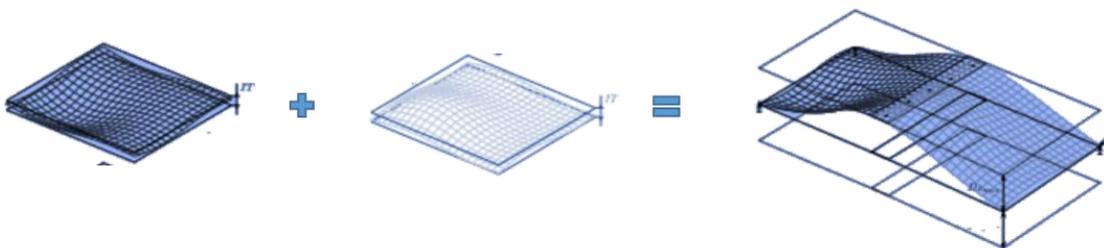


Figure 29 : Deux plaques flexibles assemblées avec défauts de formes

2. Méthode des Coefficients d'Influence en tenant compte les défauts de forme

Nous présentons une méthode qui intègre les défauts de forme des pièces élémentaires dans la constitution d'un assemblage. Nous modélisons les défauts de position et d'orientation de chaque pièce avec la représentation des modes Q_1 et Q_2 . Quant aux défauts de forme, ils sont représentés par les modes Q_3 jusqu'à Q_n . Ces modes sont extraits de la base modale naturelle d'une plaque libre. Ces modes sont utilisés et intégrés dans la Méthode des

Coefficients d'Influence pour déterminer la forme géométrique des pièces. Ensuite, pour assembler ces pièces, nous utilisons une méthode qui consiste à définir un plan d'assemblage temporaire. Le calcul de ce plan repose sur l'hypothèse que le premier contact entre les surfaces se situe dans le plan construit par trois points dont les caractéristiques sont :

- Le point qui représente le plus grand déplacement,
- Le point qui représente le plus petit déplacement
- Le point qui est avant le point dont le déplacement est le plus petit selon l'axe d'étude.

Après avoir calculé le plan temporaire, nous avons placé les pièces qui adhèrent à ce plan. Ensuite, nous calculons la distance entre tous les différents points d'assemblage et nous définissons un plan final de l'assemblage des pièces en considérant les défauts de forme. La méthode est résumée dans la Figure 30 ci-dessous.

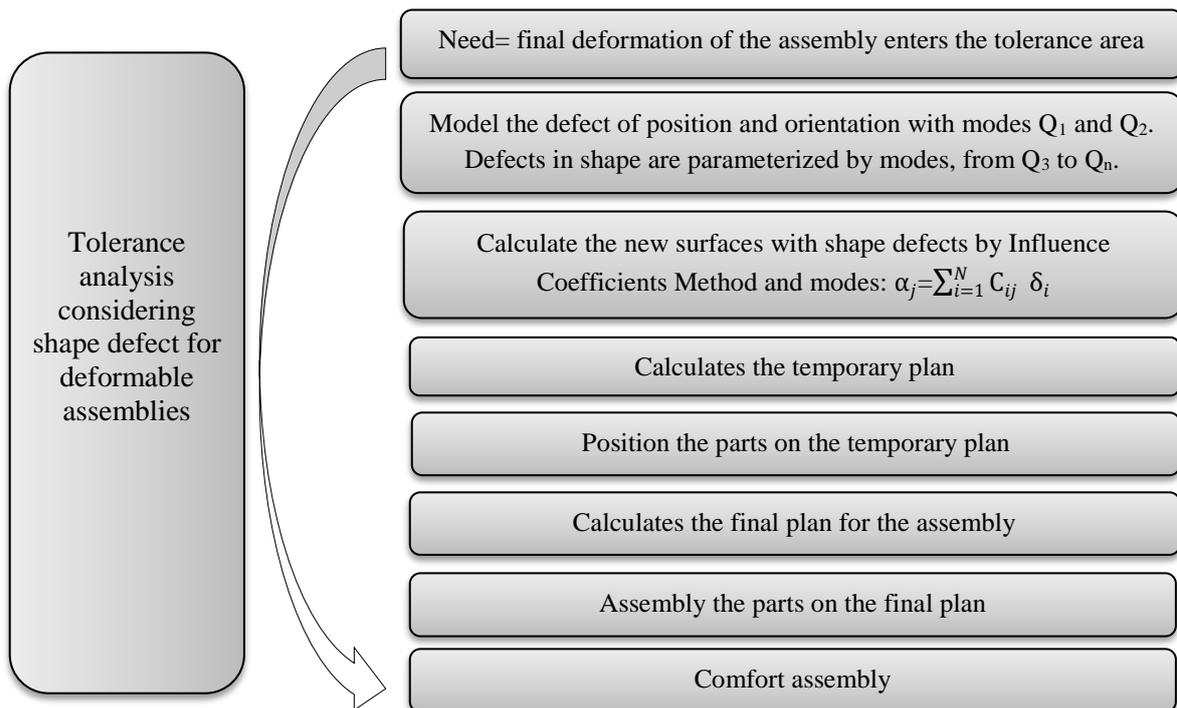


Figure 30 : Nouvelle approche pour l'analyse des tolérances avec défauts de forme [73]

III. Etude de cas : Assemblage de deux plaques

La méthode étudiée dans ce chapitre consiste à dans lequel enrichi les méthodes classiques d'assemblage des mécanismes déformables en intégrant les défauts de forme. Généralement, un assemblage de pièces flexibles est caractérisé par les écarts de mise en position engendrés par la mise en contact des surfaces associées, selon l'approche expliquée sur la Figure 30.

Pour la validation de l'approche étudiée, nous avons réalisé deux études de simulation pour un assemblage de deux pièces. La première simulation est basée sur la Méthode des Coefficients d'Influence, y compris les défauts de forme des pièces déformables, et la deuxième est une simulation de la méthode MIC sans tenir compte des défauts de forme des pièces déformables. Ces simulations visaient à prédire la variation du comportement des pièces flexibles et de leurs assemblages.

Pour illustrer notre approche nous avons étudié un exemple d'assemblage de deux plaques représentées sur la Figure 31. Il s'agit d'un mécanisme encastré sur un bâti rigide à ses extrémités opposées et les plaques sont assemblées avec une liaison complète en respectant la condition fonctionnelle CF entre les surfaces S1 et S2 comme illustré sur la Figure 31.

Dans ce cas d'étude, les surfaces de contact sont rectangulaires de dimensions $20 \times 30\text{mm}$ ($d \times l1$). Les dimensions des deux pièces sont identiques est égale à $100 \times 30 \times 2\text{ mm}$ ($L1 \times l1 \times e1$) ($L2 \times l2 \times e2$).

Le but est d'analyser des assemblages déformables avec la méthode MIC, y compris les défauts de forme. L'objectif de cet exemple est de montrer comment les défauts géométriques des surfaces de contact peuvent influencer les résultats.

La Problématique est la prédiction du comportement des pièces flexibles et de leurs assemblages en tenant compte des défauts de forme pour une modélisation proche du réel.

L'hypothèse est de considérer que les deux plaques présentent des défauts géométriques.

État fonctionnel est la déformation finale de l'ensemble qui doit être dans la zone des tolérances.

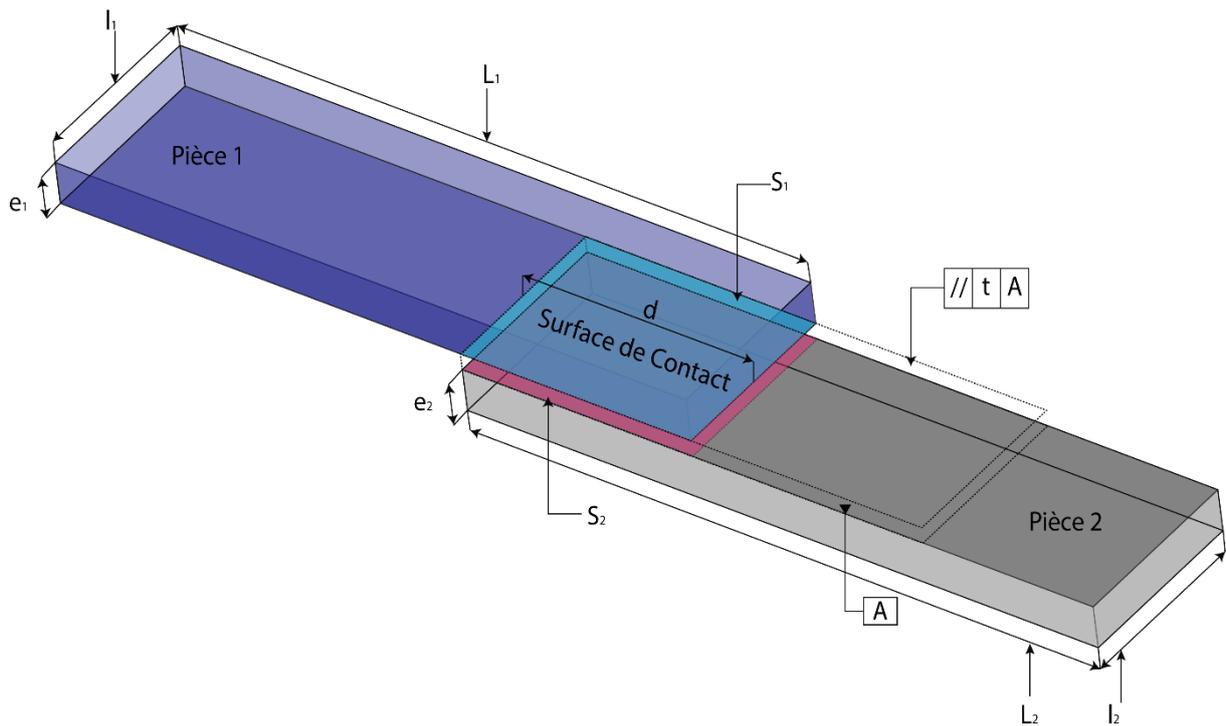


Figure 31 : Condition fonctionnelle (CF) de l'assemblage de deux plaques flexibles

1. Assemblage des mécanismes déformables sans considération des défauts de forme

Nous modélisons les défauts de position et d'orientation de chaque pièce avec les modes Q1 et Q2 et les défauts de forme sont représentés par les modes Q3 jusqu'à Q20. La Figure 32 illustre et montre ces modes pour les pièces étudiées. Ces modes sont extraits de la base modale naturelle d'une plaque à l'état libre. Ensuite, la superposition de ces modes donne la forme géométrique de chaque plaque, y compris les défauts de forme, les défauts de position et d'orientation. Nous avons présenté, dans les Figures 33 et 34, les défauts géométriques de chaque surface de contact. L'étape suivante consiste à assembler les pièces sans prendre en considération les défauts de formes (Figure 35). On remarque qu'il y a une interpénétration entre les surfaces de contact en raison de la non-considération des défauts de forme pendant l'assemblage. Pour cette raison, nous avons simulé le même assemblage en considérant ces défauts de forme.

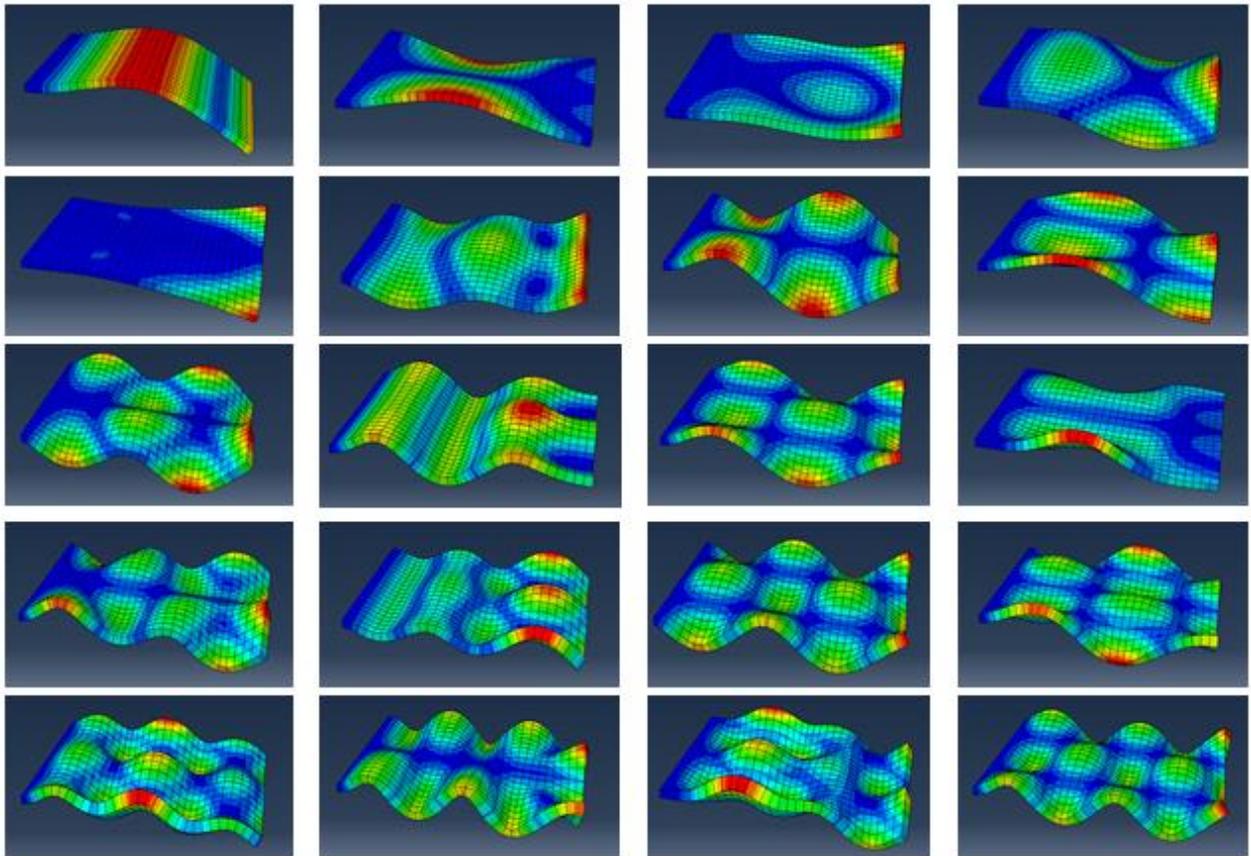


Figure 32 : Les vingt premiers modes de forme uniformes des plaques

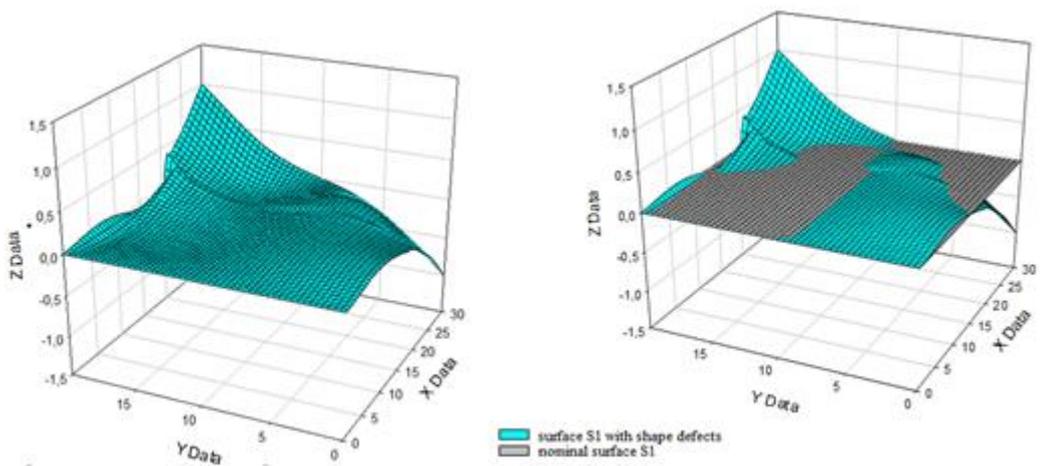


Figure 33 : Représentation géométrique de la surface S1 avec des défauts de forme

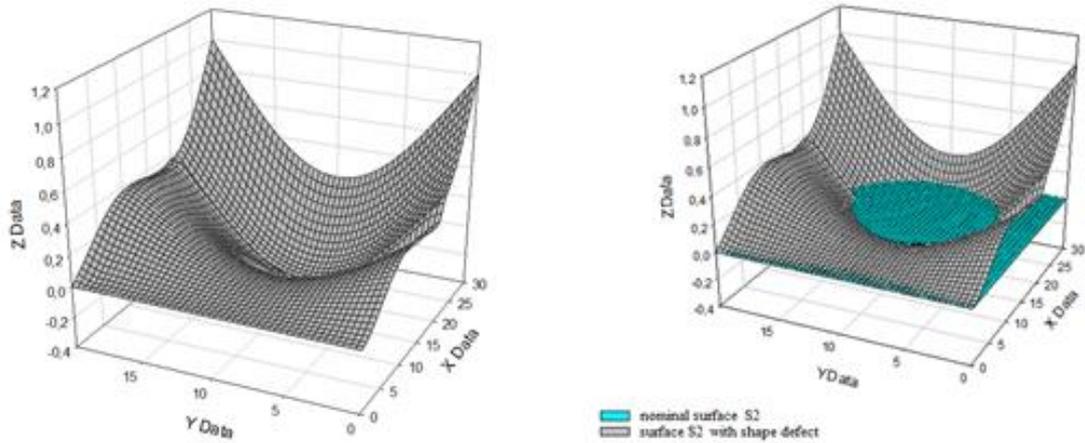


Figure 34 : Représentation géométrique de la surface S2 avec des défauts de forme

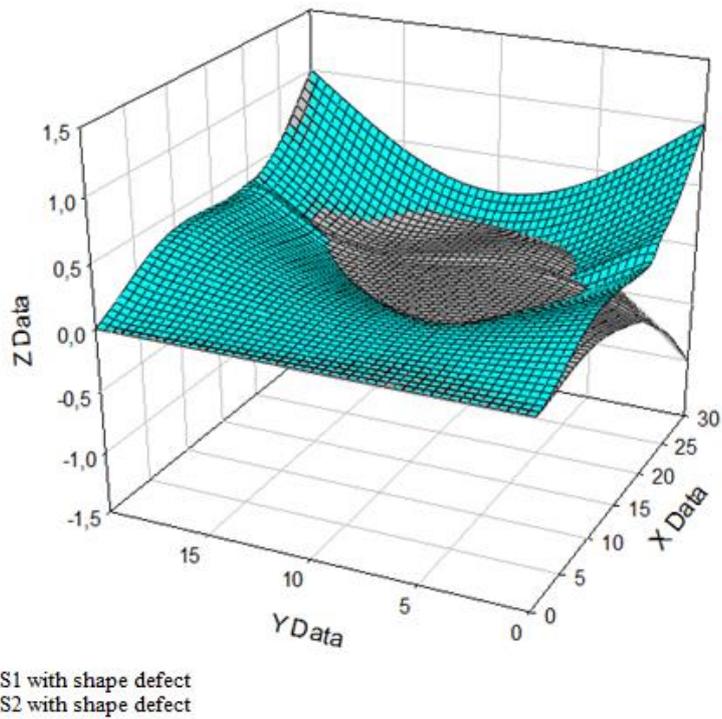


Figure 35 : Représentation géométrique de l'assemblage des surfaces S1 et S2 sans défauts de forme

2. Assemblage des mécanismes déformables en tenant compte les défauts de forme

Comme il est présenté dans le premier paragraphe, les défauts de position, d'orientations et de forme sont représentés par les modes de la base modale naturelle d'une plaque. La

déformation des surfaces S1 et S2 de la zone de contact sont représentés sur la Figure 32. Dans cette partie d'étude, les pièces sont assemblées en tenant compte des défauts de formes. Nous avons utilisé notre approche qui consiste à calculer le plan temporaire comme il est expliqué dans le paragraphe précédent (Figure 36). L'étude est effectuée selon l'axe Z. Finalement, nous avons défini le plan final sur lequel les pièces seront assemblées avec la considération des défauts de formes (Figure 37).

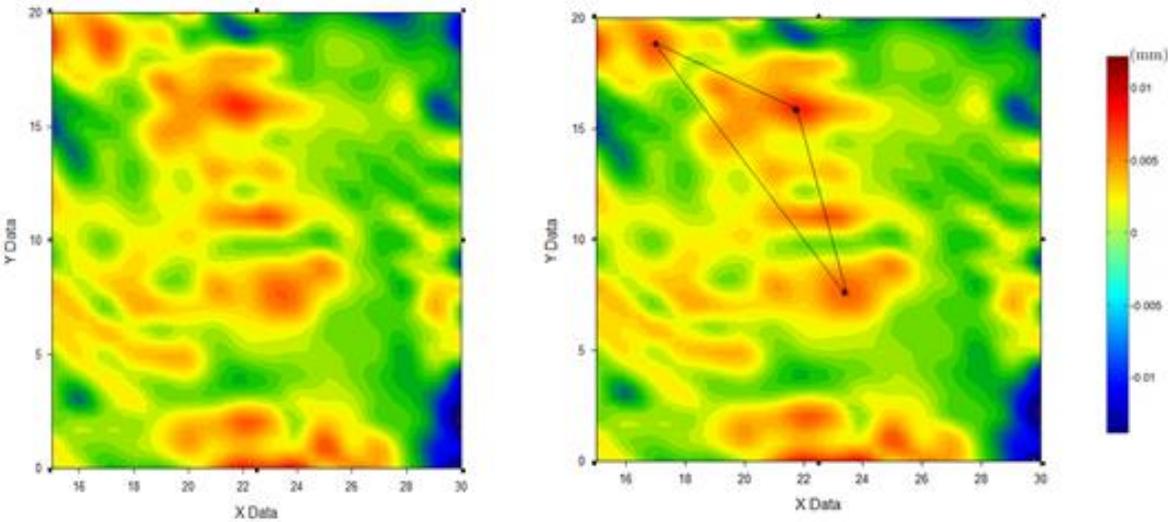


Figure 36 : Détection des trois points qui forment le plan de l'assemblage

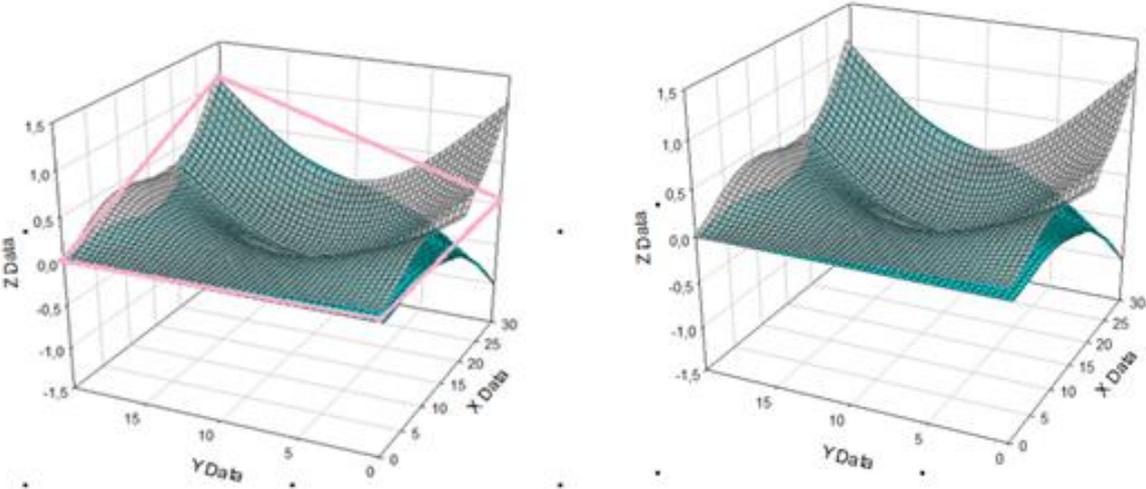


Figure 37 : Représentation géométrique de l'assemblage des surfaces S1 et S2 avec des défauts de forme

3. Comparaison

Deux études de cas ont été étudiées et comparées. La première étude consiste à assembler deux plaques sans considération des défauts géométriques. La deuxième étude est un assemblage de deux plaques mais cette fois ci avec une nouvelle modélisation des pièces qui intègre les défauts de formes, d'orientation et de position des pièces flexibles. La forme finale des pièces après la considération des défauts géométriques nécessite un nouveau positionnement au cours de leurs assemblages, en prenant en compte les écarts des plaques dû à la considération des défauts géométriques.

Cette comparaison montre la différence entre les assemblages avec et sans prise en compte des défauts de forme dans l'analyse des tolérances des assemblages déformables. Lorsque l'assemblage est réalisé sans considération de ces défauts nous avons remarqué des interpénétrations entre les pièces, ce qui reflète l'importance de la considération des défauts géométriques pour avoir des résultats plus réalistes.

IV. Conclusion

Les défauts géométriques aléatoires des pièces ont été modélisés de deux manières. En effet, les défauts de position et d'orientation de chaque pièce sont représentés avec des modes Q1 et Q2 et les défauts de forme sont représentés par les modes Q3 jusqu'à Qn. La définition de la forme de la pièce avec les défauts géométriques consiste à la superposition des modes propres correspondants.

En fin, la mise en position des pièces au cours de la phase d'assemblage se fait en se basant sur la définition d'un plan temporaire et d'un plan final pour la mise en position correcte des pièces afin de les assembler en tenant compte avec la considération des défauts géométriques.

Ce nouveau modèle des pièces flexibles, représente une nouvelle méthode pour l'analyse des tolérances des assemblages déformables qui permet d'intégrer les défauts géométriques.

CHAPITRE

4

L'INFLUENCE DES PROCESSUS D'ASSEMBLAGE SUR L'ANALYSE DES TOLERANCES DES MECANISMES DEFORMABLES

Résumé

Ce chapitre a pour objectif l'étude d'un nouveau modèle pour l'analyse des tolérances des mécanismes déformables en se basant sur la Méthode des Coefficients d'Influence en tenant compte des effets du contact entre les surfaces et en incluant les distorsions provoquées par la soudure.

Sommaire

- I. Introduction
 - II. Méthode proposée
 - 1. Contact entre les surfaces
 - 2. Le soudage des pièces mécanique
 - 3. Méthode des Coefficients d'Influence modifiée
 - III. Étude de cas 1 : assemblage de deux plaques
 - 1. Soudage de deux plaques
 - 2. Géométrie et propriétés des matériaux
 - 3. Hypothèses
 - 4. Sources de variation et conditions aux limites
 - 5. Résultats de la simulation
 - 6. Comparaison des résultats
 - IV. Étude de cas 2 : tube transversal automobile
 - V. Conclusion
-

I. Introduction

Les variations géométriques des pièces flexibles au cours du processus d'assemblage influencent la géométrie finale du mécanisme. Dans les domaines d'automobiles et d'aéronautique et plus précisément la carrosserie, le processus d'assemblage le plus utilisé est le soudage. Dans ce chapitre nous introduisons les effets de distorsions induites en soudage dans l'analyse des tolérances des assemblages déformables.

Wooyoung a proposé un modèle qui étend les concepts de la linéarisation du problème pour les assemblages déformables en incluant les effets de soudage [68]. Dans certains travaux, on a simulé et analysé la variation géométrique d'un assemblage avec l'influence de la variation de la position des soudures par points [69] [71]. Un autre travail a présenté une méthode de simulation pour prédire la variation des forces d'assemblage due à la variation de la position de la soudure par points [70]. Dans d'autres travaux on a développé des études similaires aux travaux précédents [72] [73] [74] [75] [76] [77]. Nous avons élaboré une nouvelle méthode pour l'analyse des tolérances des assemblages déformables, en utilisant la Méthode des Coefficients d'Influence avec la prise en compte des effets du contact entre les surfaces et les distorsions provoquées par la soudure [78].

Dans le même sens d'exécution et d'amélioration de la modélisation et de l'analyse des assemblages déformables, le présent chapitre fait l'objet d'une nouvelle méthode d'analyse des tolérances des assemblages déformables. Cette méthode se base sur les Coefficients d'Influence en tenant compte des effets du contact entre les surfaces, et les distorsions provoquées par la soudure. Une comparaison en termes de précision et de coût de calcul a été faite entre la méthode proposée, la Méthode des Coefficients d'Influence de base et la méthode de Monte Carlo.

II. Méthode proposée

1. Contact entre les surfaces

Considérons un problème de contact avec frottement entre deux corps déformables cible Q1 et Q2, représentés sur la Figure 38. Dans ces deux corps, les interfaces L_d et L_s sont respectivement les déplacements appliqués et les forces ou les moments. Les surfaces de contact sont désignées respectivement par L_c (1) et L_c (2). Les directions principales sur la

surface de contact entre les deux corps sont définies comme $(\vec{t}_1, \vec{t}_2, \vec{n})$, où (\vec{t}_1, \vec{t}_2) représente le plan tangent à la surface et \vec{n} la normale à la surface. Le vecteur, qui est la force de contact à l'interface de contact entre les deux corps est défini comme suit : $\vec{p}_c = (\vec{p}_{t1}, \vec{p}_{t2}, \vec{p}_n)$. Ici, \vec{p}_n indique la force de contact normale et la force de frottement de contact p_t est décomposée en deux composantes \vec{p}_{t1} et \vec{p}_{t2} . Pour empêcher les corps de s'interpénétrer, la distance de contact normale ($g_n = u_1 - u_2 - d_0$) doit être supérieur ou égal à Zéro c'est-à-dire $g_n \geq 0$, où u_1, u_2 représentent les surfaces de contact de déplacement de deux corps dans la direction verticale et d_0 est l'écart initial sur la limite de contact L_c . Le contact entre les deux corps Q1 et Q2 montrés dans la Figure 38 est maintenant localisé par une condition de contact, avec les conditions complémentaires comme suit :

1. Condition de contact : $g_n \geq 0$,
2. Condition de compression : $p_n \leq 0$,
3. Condition complémentaire : $p_n \cdot g_n = 0$,

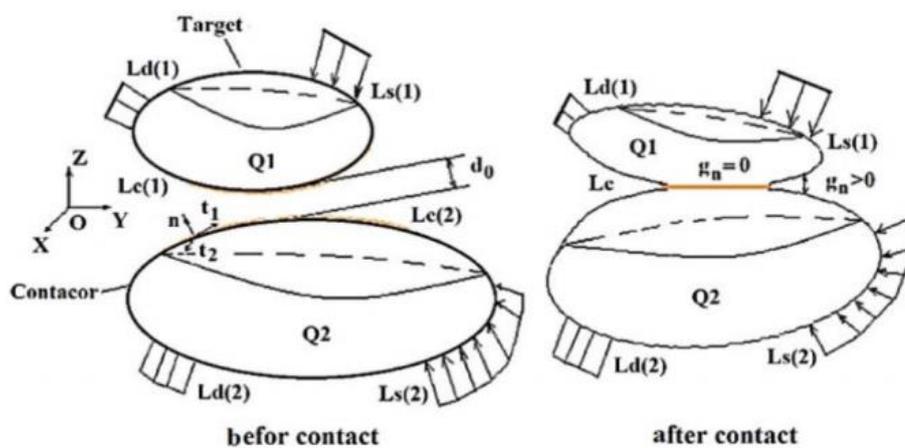


Figure 38 : Modèle général du problème de contact élastique [45]

2. Le soudage des pièces mécanique

Une limitation de la Méthode des Coefficients d'Influence est la prise en compte des distorsions provoquées par la soudure. Considérons le processus d'assemblage des plaques suivant la méthode CPRF (Place, Clamp, Fasten and Release) qui se compose généralement des étapes suivantes : le chargement des pièces sur l'appareil de maintien au travail, serrage des pièces aux positions nominales puis le soudage des pièces et la libération des pinces du

montage. Lorsque nous négligeons la déformation à cause du soudage, nous pouvons écrire les équations suivantes :

$$\{F_w\} = [K_w]\{U_w\} = [k_u]\{V_u\} = \{F_u\} \quad (11)$$

$$\{U_w\} = [K_w]^{-1}[K_u]\{V_u\} = [S_u]\{V_u\} \quad (12)$$

Avec

$$\{U_w\} = [K_w]^{-1}\{F_w\} \quad (13)$$

$\{F_u\}$ La force de serrage de la structure non-soudée

$\{F_w\}$ La force de serrage de la structure soudée

$[K_u]$ La matrice de raideur des structures non-soudées

$[K_w]$ La matrice de rigidité des structures soudées

$\{V_u\}$ La variation de la pièce

$\{U_w\}$ La déformation de l'assemblage

$[S_u]$ La matrice de sensibilité

Les distorsions provoquées par la soudure sont représentées par une force équivalente qui est introduite dans la méthode MIC. On suppose que la distorsion générée lors du soudage des pièces non nominales est identique à celle des pièces nominales. En outre, on suppose que toutes les distorsions de soudage sont déterministes. Les équations suivantes décrivent les détails :

$$[K_w]\{U_w\} - \{F_d\} = [S_u]\{V_u\} \quad (14)$$

$$\{U_w\} = [S_u]\{V_u\} + [K_w]^{-1}\{F_d\} \quad (15)$$

$$\{U_w\} = [S_u]\{V_u\} + \{G\} \quad (16)$$

De cette façon, nous avons exprimé les écarts dans l'assemblage et nous avons ajouté le vecteur de déplacement dû à la soudure $\{G\}$. $[F_d]$ Représente la force de serrage supplémentaire provoquée par les distorsions provoquées par la soudure et le terme $[K_w]^{-1}[F_d]$ est interprété comme étant la force équivalente du soudage.

3. Méthode des Coefficients d'Influence modifiée

Le vecteur qui présente les distorsions provoquées par la soudure $\{G\}$ doit être exprimé comme un vecteur avec la même dimension que le vecteur de variation de la structure assemblée, dans l'équation (16).

L'analyse des tolérances avec la prise en compte des distorsions provoquées par la soudure nécessite généralement un maillage plus fin que l'analyse linéaire-élastique utilisée lors de la simulation de variation des plaques. De plus, les maillages utilisés pour l'analyse du soudage ne sont généralement pas distribués uniformément mais sont plutôt concentrés autour des lignes de la soudure, tandis que la simulation de variation nécessite un maillage plutôt uniformément réparti sur l'ensemble. La méthode suppose que la distorsion de soudage $\{G\}$ est déterministe.

Afin de résoudre les problèmes ci-dessus, nous proposons d'introduire une matrice de transformation permettant un maillage différent dans l'analyse des effets de soudage et une simulation de variation tout en incorporant les effets des distorsions provoquées par la soudure en tant que valeur stochastique.

Nous modélisons les effets de soudage par la somme des modèles des sources de variation et la force équivalente agissant sur ces sources. Les variations initiales des pièces sont causées par le serrage des pièces à la position nominale qui affecte la déformation. Nous supposons que la variation de la pièce et les distorsions provoquées par la soudure sont linéairement indépendantes.

La force équivalente pour les effets des distorsions provoquées par la soudure est remplacée par le terme $[T] \{G\}$ dans l'équation suivante :

$$\{U_w\} = [S_u]\{V_u\} + [T] \{G\} \quad (17)$$

[T] est une matrice de transformation, qui fait la liaison linéaire entre la distorsion de soudage {G} et la variation d'assemblage {U}. L'équation ci-dessous montre les composants de chaque matrice et vecteur :

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ \vdots \\ U_m \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^n \begin{Bmatrix} S_{u1j} \\ \vdots \\ S_{umj} \end{Bmatrix} V_j + \sum_{i=1}^l \begin{Bmatrix} T_{li} \\ \vdots \\ T_{mi} \end{Bmatrix} G_i \quad (18)$$

$$= \begin{bmatrix} S_{u11} & \cdots & S_{u1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{um1} & \cdots & S_{umn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} T_{11} & \cdots & T_{1l} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ T_{m1} & \cdots & T_{ml} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} G_1 \\ \vdots \\ G_l \end{Bmatrix}$$

La procédure de calcul par la méthode MIC, y compris les effets de contact entre les surfaces et les effets de soudage, est la même que celle de la méthode MIC de base. La matrice de sensibilité qui présente l'analyse de variation dimensionnelle par modélisation de contact et des effets de soudage pour l'assemblage est calculée selon les étapes suivantes (Figure 39) :

- Calcul de la variation des pièces causées par le serrage de ces pièces à leurs positions nominales.
- Application du soudage.
- Calcul des forces de réaction et des effets de soudage.
- Détection du contact entre les pièces.
- Vérification si les forces de réaction R et les distances finales d respectent les conditions suivantes :

$$d_i \geq 0, R_i \leq 0, d_i R_i = 0$$

- Calcul du déplacement final

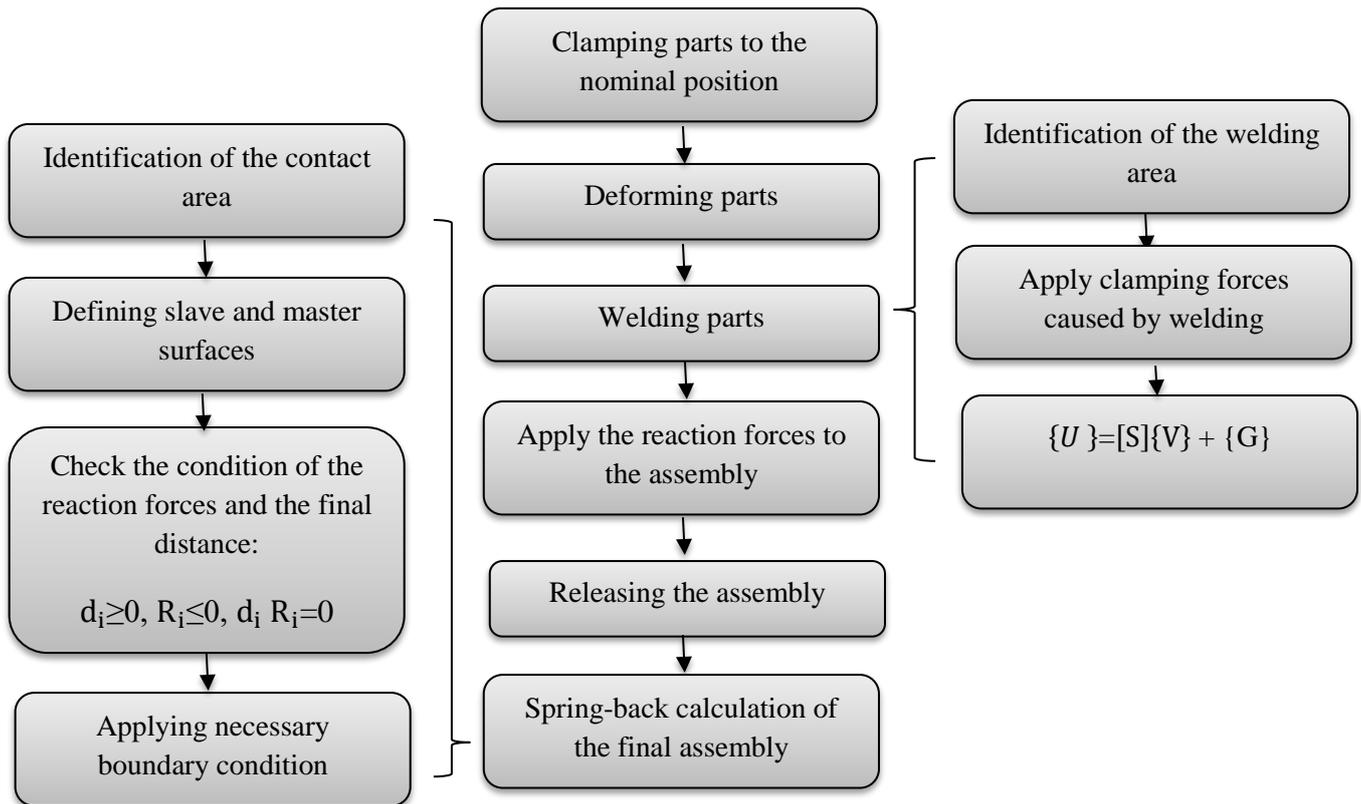


Figure 39 : Les étapes d'analyse des tolérances d'un assemblage par la modélisation du contact et intégration des effets des distorsions provoquées par la soudure

III. Étude de cas 1 : assemblage de deux plaques

Pour la validation de la méthode proposée, nous comparons les résultats de simulation de la méthode MIC en tenant compte des effets de soudage et de la modélisation des contacts entre les surfaces avec d'autres résultats de simulation sans considération de ces facteurs. Ces études de cas proposent d'effectuer une analyse des tolérances sur des assemblages déformables. Nous utilisons à cet effet un assemblage de deux plaques pour illustrer l'approche proposée pour l'analyse des tolérances en utilisant la Méthode des Coefficients d'Influence et en incluant les effets de contact et les distorsions provoquées par la soudure, afin de garantir une simulation du problème plus réaliste. Cette étude de cas explique comment les variations initiales des pièces, l'influence des contacts ainsi que les effets de soudage se propagent à la structure soudée.

1. Soudage de deux plaques

L'exemple étudié est un assemblage de deux plaques jointes par soudage comme indiqué sur la Figure 40. Le but de cet exemple est d'analyser les tolérances des plaques flexibles par la méthode des coefficients d'influence en tenant compte du contact entre les surfaces et les effets du soudage.

L'estimation du comportement des assemblages déformables est réalisée avec une méthode précédente. Il est souvent nécessaire de connaître l'état final de la structure pour permettre au concepteur de dimensionner les plaques et de définir les zones des tolérances. Le but final est de chercher l'écart moyen de la structure.

2. Géométrie et propriétés des matériaux

Les dimensions de chacune des plaques est de 700 mm x 300 mm x 1 mm. Le matériau des deux plaques est l'acier doux de module d'Young $E = 2.06 \text{ e}+5 \text{ N} / \text{mm}^2$ et de coefficient de poisson $\nu = 0,3$.

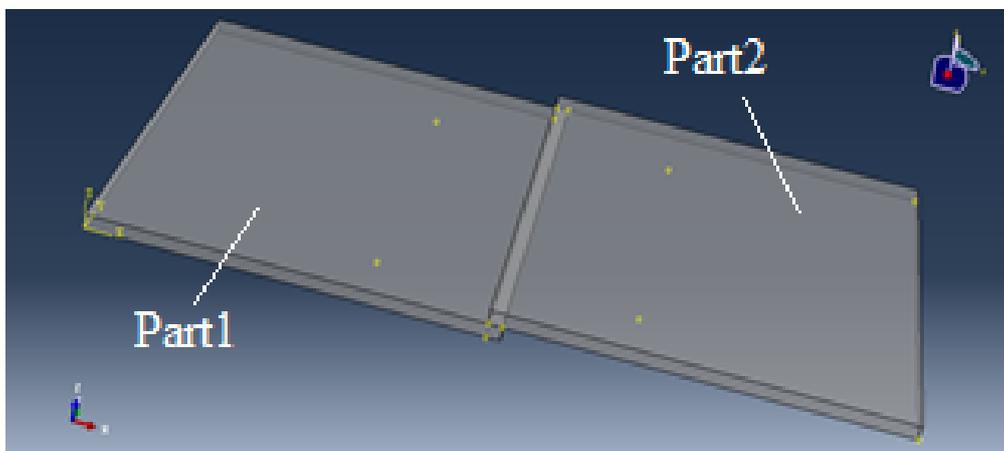


Figure 40 : Modèle géométrique de la structure assemblée

3. Hypothèses

- Les deux plaques sont considérées avec leurs défauts de forme.
- État fonctionnel : la déformation finale de l'ensemble doit être dans la zone des tolérances.

4. Sources de variation et conditions aux limites

Les sources de variation pour chaque pièce sont V1 et V3 pour la première pièce et V2 et V4 pour la deuxième pièce. Les pièces sont fixées par différents type de supports pour le maintien en position de l'ensemble comme il est montré dans la Figure 41.

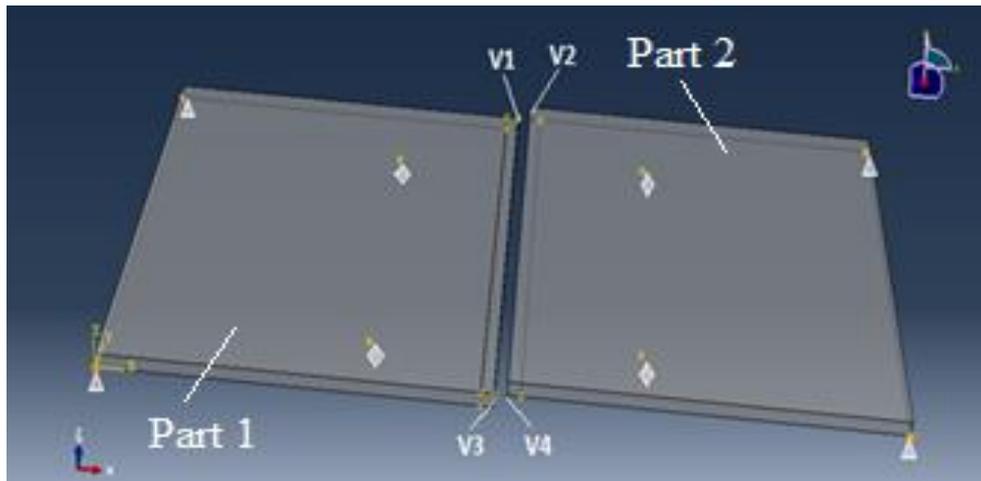


Figure 41 : Sources de variations et conditions aux limites des plaques

- ✓ ◇ Supports
- ✓ △ Encastrement

Ici, les pièces de l'assemblage sont jointes et nous appliquons les forces de réaction R1, R2, R3, R4, R5, R6, R7, R8 calculées par la méthode MIC. Le schéma de l'assemblage soudé est détaillé sur la Figure 42, où les lignes rouges représentent la zone de la soudure.

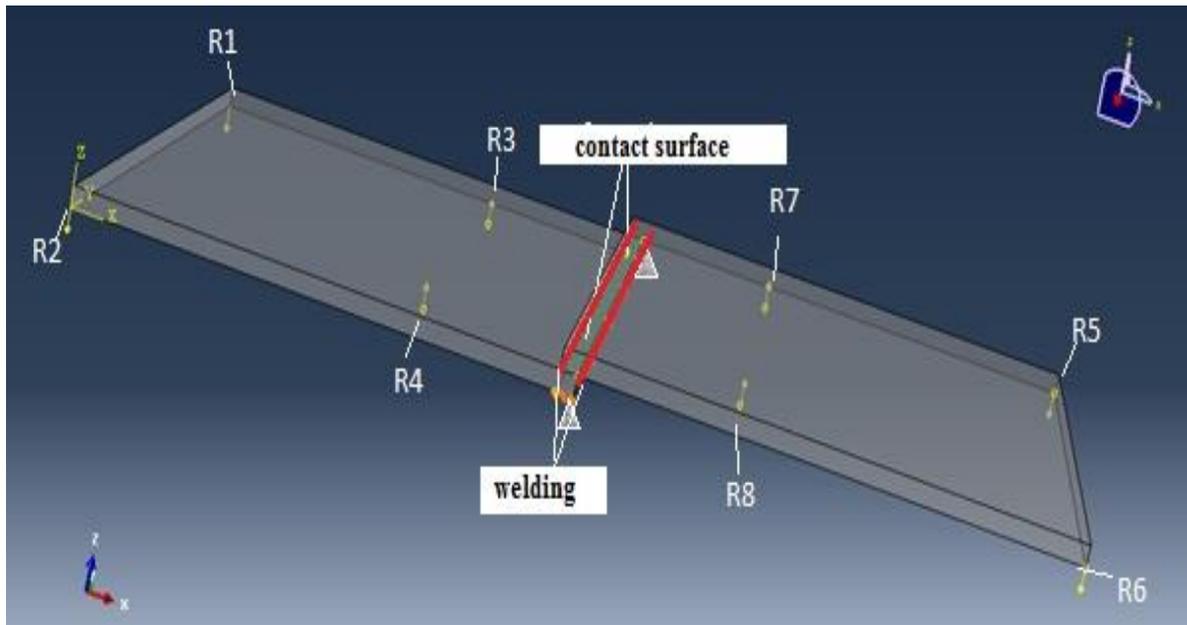


Figure 42 : Forces de réaction et l'état limite pour l'assemblage des tôles soudées

- ✓ ◇ Supports
- ✓ △ Encastrement

5. Résultats de la simulation

Afin de vérifier le nouvel algorithme, nous avons effectués des simulations de la même géométrie suivant trois méthodes différentes :

- Méthode des coefficients d'influence ;
- Méthode des coefficients d'influence avec considération des effets de contact et des effets de soudage ;
- Méthode de Monte Carlo.

Les moyennes des déplacements finals, pour tous les nœuds après le retour élastique, sont enregistrées pour chaque itération. Les mêmes ensembles de variables ont été utilisé dans les trois simulations (Figure 43).

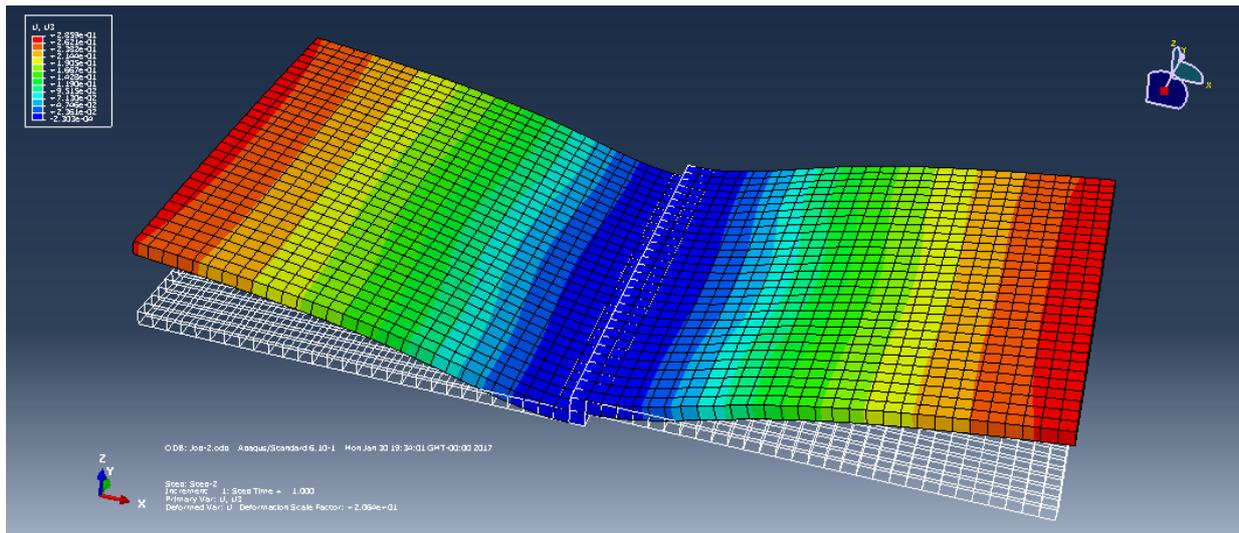


Figure 43 : Résultat de simulation du modèle proposé

6. Comparaison des résultats

Deux comparaisons sont effectuées, la première entre la méthode MIC et la méthode MMC. Cette comparaison montre que, lorsque la modélisation de contact entre les surfaces et les effets de soudure ne sont pas pris en compte dans la méthode MIC, les résultats ne sont pas identiques à ceux de la méthode MMC (Figure 44). Par contre dans la deuxième comparaison entre la méthode MIC avec la considération des affects de contact entre les surfaces et les effets de soudure et la méthode MMC, les résultats sont très proches (Figure 45). Cela signifie que la méthode MIC avec la considération des contacts et des effets du soudage est plus précise que la méthode MIC de base. En effet, dans la méthode proposée la modélisation du mécanisme est plus proche du model réel puisque on a considéré tous les facteurs influents la qualité de l'assemblage. Ainsi la méthode MIC proposée empêche l'interpénétration entre les plaques soudées.

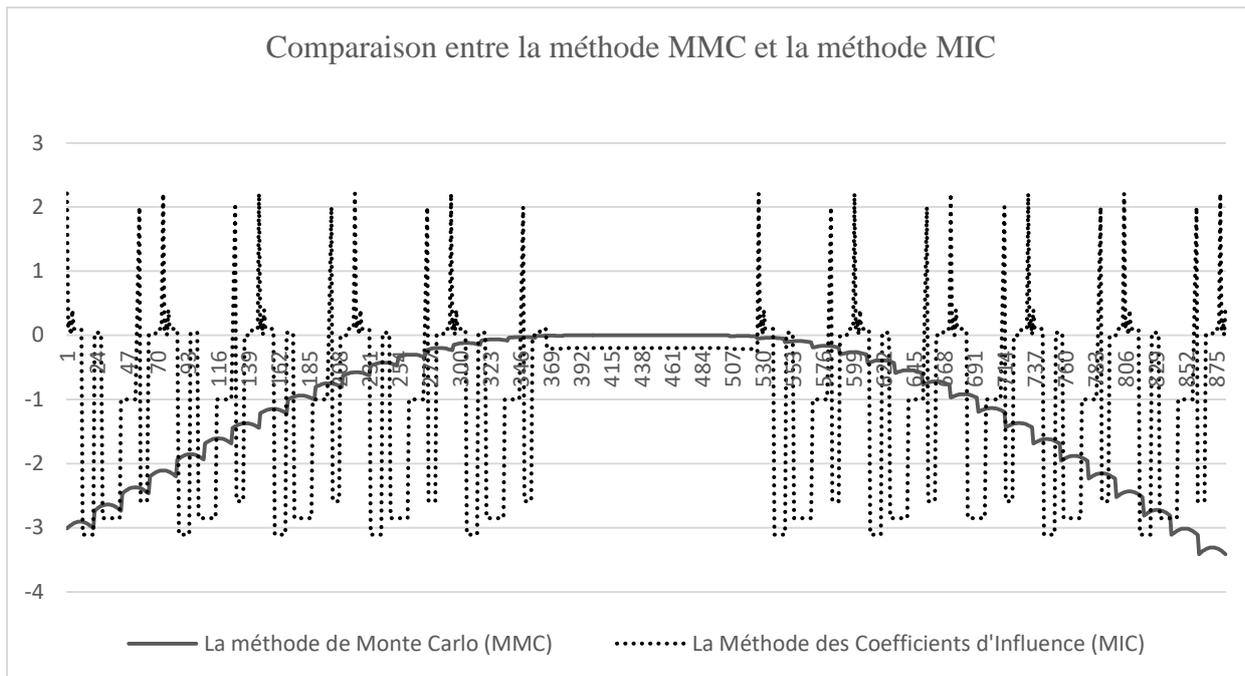


Figure 44: Comparaison des déplacements moyen en millimètre suivant l'axe Z entre la méthode MMC et la méthode MIC

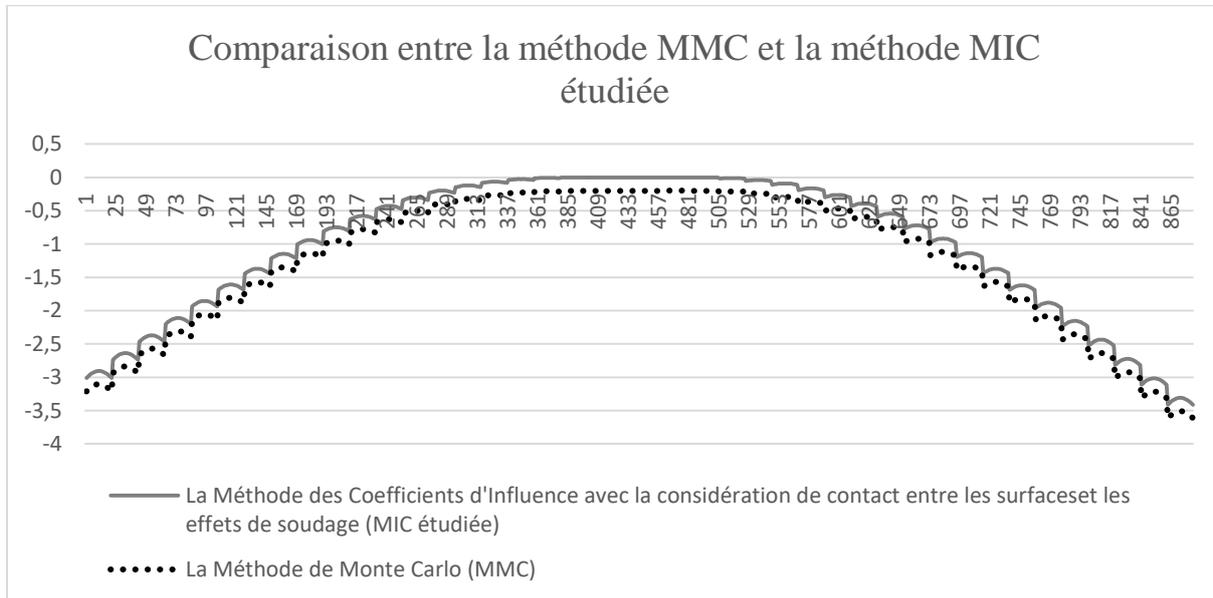


Figure 45 : Comparaison des déplacements moyen en millimètre suivant l'axe Z entre la méthode MMC et la méthode MIC étudiée

IV. Étude de cas 2 : tube transversal automobile

Dans ce deuxième exemple, nous étudions un assemblage, obtenu par soudage, d'un tube transversal et d'un support de fixation différentiel. La Figure 46 illustre la zone de soudure qui est représentée par un cercle rouge et le contact entre le tube transversal et le support de fixation différentiel. Après l'application de la Méthode des Coefficients d'Influence avec la modélisation des contacts et avec la considération des effets de soudage, nous avons calculé les forces de réaction R_1 , R_2 et R_3 . Ensuite nous avons calculé et enregistré les déplacements après l'assemblage.

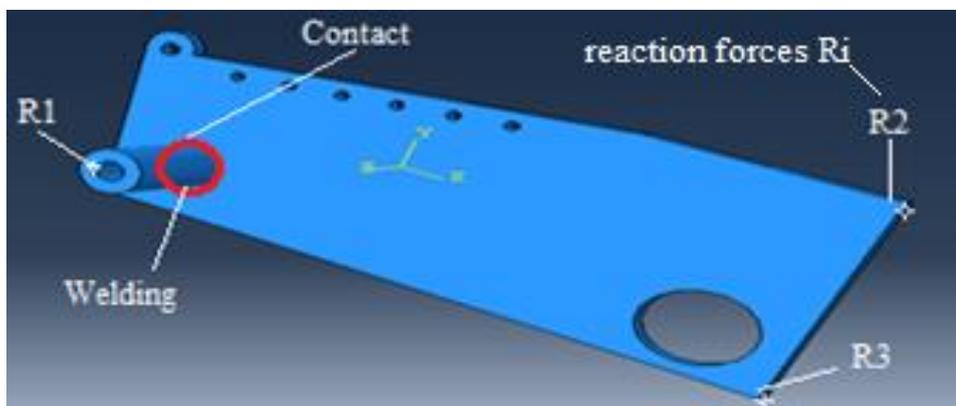


Figure 46: Tube transversal soudé au support de fixation différentiel

La Figure suivante montre une nette différence entre les résultats d'analyse des tolérances des assemblages déformables obtenus en utilisant la méthode MIC classique et la méthode de Monte Carlo. Ce qui signifie l'importance de l'intégration des effets de contact et des effets de soudage dans la méthode MIC dont les résultats d'analyse sont proches de la méthode MMC (Figure 47).

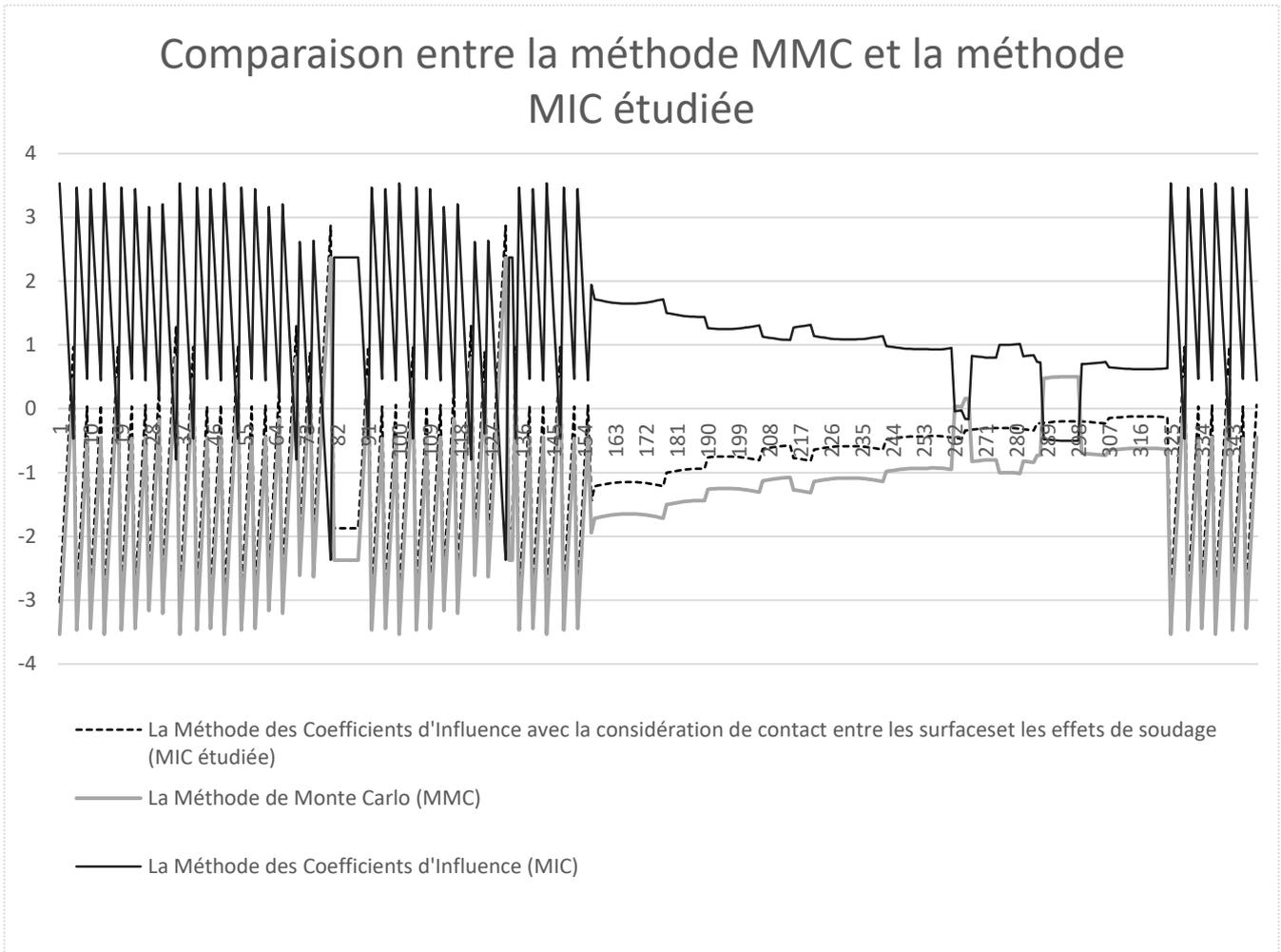


Figure 47 : Comparaison entre la méthode MMC, la méthode MIC et la méthode MIC étudiée

V. Conclusion

Ce chapitre a présenté un algorithme qui intègre les distorsions provoquées par la soudure et de contact entre les surfaces dans une méthode MIC. Cet algorithme peut être implémenté et utilisé pour étudier l'influence de ces effets sur le processus d'assemblage. Cet algorithme a été vérifié dans deux études de cas. Le premier est un exemple simple de deux plaques assemblées par soudage et la deuxième est un assemblage d'un tube transversal et d'un support de fixation différentiel. L'analyse de ces études de cas montre que l'analyse des tolérances avec la Méthode des Coefficients d'Influence et avec l'intégration des effets de soudage et de contact entre les surfaces peut être simulée avec une bonne précision en comparaison avec la méthode MIC de base.

CHAPITRE

5

APPLICATION A UN CAS INDUSTRIEL

Résumé

L'objectif de ce chapitre est de mener une étude de cas qui vise à valider nos études théoriques présentées dans les chapitres précédents, dans lesquels nous avons illustré l'influence du soudage par point, du contact entre les surfaces ainsi que des défauts de forme, sur l'analyse des tolérances des assemblages déformables. L'exemple traité s'agit d'un assemblage dans l'industrie automobile.

Sommaire

- I. Introduction
 - II. Présentation du cas d'étude
 - III. Analyse des tolérances
 - 1. Simulation
 - 2. Cas pratique
 - 3. Comparaison
 - IV. Exploitation des résultats
 - 1. Actions correctives sur les tolérances
 - 2. Actions correctives sur la conception
 - V. Conclusion
-

I. Introduction

Une étude de cas industriel d'un treillis supportant des câbles et des tuyauteries pour un avion a été traitée dans la thèse d'Alain Stricher [1]. Une autre étude de cas a été étudiée dans le but de valider une proposition qui développe la méthode des coefficients d'influence [2]. Wärmefjord a validé ces études concernant sa méthode pour inclure la séquence de soudage dans la simulation des variations sur un cas industriel [3]. L'article de Ali Hashemian vise à développer et valider sur un cas industriel une nouvelle méthodologie pour l'analyse de la variation des pièces et des assemblages métalliques flexibles basé sur l'analyse de contact non linéaire et incluant l'effet de la covariance géométrique [4]. Une autre étude expérimentale, dans laquelle ils ont développé une procédure systématique de l'analyse de variation dimensionnelle non linéaire pour les assemblages flexibles. Cette méthode se base principalement sur la méthode des éléments finis, mais avec la considération du contact, à l'aide de la prise en compte de la force de frottement entre les surfaces assemblées [5]. La méthodologie proposée dans ce travail, dans les chapitres précédents, propose des optimisations d'analyse des tolérances des assemblages déformables. La Méthode des Coefficients d'Influence a été choisie comme méthode de base dans cette thèse. Nous avons proposé plusieurs modifications au niveau de la modélisation et de calcul pour arriver à des résultats optimaux.

Une étude de cas expérimentale a été effectuée au sein de l'usine Renault-Nissan Tanger, Maroc, afin d'évaluer l'efficacité de l'approche développée. L'ensemble étudié est la partie devant du véhicule J92. Pour cela nous avons effectué une analyse des tolérances théorique, qui a été comparée avec des mesures réelles. Ce qui permet la confrontation des résultats de simulation, à des résultats réels. Cela permettrait de conclure quant aux performances de la simulation de l'assemblage, et également la validation des méthodes de prédiction de variation qui ont été étudiées dans les chapitres précédents.

II. Présentation du cas d'étude

L'application industrielle destinée à la validation des travaux de recherches présentées précédemment consiste en une analyse des tolérances de la partie devant de la caisse du véhicule J92 qui se compose de plusieurs pièces flexibles. Les documents de la conception détaillée de la caisse sont donnés par le département d'ingénierie au sein de l'usine. Cette

caisse doit être assemblée d'une façon qui permette au pare-brise d'être assemblée sans avoir des problèmes d'étanchéité ou de serrage qui causent des fissures pendant le processus l'assemblage (Annexe 1). La Figure 48 montre le modèle géométrique de cette partie devant de la caisse.

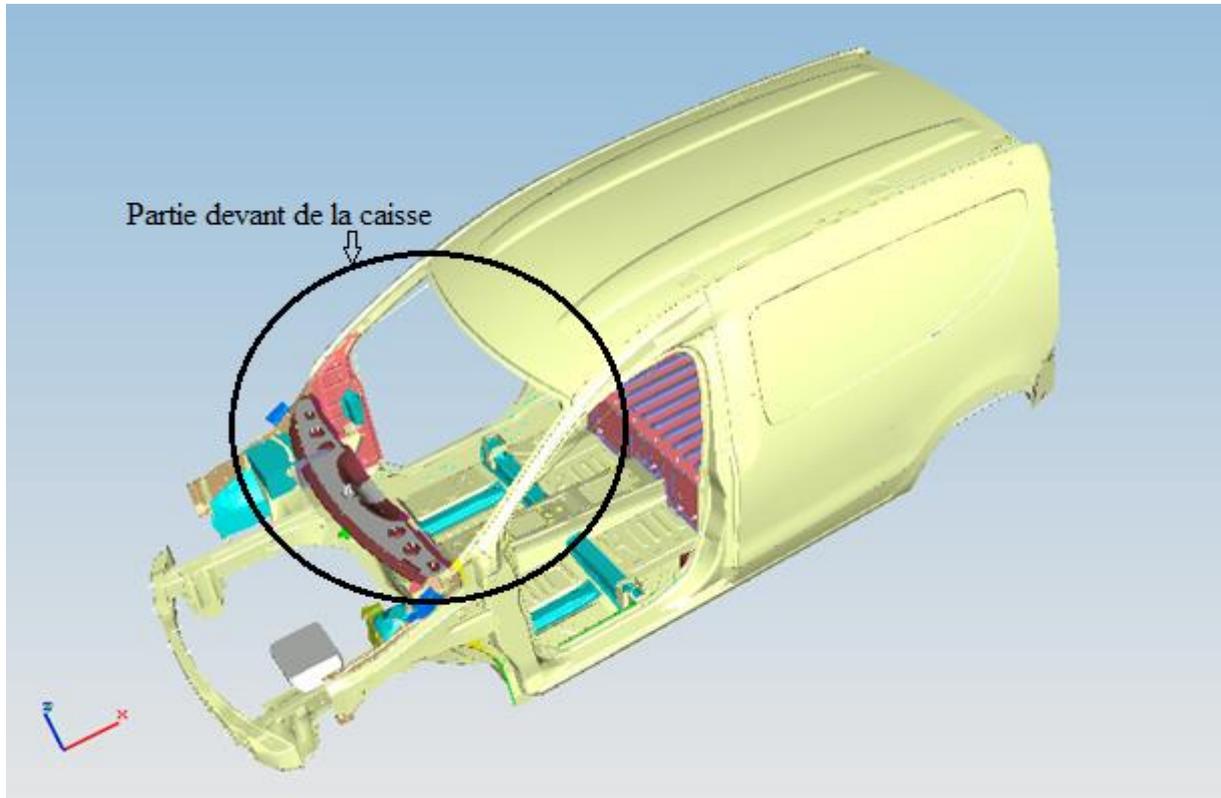


Figure 48 : Modèle géométrique de la partie devant de la caisse du véhicule J92

Dans le processus de fabrication l'emboutissage constitue le point de départ, la matière première arrive sous forme des bobines d'acier. Celles-ci sont déroulées puis découpées et frappées pour obtenir des pièces embouties. Par la suite la phase de tôlerie vient, cette phase a pour rôle d'assembler les pièces embouties pour former la carrosserie de la caisse. L'ensemble subit plusieurs traitements, après la peinture de la carrosserie qui se fait dans un environnement clos où la caisse nettoyée passe dans différents bains protecteurs et avant de recevoir sa teinte définitive. Finalement le montage est la dernière étape du processus de fabrication où la caisse peinte reçoit ses composants intérieurs et son groupe motopropulseur. Tous les éléments mécaniques sont assemblés lors de cette étape, en plus de la miroiterie, le poste de conduite et de l'habillage intérieur. En parallèle, des ateliers de préparation permettent l'assemblage des sous éléments, comme les châssis et les roues. La finition et les retouches sont aussi prévues lors de cette dernière phase.

Nous présentons dans la Figure 49 ci-dessous les différentes étapes à partir des opérations d'emboutissage jusqu'à la livraison des véhicules.

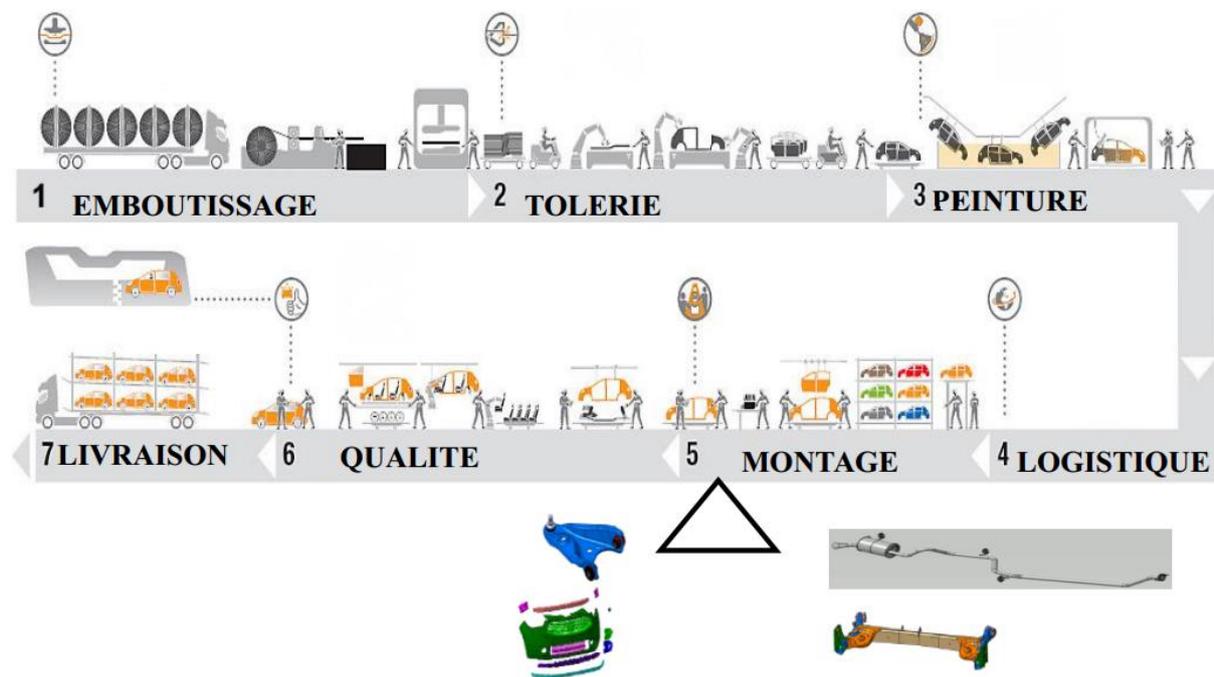


Figure 49: Processus de fabrication au sein d'usine Renault Tanger Exploitation

Pour la fiabilisation du produit marocain, les véhicules doivent être d'une performance et d'une qualité très élevées. Dans ce sens, le contrôle de la qualité prend une place importante et s'accroît pour satisfaire les attentes du client et le plus important assurer sa sécurité.

III. Analyse des tolérances

L'objectif étant d'estimer la propagation de la variation des pièces à leurs assemblages à l'aide des méthodes proposées dans les chapitres précédents en tenant compte dans ce cas du soudage par point et des défauts de forme ainsi que le contact entre les surfaces. L'objectif est de comparer les résultats de simulation avec les résultats des mesures de déformation réelle.

1. Simulation

Pour introduire les sources de variation $\{V\}$ On a généré des variables aléatoires suivant une distribution normale pour chaque pièce à l'aide des dix premiers modes propres. Nous avons réalisé 1000 tirages aléatoires pour lesquels nous avons calculé la matrice de

sensibilité avec la Méthode des Coefficients d'Influence proposée dans les chapitres 3 et 4. Puis nous avons calculé les paramètres de contrôle pour chaque pièce, dans notre cas ce sont les déplacements des points extrêmes des surfaces concernées ainsi que les déplacements des points extrêmes de leur assemblage à l'aide de l'équation suivante :

$$\{U\} = [S]\{V\} + \{G\} \quad (19)$$

Pour la vérification de la conformité des assemblages, il faut que les paramètres de contrôle restent dans l'intervalle de tolérance, ceci est représenté avec les inéquations suivantes :

$$-t \leq U \leq t \quad (20)$$

L'algorithme qui combine tous les facteurs étudiés précédemment pour la performance de la méthode d'analyse des tolérances des assemblages déformables est présenté sur la Figure 50.

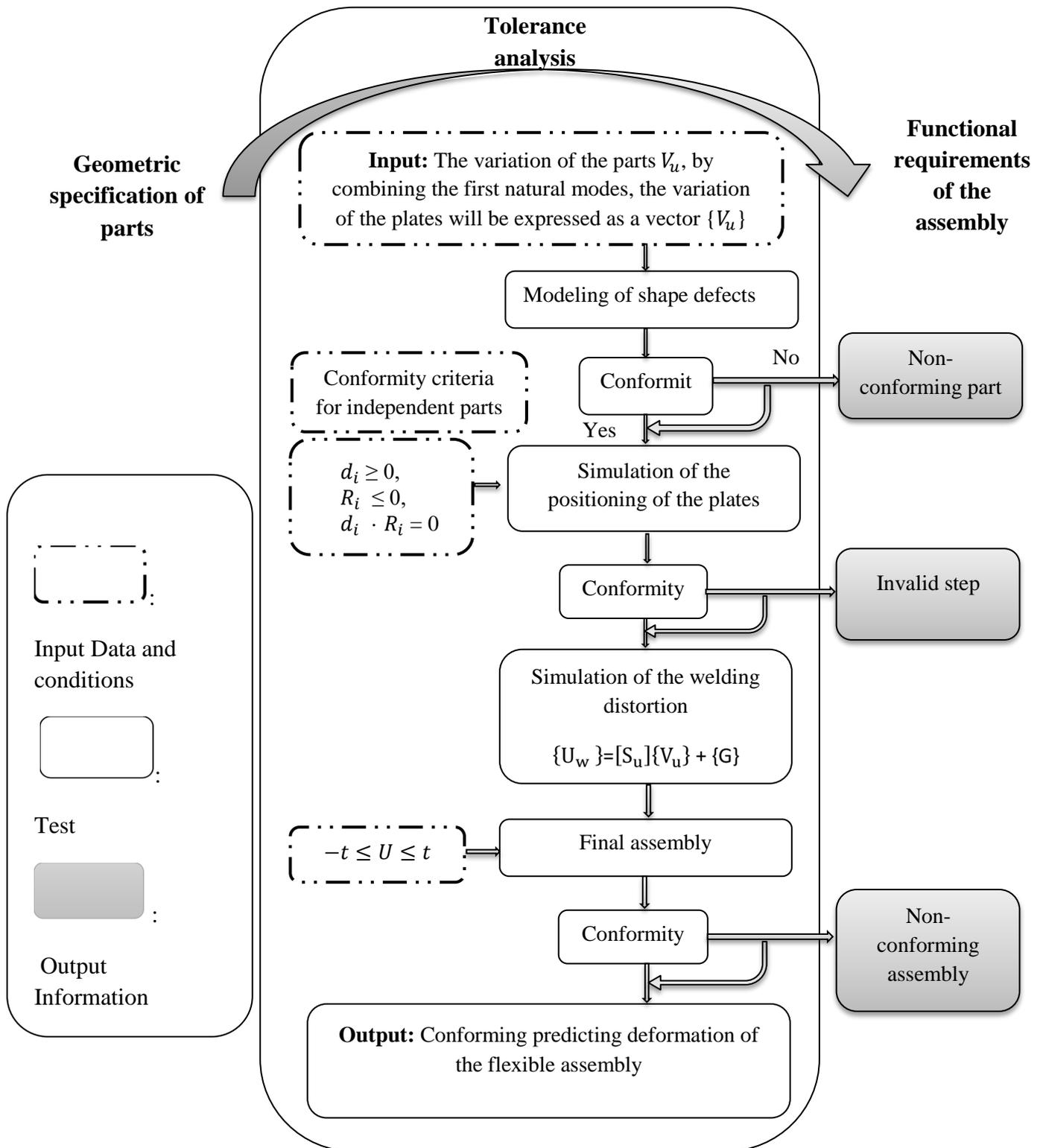


Figure 50: Algorithmes d'analyse d'un assemblage déformable

Dans l'analyse de la variation des pièces flexibles, les sources de variation sont généralement les écarts initiaux des composants. Pour faciliter le calcul, il est courant de sélectionner quelques points sur les composants et considérer leurs déviations correspondantes comme des variables d'entrée. Dans la présente étude, les déviations initiales sont : les points 3,4, 6, 16, 21, 64,66 90, 111,112 pour la coté caisse gauche (Annexe 2), la variation des points 1, 21, 23, 38,53, 84, 101, 103, 121, 123,153 pour le pavillon (Annexe 3), la variation des points 3,4, 6, 16, 21, 64,66 90, 111,112 pour la coté caisse droite (Figures 55 et 56) et finalement les points 1, 4 ,11 ,12 ,22 ,41 ,101 ,111 ,121 ,122 ,141 sont les variations des points de l'élément Fermeture Tibe (Annexe 4).

Les Figures 57, 58, 59, 60, 61, 62 représentent les historiques des points de contrôle du coté caisse droite.

Pour les variables de sorties nous avons la variation des points 1, 2, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 22, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118,119 ,121 ,122 ,123 ,124 (Figures 64,65,66, Annexe 7) pour la structure assemblée.

La conception des pièces est faite à l'aide du logiciel CATIA Figure 51.

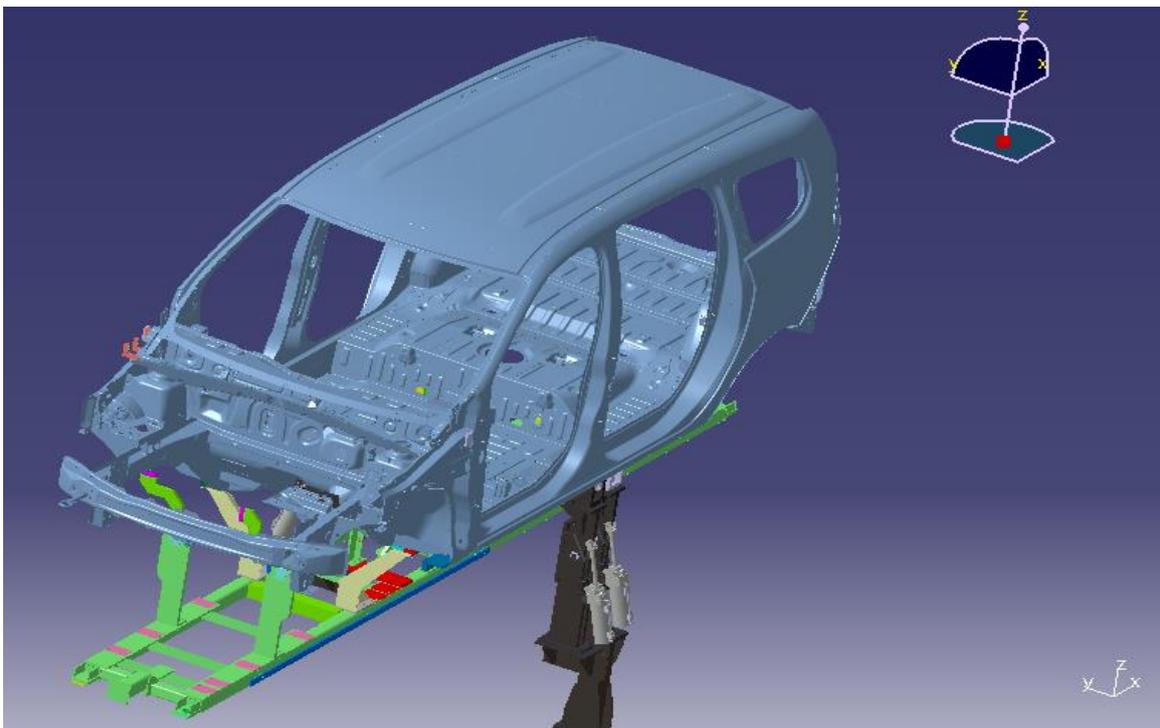


Figure 51: Conception sur CATIA de la partie devant de la caisse du véhicule J92

Le schéma détaillé des points de soudage de la partie devant de la caisse du véhicule J92 est présenté sur les Figures 52,53 et 54. Chaque point de soudage est présenté par une référence qui sera détaillé sur le tableau de l'Annexe 6.

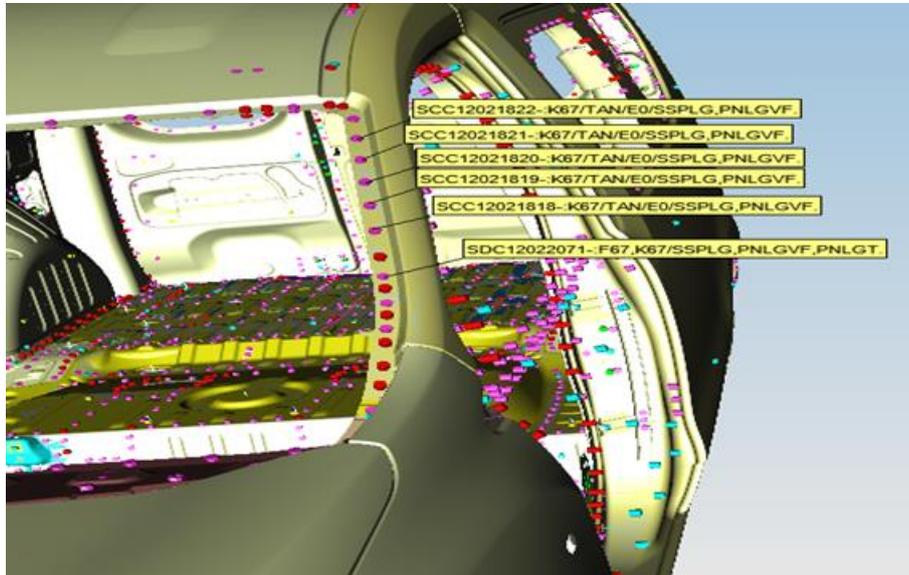


Figure 52 : Types de liaisons de la partie devant de la caisse droite et gauche du véhicule J92

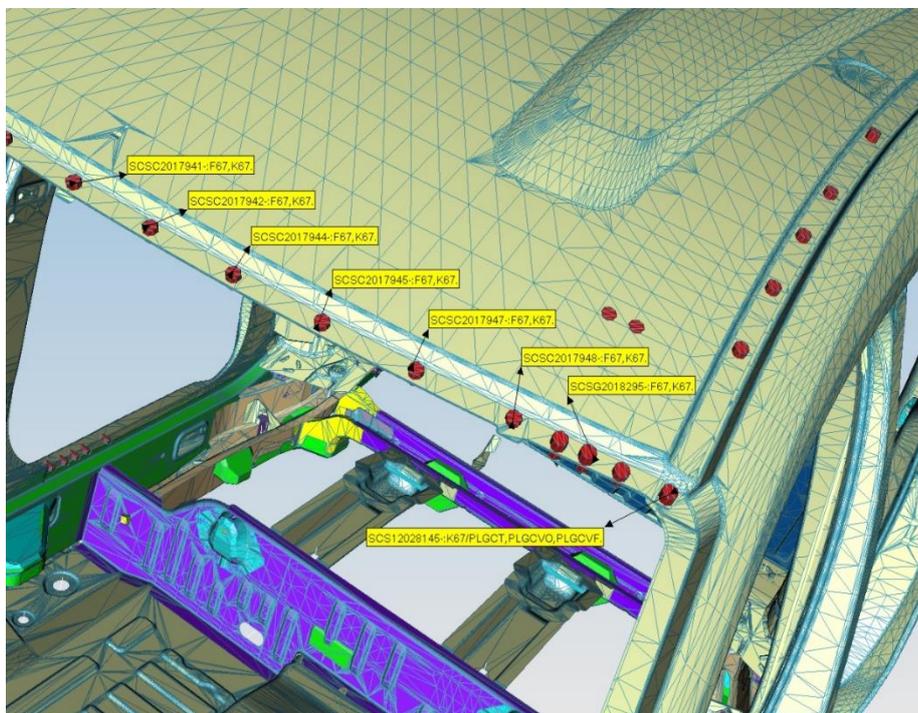


Figure 53 : Types de liaisons de la partie devant de la caisse en haut du véhicule J92

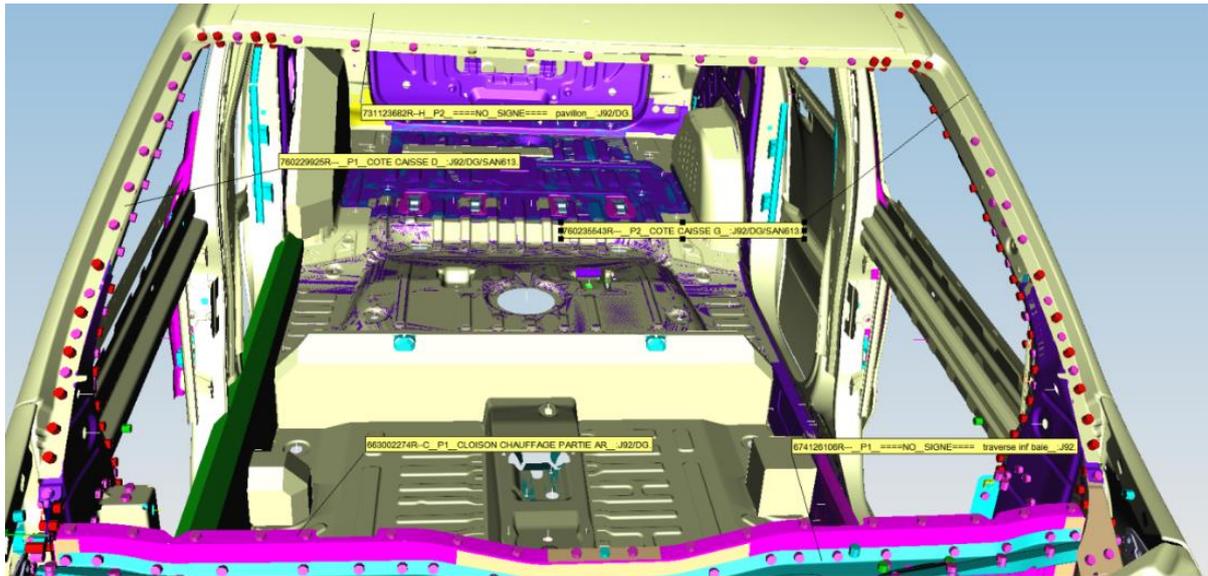


Figure 54 : Les pièces et les types de liaisons de la partie devant de la caisse du véhicule J92

2. Cas pratique

- Variation des pièces

Le contrôle 3D se fait après l'emboutissage des pièces, pour la vérification de leur conformité aux spécifications demandées. Un exemple de contrôle du coté caisse droite est présenté dans les Figures suivantes, ainsi que l'historique des mesures des écarts des points de contrôle, un exemple est présenté dans les Figures ci-dessous illustre l'historique du contrôle d'un point parmi les points auxquels nous nous intéressons dans cette étude.

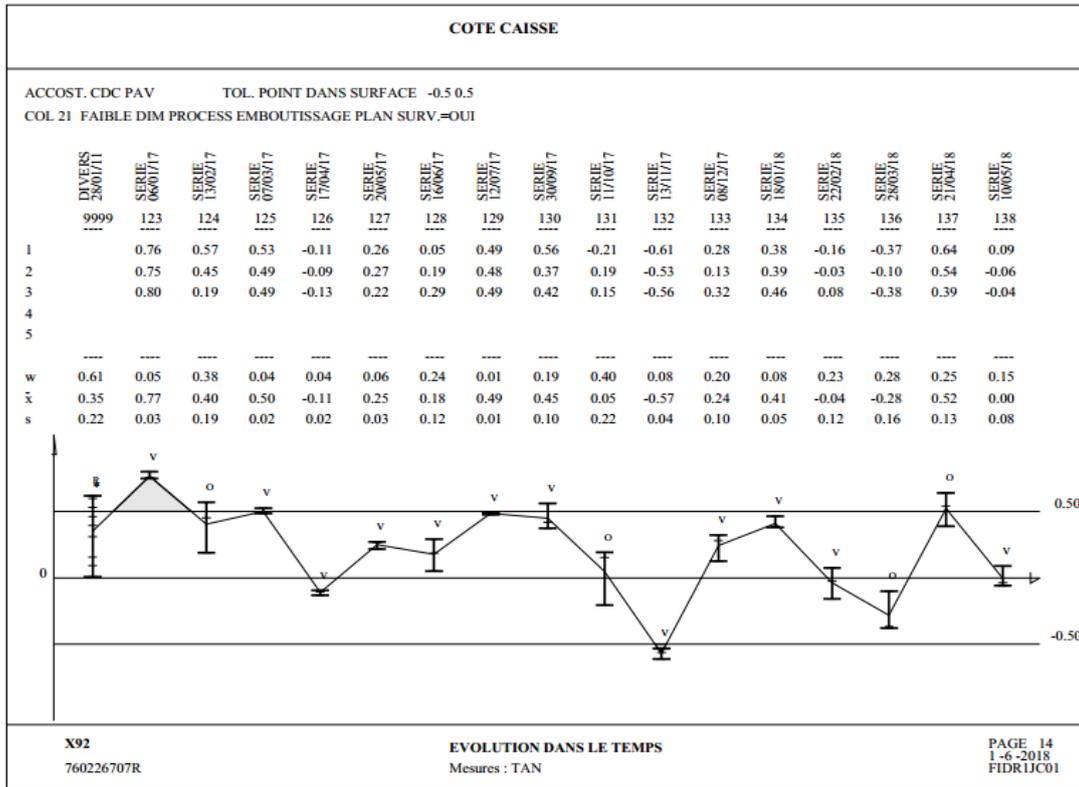


Figure 57: L'historique du point de contrôle numéro 21 du coté caisse droite

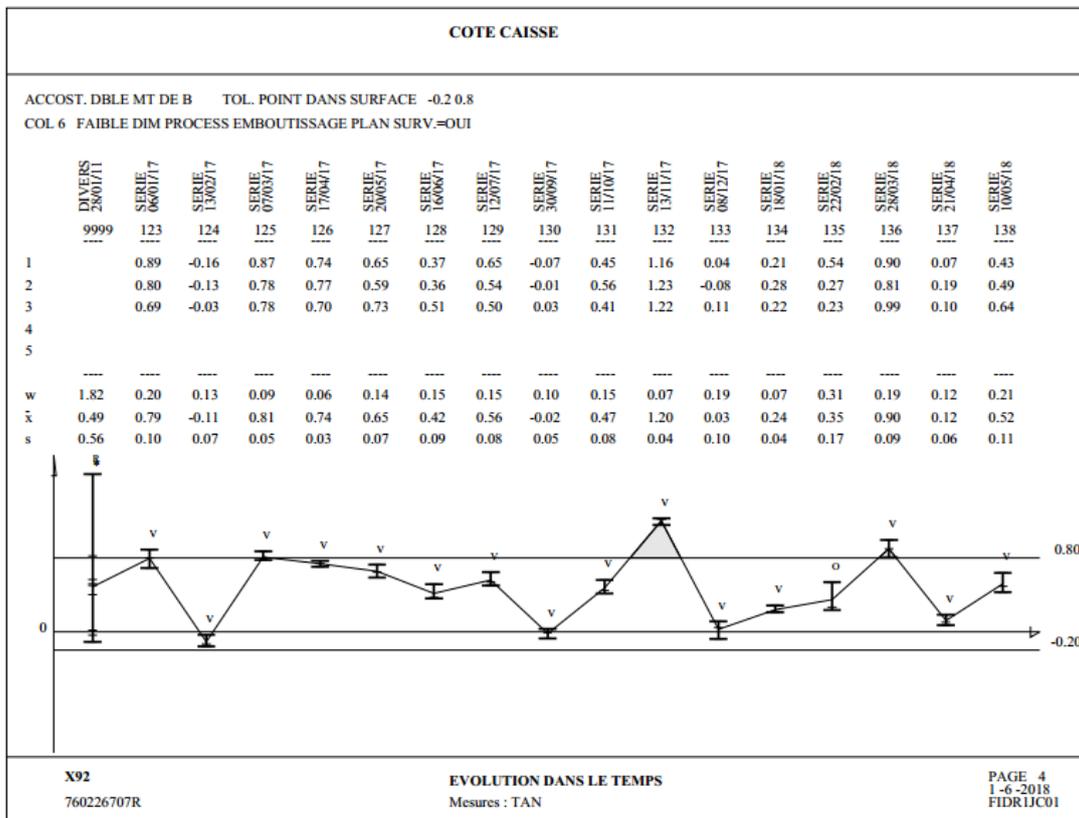


Figure 58 : L'historique du point de contrôle numéro 6 du coté caisse droite

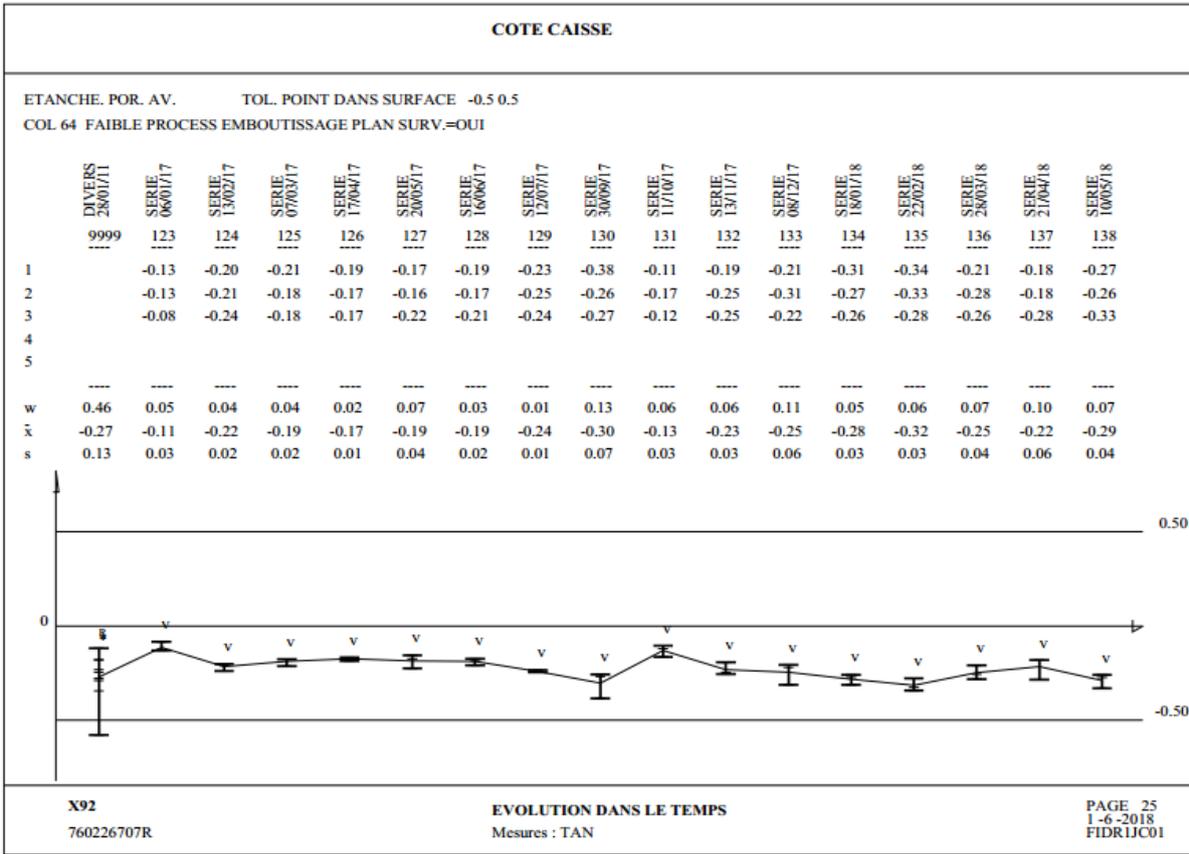


Figure 59: L'historique du point de contrôle numéro 64 du coté caisse droite

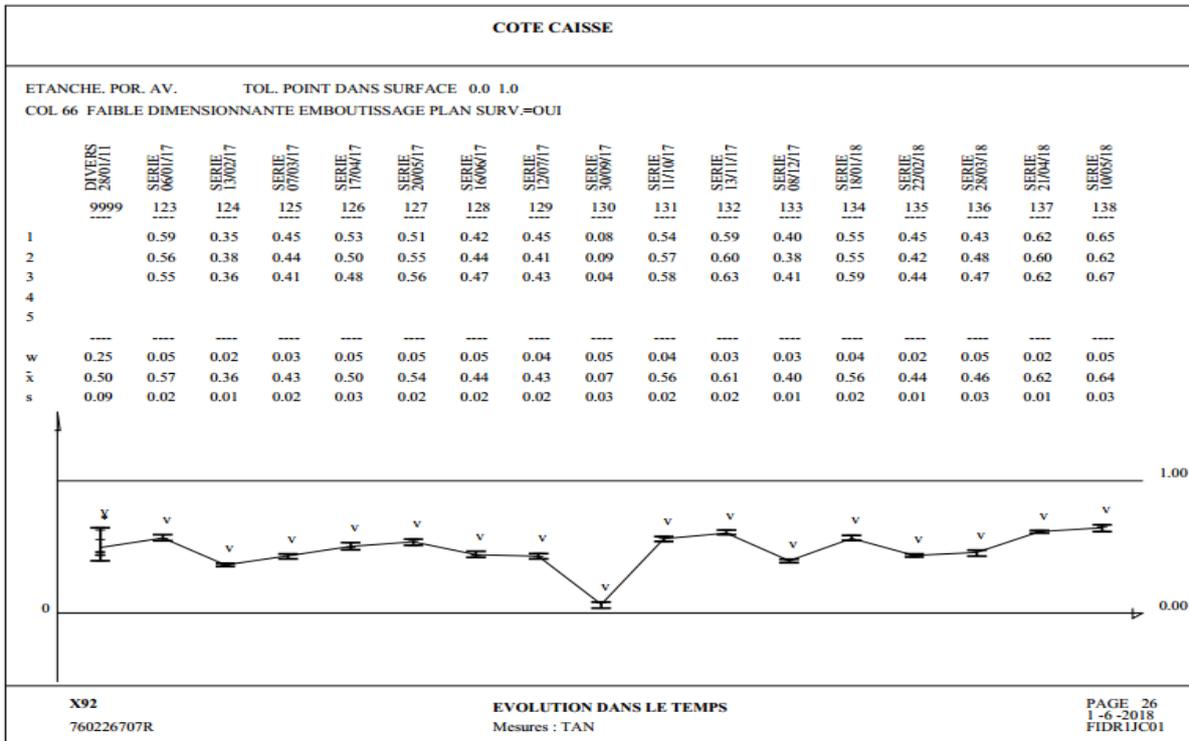


Figure 60: L'historique du point de contrôle numéro 66 du coté caisse droite

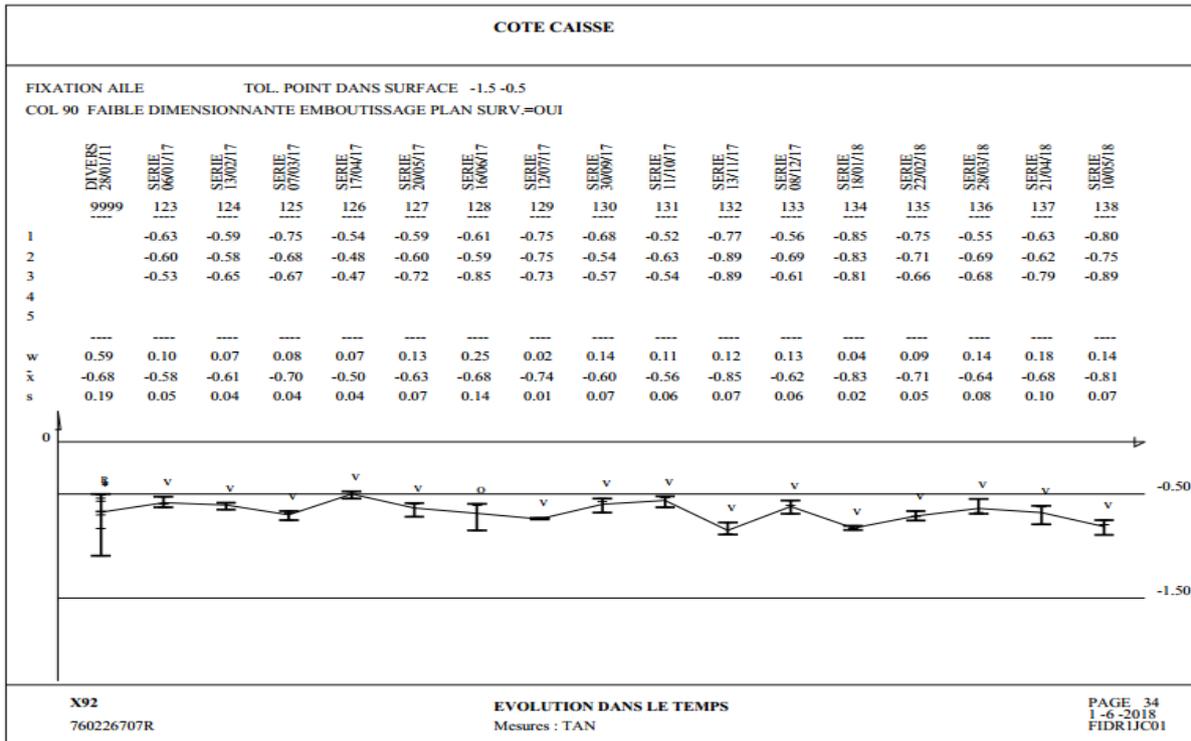


Figure 61: L'historique du point de contrôle numéro 90 du coté caisse droite

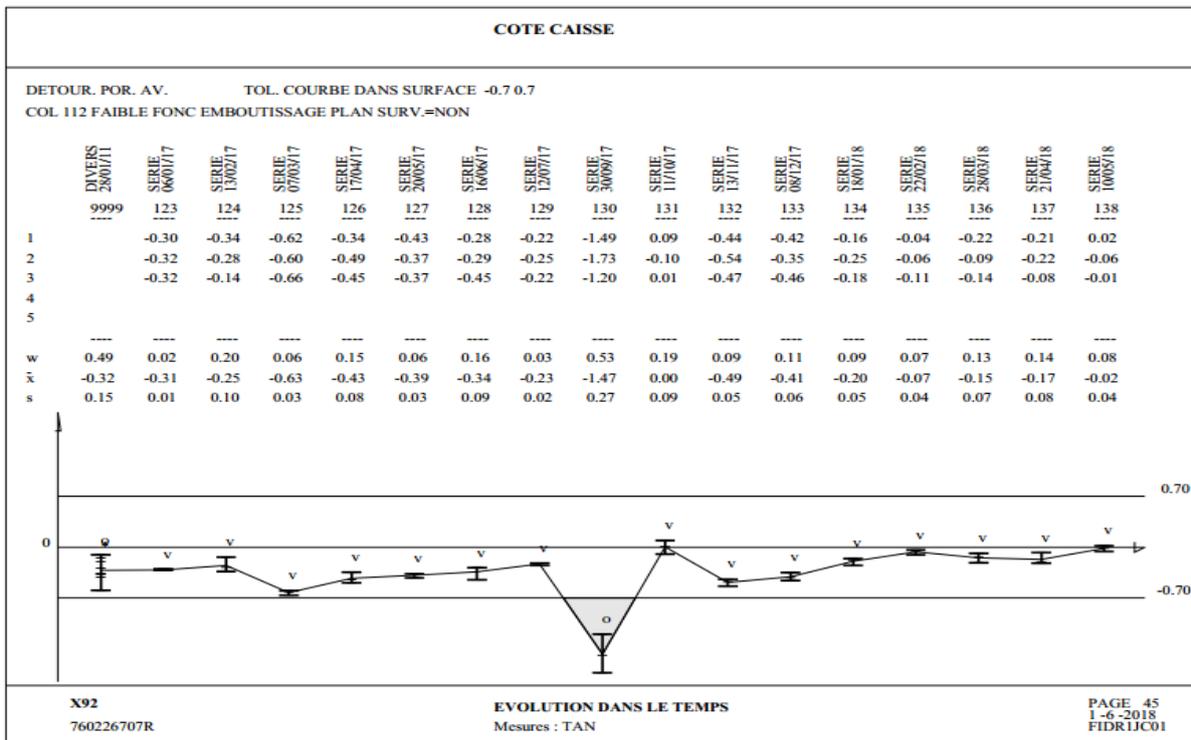


Figure 62: L'historique du point de contrôle numéro 112 du coté caisse droite

Ainsi on représente dans l'Annexe 1, la moyenne et l'étendue de l'écart des points de contrôle du coté caisse gauche, l'Annexe 2 représente les résultats des points de contrôle pour le pavillon et l'Annexe 3 représente ceux de l'élément Fermeture Tibe.

- Variation de l'assemblage

La caisse assemblée est contrôlée à la salle de contrôle 3D pour la vérification de sa conformité (Figure 63). La Figure montre les écarts de la partie devant du châssis du véhicule J92 avec l'élément de référence qui est le pare-brise.



Figure 63: Contrôle 3D de la caisse assemblée

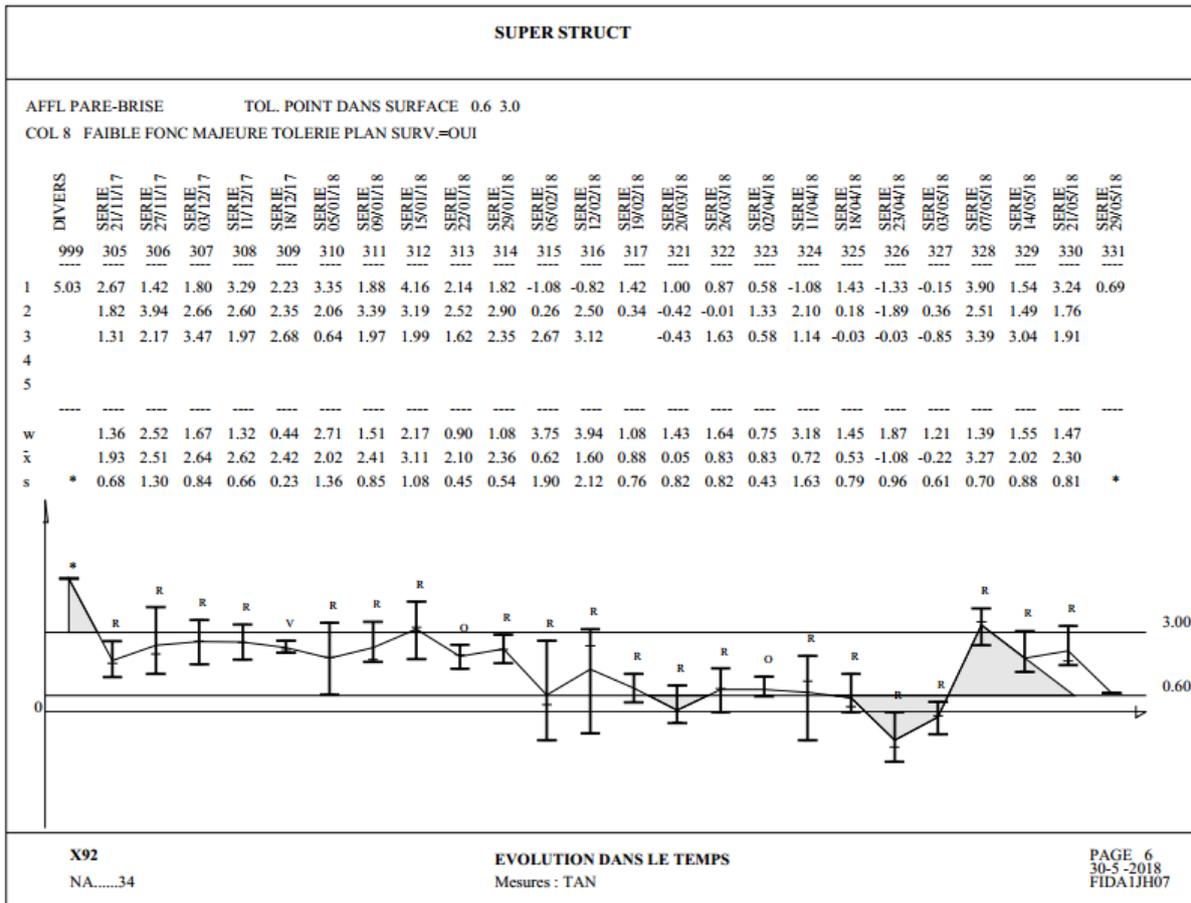


Figure 66 : Vérification des variations des points de contrôle dans la zone de tolérance du point numéro 8 dans la caisse assemblée

3. Comparaison

Le déplacement final de tous les nœuds après les écarts la déviation du retour élastique est enregistré pour chaque itération et pour un cas réel. Deux comparaisons sont faites à partir du résultat de :

1. la simulation avec la méthode des coefficients d'influence proposée ;
2. un cas pratique dans l'industrie automobile.

La Figure 67 présente les résultats obtenus. Il y a une légère différence entre les résultats ce qui signifie une bonne précision de la Méthode des Coefficients d'Influence proposée pour l'estimation de la déformation des assemblages déformables.

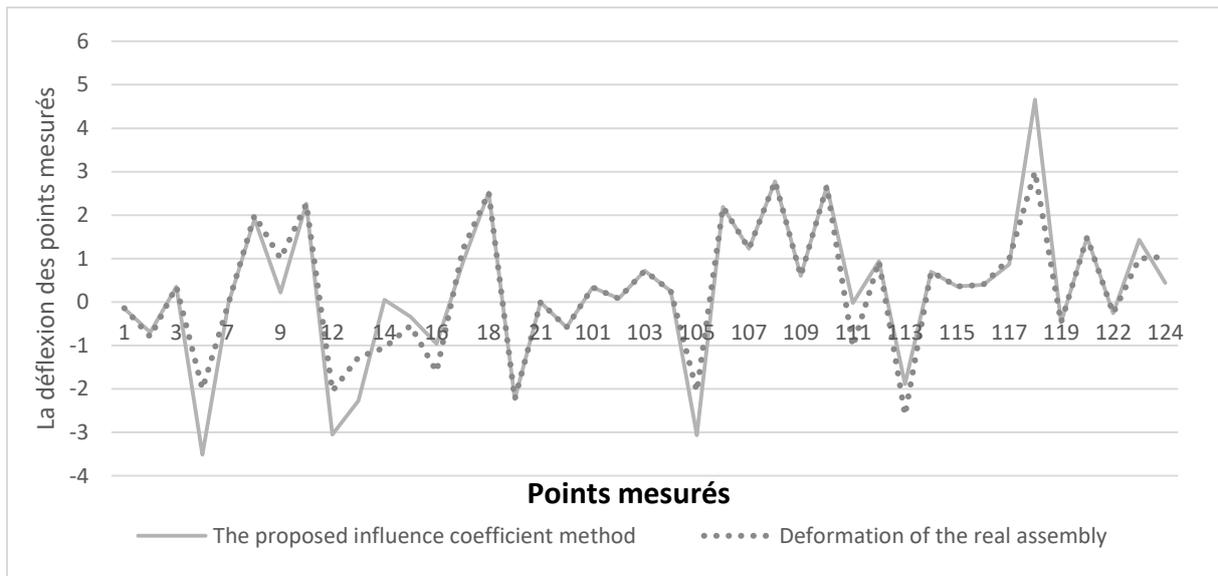


Figure 67: Comparaison entre les valeurs de la méthode coefficient d'influence et les mesures réelles

IV. Exploitation des résultats

Ce processus d'estimation des variations des pièces et des assemblages déformables peut mener différentes actions correctives au niveau de tolérancement. L'objectif est l'obtention d'un taux de conformité ou d'assemblabilité proche de 100% pour une qualité géométrique des pièces respectant les capacités des procédés et un coût de fabrication minimal.

1. Actions correctives sur les tolérances

Les actions correctives relatives au tolérancement consisteront à optimiser les intervalles de tolérances en fonction de la criticité des défauts concernés et des coûts de fabrication vis-à-vis de la qualité géométrique demandée. Cela doit se faire dans le respect des capacités des procédés de fabrication de ces pièces jusqu'à obtention d'un taux de conformité élevé et d'un coût de fabrication satisfaisant.

Dans notre cas d'application industrielle, il faudra exiger une excellente précision sur les points de soudage et maximiser les jeux fonctionnels de ces liaisons.

2. Actions correctives sur la conception

Du point de vue conception, les actions correctives envisageables seront sur l'élément Fermeture Tibe à cause de la concentration des défauts au niveau de cette zone et ainsi revoir le choix technologique afin d'augmenter la conformité de la partie devant du véhicule J92.

Pour l'élément Fermeture Tibe (Annexe 4) par exemple, on pourra envisager de modifier la nature des liaisons en définissant par exemple des trous oblongs pour le passage des vis dans les liaisons sont modélisées par des connexions avec la couleur bleue (Figure 68). Dans le modèle, cela se traduit par la suppression d'une ou plusieurs relations cinématiques de connexion fixant les degrés de liberté en translation ou en rotation, d'où la diminution de la contrainte dans les vis qui se traduit par un boulonnage plus facile de ces liaisons.

L'emplacement des parties A1 et A2 (Figure 69), est modifié et elles sont fixées sur la partie intérieure des boîtes des amortisseurs des roues devant B1 et B2 (Figure 70). Les points de soudage du modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe modifié sont représenté dans la Figure 71.

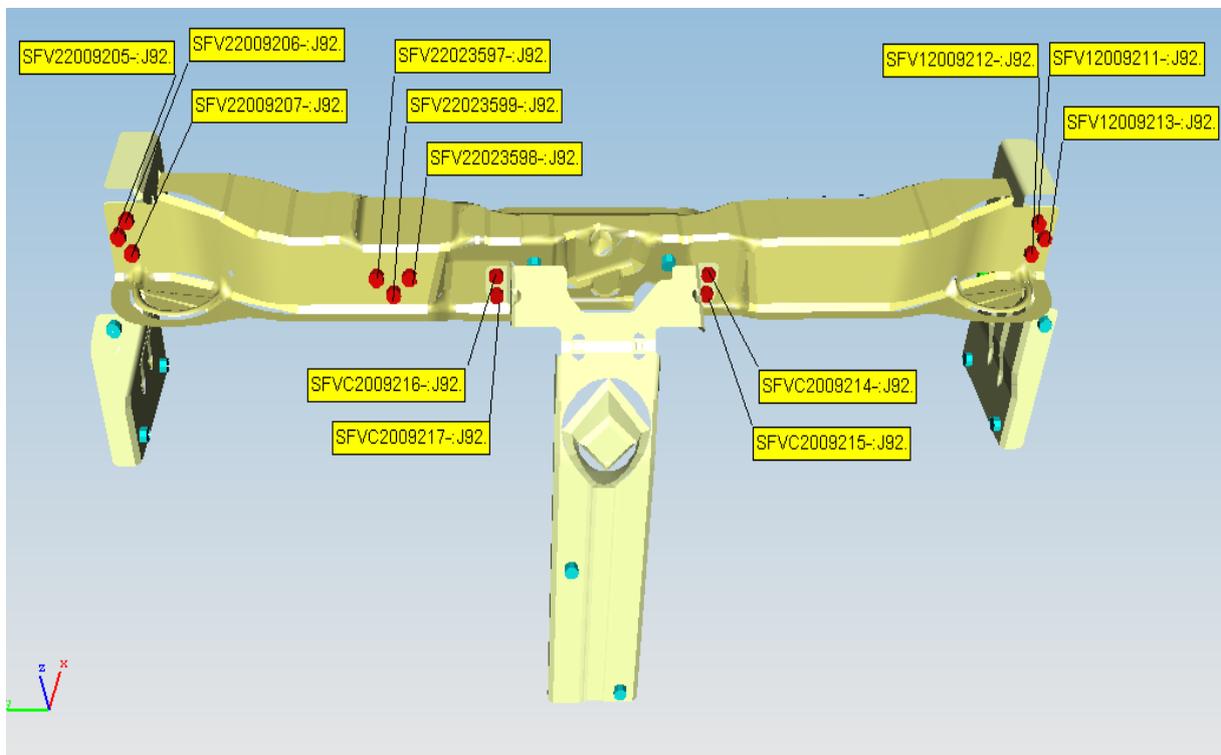


Figure 68: Modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe original

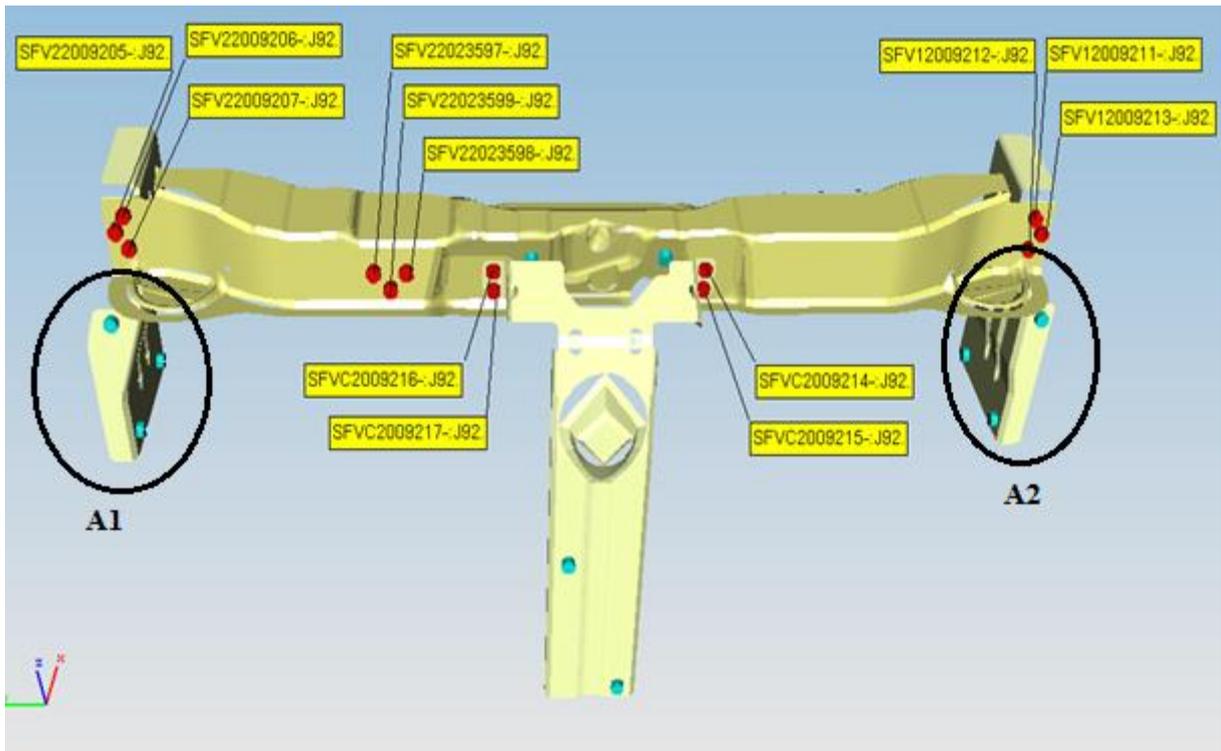


Figure 69: Modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe original et les zones A1 et A2

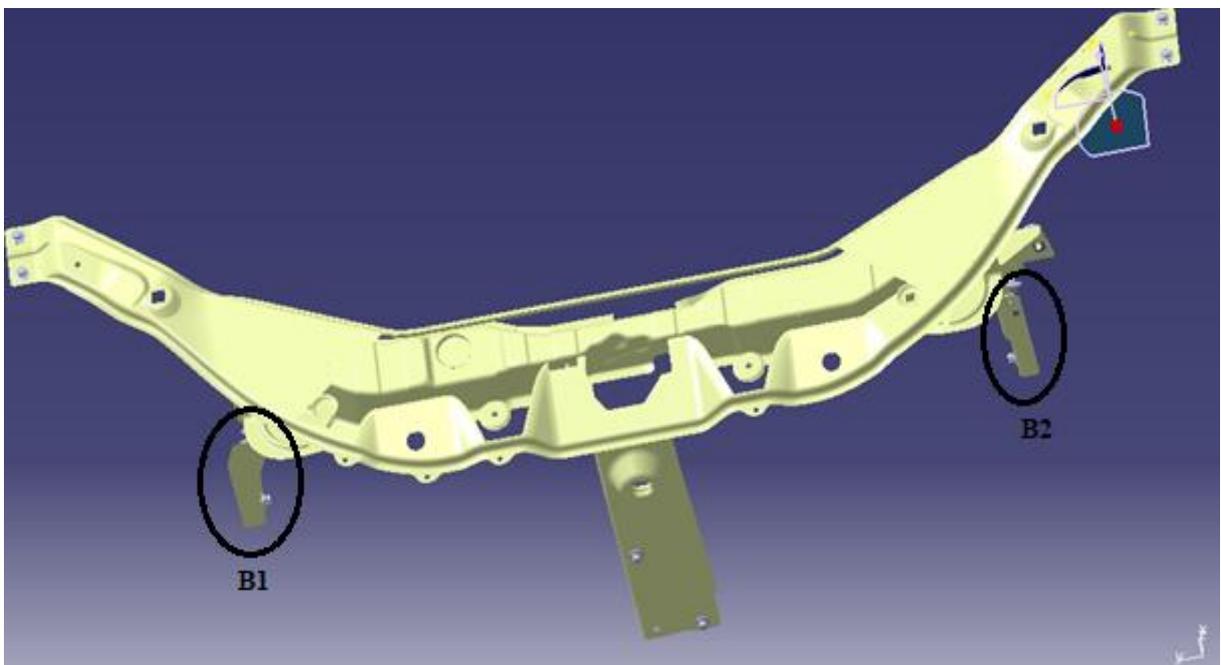


Figure 70: Modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibe modifié

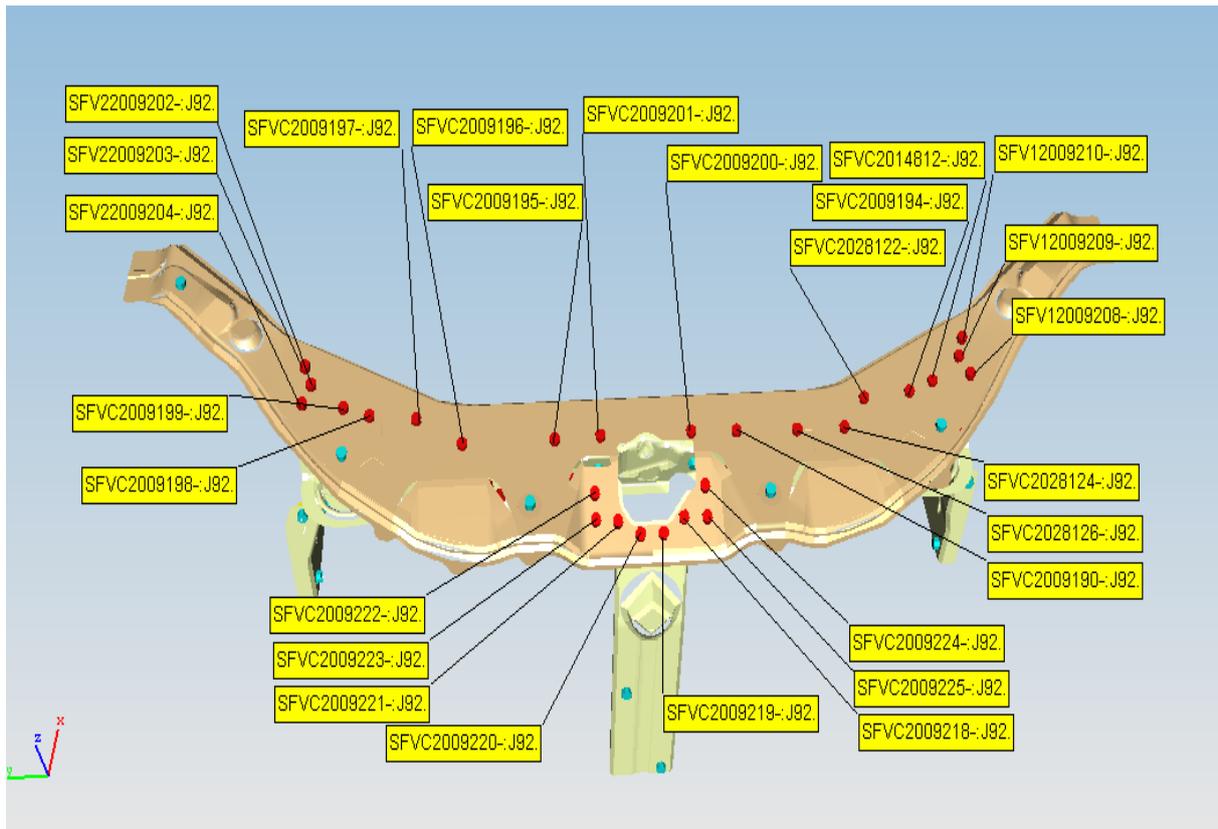


Figure 71: Les points de soudage du modèle géométrique de l'élément Fermeture Tibi modifié

V. Conclusion

Ce cas pratique montre la possibilité de réaliser une analyse des tolérances des assemblages déformables sur des structures automobiles avec les approches étudiées et développées dans cette thèse. La considération des effets de soudage, les défauts de forme et le contrôle de l'interpénétration entre les pièces avec la prise en compte de contact entre les surfaces dans la Méthode des Coefficients d'Influence nous a permis d'avoir une analyse des tolérances des assemblages déformables optimale. La minimisation du coût de calcul justifie l'utilisation de la Méthode des Coefficients d'Influence.

CONCLUSION GENERALE

Les travaux présentés dans ce manuscrit sont en lien direct avec le domaine industriel. Ils concernent plus particulièrement l'amélioration de la qualité des assemblages des structures déformables dans les domaines aéronautiques et automobile, et qui représentent à l'heure actuelle des coûts importants pour les industriels. Les grandes dimensions, les défauts géométriques et la souplesse des composants rendent le processus d'assemblage relativement complexe. L'amélioration des opérations d'assemblage passe notamment par l'enrichissement de l'analyse des tolérances pour prévoir la déformation des composants et de leurs assemblages.

L'objectif de ces travaux est de définir les sources de la déformation et de les intégrer dans un processus de tolérancement des pièces et des assemblages déformables. L'idée était de partir d'un modèle géométrique 3D avec une tolérance précise des composants pour aboutir à une prédiction de la déformation finale de leurs assemblages. Les travaux se sont focalisés principalement sur l'analyse de tolérances à l'aide de la méthode linéaire des Coefficients d'Influence. Cette analyse a pour objectif d'optimiser les intervalles de tolérances ou éventuellement remettre en cause certains choix de conception.

La Méthode de Monte-Carlo est la méthode de référence. Elle est simple à mettre en œuvre mais elle est très coûteuse. C'est pourquoi la Méthode des Coefficients d'Influence a été adaptée aux modèles des défauts de forme, défauts de contact et de liaisons.

L'utilisation de la méthode des coefficients d'influence a permis non seulement de prendre en compte les déformations des pièces, mais aussi d'effectuer l'analyse des tolérances en tenant compte du contact entre les surfaces et les distorsions du soudage ainsi que les défauts de forme. L'exploitation de ces paramètres à la fois constitue un apport relativement nouveau dans le domaine de l'optimisation du tolérancement des assemblages déformables. En effet, la majorité des travaux de recherche sur le tolérancement de pièces souples néglige le contact entre les surfaces, les distorsions du soudage et les défauts de forme. La combinaison entre les paramètres précédents influe fortement sur la qualité du produit.

D'une manière générale, trois types de variations ont été étudiées dans cette thèse : les défauts de forme, les défauts de contact et les distorsions du soudage. Les défauts de forme sont d'abord établis à partir des déformations modales et constituent un champ d'écart

continu. La considération des défauts de forme permis d'étudier dans un deuxième temps les zones de contact à l'aide de la création des plans virtuels sur lesquels les pièces doivent être assemblées. Finalement, la source de variation la plus importante c'est le soudage qui est intégré dans la Méthode des Coefficients d'Influence.

La première approche consiste à définir le champ d'écart à partir de la déformation du modèle via une simulation élastique à l'aide de la première étape de la Méthode des Coefficients d'Influence, avec la génération des sources de variations initiales. La continuité du champ de déplacement était adéquate au réalisme des défauts. Cependant, les formes obtenues sur un exemple de plaque complexe ont remis en question cette méthode. Une nouvelle approche inspirée du tolérancement modal a été alors proposée. Le champ d'écart est obtenu par la superposition des modes choisis pour leur réalisme, et amplifiés aléatoirement. De cette manière, il est possible de générer toute sorte de défauts de forme de manière réaliste et avec un nombre de variables aléatoires. De cette façon, la considération des défauts de forme permis la détection des points de pénétration entre les assemblages, ce qui permis la compensation de ce phénomène à l'aide de la création des plans virtuels sur lesquels les pièces doivent être assemblées.

La linéarisation du problème dans la méthode d'analyse utilisée, pose généralement pose des problèmes avec la prise en compte de la distorsion de soudage. De plus, les maillages utilisés dans l'analyse de la soudure ne sont généralement pas distribués uniformément mais sont plutôt concentrés autour des lignes ou des points de soudure, tandis que la simulation de variation nécessite un maillage plutôt uniformément réparti sur l'ensemble des pièces. La méthode suppose que la distorsion de soudage est déterministe et n'a pas de variation. Afin de résoudre ces problèmes, nous proposons d'introduire une matrice de transformation. Cette matrice permet un maillage différent dans l'analyse du soudage et une simulation de variation tout en incorporant la distorsion de soudage en tant que valeur stochastique.

Dans cette thèse nous avons réussi à simuler des assemblages à partir de la géométrie des composants à l'état libre. Celle-ci est réalisée en se basant sur la méthode des coefficients d'influence, qui prend en compte la déformation et le contact entre les composants, et permet d'évaluer virtuellement les effets de la distorsion du soudage.

La comparaison des résultats du cas d'étude et de simulation a montré que les résultats de simulation effectués à l'aide de la méthode proposée et obtenus à partir des mesures

réalisées sur le support expérimental sont presque cohérents avec la réalité. Ils ont souligné l'importance de la l'intégration des défauts de forme, des effets de contact entre les surfaces ainsi que les distorsions de soudage.

Finalement, l'analyse des tolérances dans les assemblages déformables soulève un nombre conséquent de problématiques. Ces travaux proposent des réponses qui, pour la plupart, méritent un approfondissement. Des pistes d'enrichissement et d'améliorations sont donc données sous forme de perspectives.

PERSPECTIVES

L'amélioration de la qualité des assemblages des pièces déformables réside dans la maîtrise du tolérancement de ce type des pièces. Pour ce faire, plusieurs pistes sont à explorer. La première piste à enrichir est le modèle sur lequel nous avons fait l'analyse des tolérances pour accroître le réalisme des simulations d'assemblage. La deuxième piste consiste à l'amélioration des méthodes d'analyse en utilisant les modèles enrichis, afin de diminuer le coût de calcul.

Bien que la modélisation des tolérances permette de traiter l'ensemble des zones des tolérances géométriques, nous avons limité notre étude aux défauts de forme, au contact entre les surfaces et aux distorsions provoquées par la soudure. Il serait souhaitable de traiter des exemples ayant une approximation pertinente en tenant compte de la nature des liaisons entre les surfaces et plus précisément les assemblages par vis et rivets qui sont largement utilisés dans l'industrie automobile et aéronautique. Ainsi de prendre en considération d'autres matériaux comme les composites qui sont très utilisés en aéronautique et étudier leurs comportements pendant le processus d'assemblage.

La principale piste d'enrichissement des modèles concerne les liaisons et l'amélioration du réalisme du comportement mécanique des liaisons en permettant de tenir compte de leur élasticité et/ou des jeux. Par ailleurs, certains nouveaux paramètres pourraient intervenir dans les lois de comportement mécanique des liaisons. Enfin, les frottements et les effets thermiques introduits pourraient également être inclus dans l'analyse des tolérances.

Pour terminer, le tolérancement des assemblages flexible s'améliore beaucoup par les nouvelles méthodes d'analyse issues de la recherche dans ce domaine. Ces améliorations se mesureront en termes d'augmentation de qualité et de diminution coûts. Mais la piste vierge qui doit être menée, c'est l'amélioration ou le changement du processus d'assemblage de ce type des pièces. Afin d'avoir une absorption de ces déformations au cours de l'assemblage.

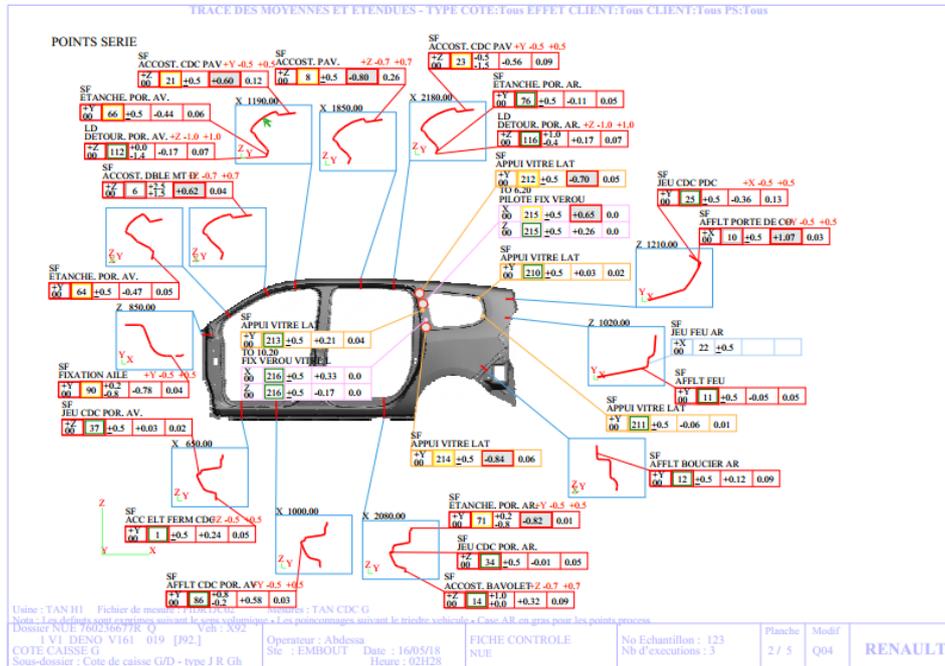
En conclusion, la maîtrise d'un procédé de fabrication est un vaste sujet. L'approche que nous avons proposé avec la méthode des coefficients d'influence mérite d'être approfondie, afin d'améliorer de plus en plus le réalisme des simulations de fiabilité, de justesse, d'assemblabilité des mécanismes et de diminution des coûts de calcul des simulations des assemblages déformables.

Annexe 1 : Assemblage du pare-brise

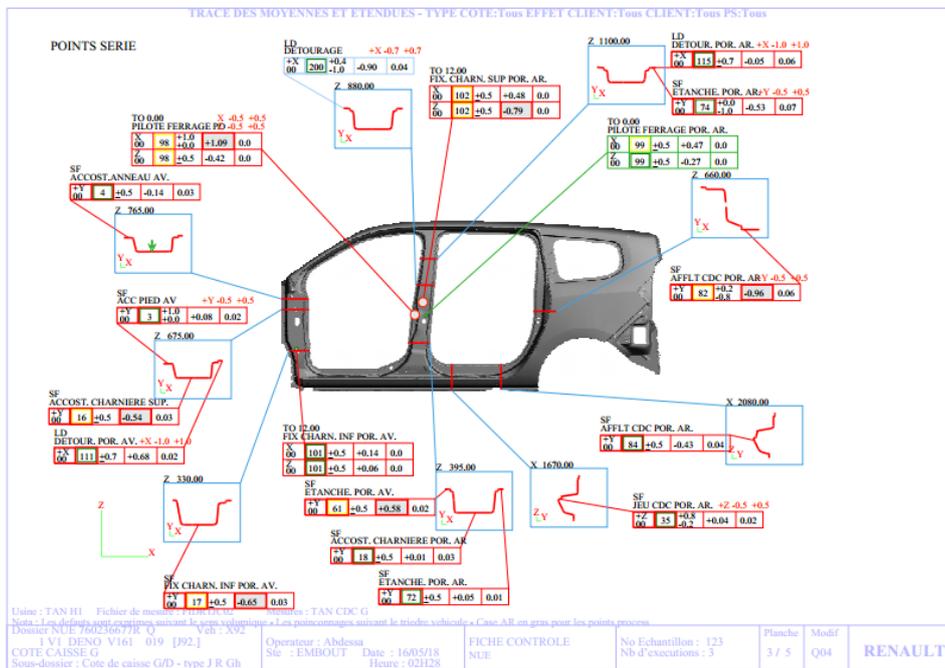


Assemblage du pare-brise

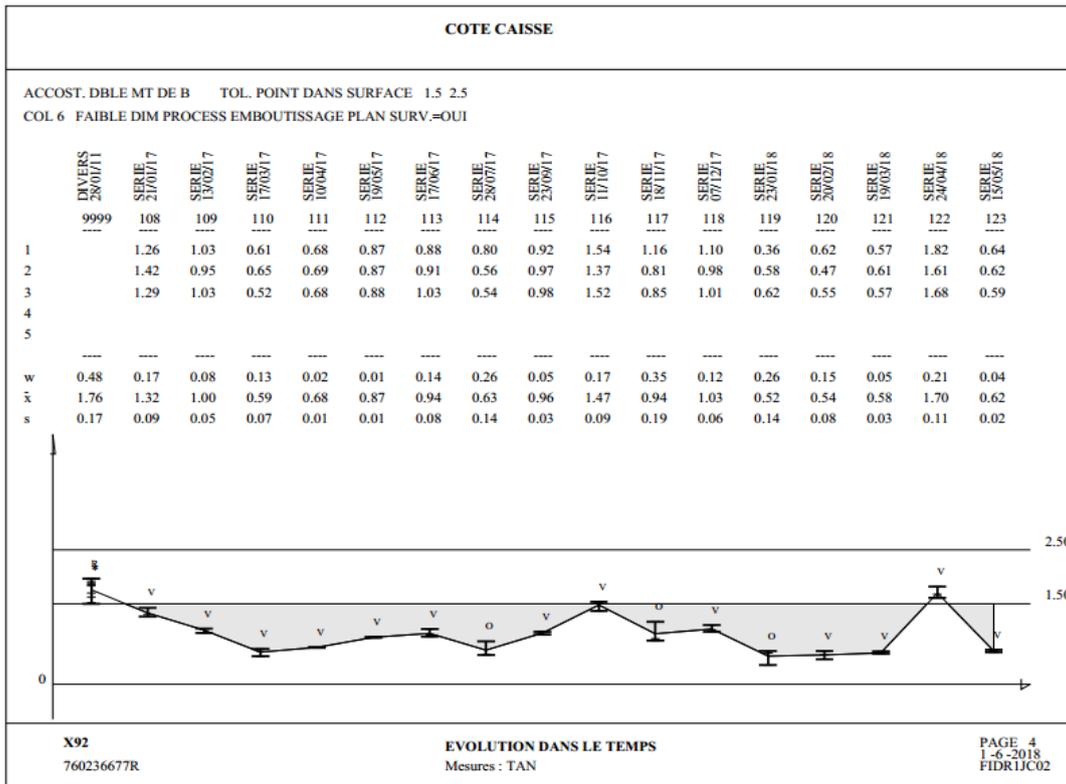
Annexe 2 : L'historique des points de contrôle du coté caisse gauche



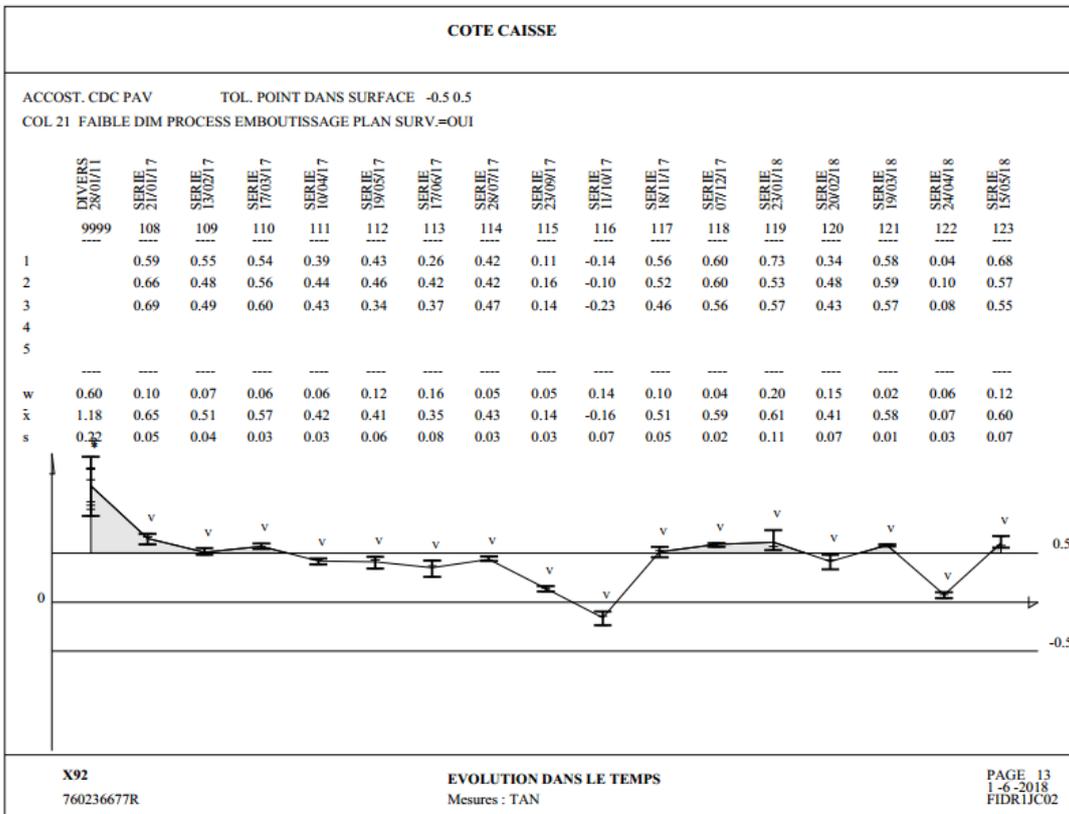
La moyenne et l'étendues de l'écart des points de contrôle du coté caisse gauche (planche 2 /5)



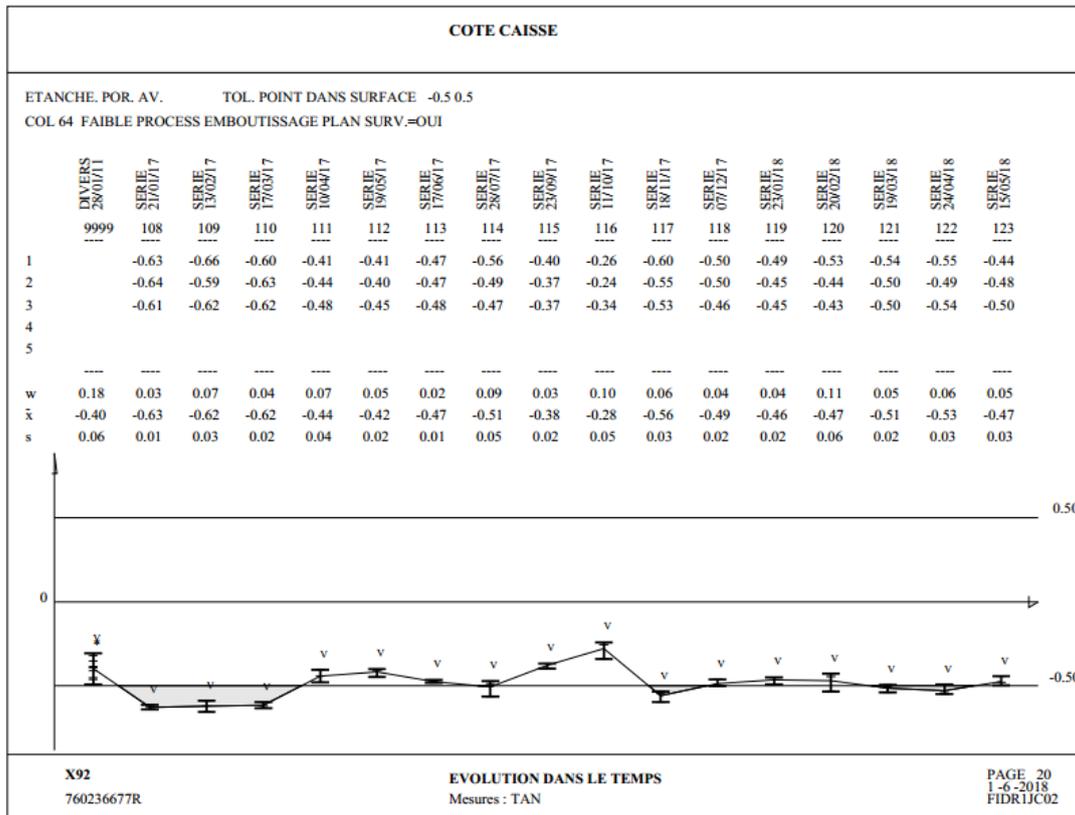
La moyenne et l'étendues de l'écart des points de contrôle du coté caisse gauche (planche 3 /5)



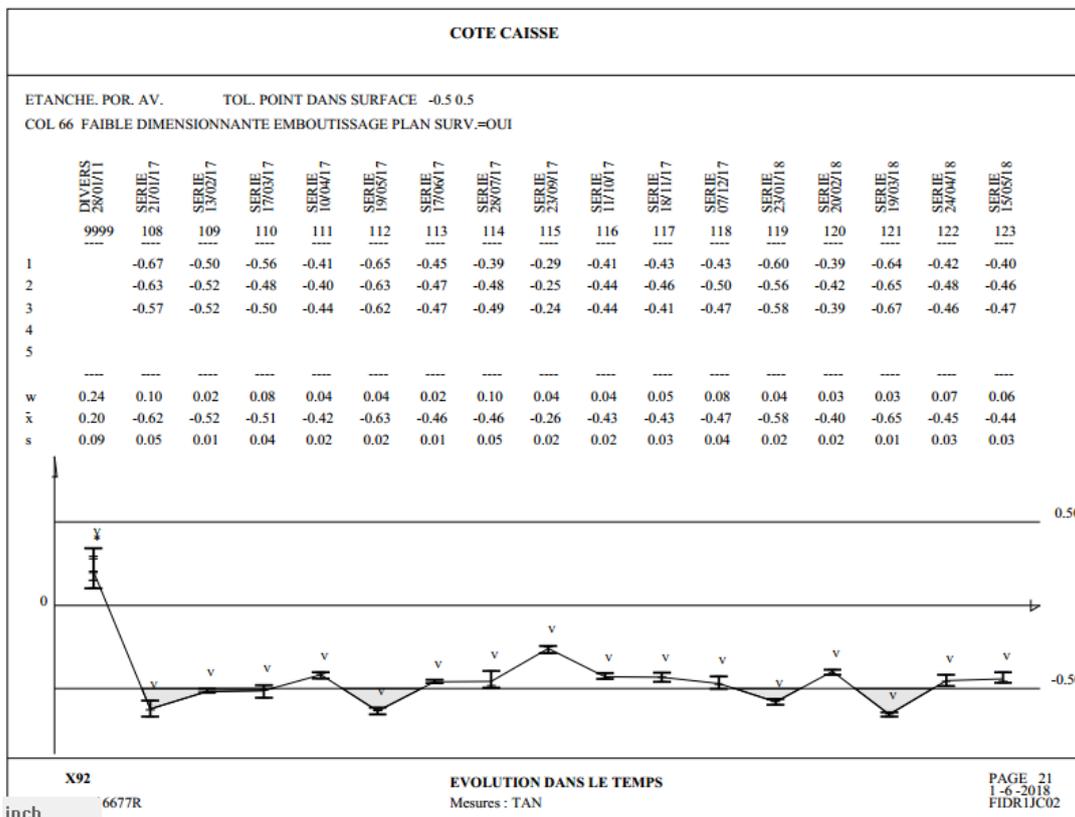
L'historique du point de contrôle numéro 6 du coté caisse gauche



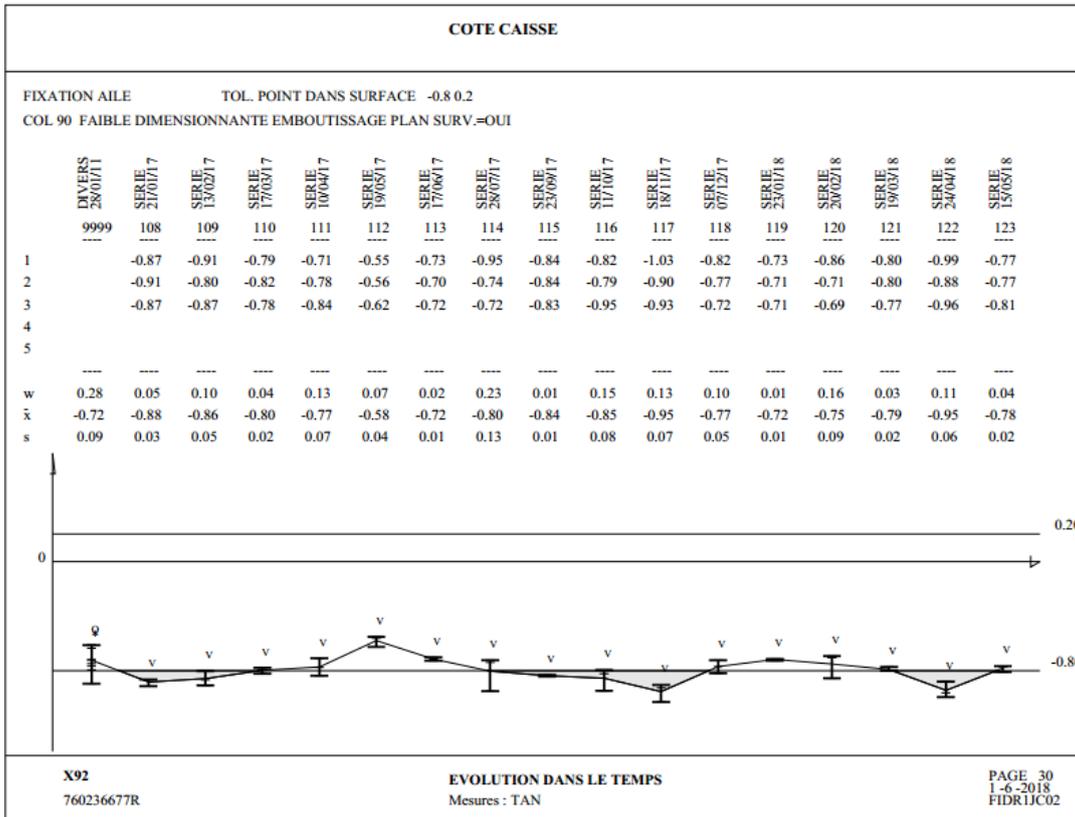
L'historique du point de contrôle numéro 21 du coté caisse gauche



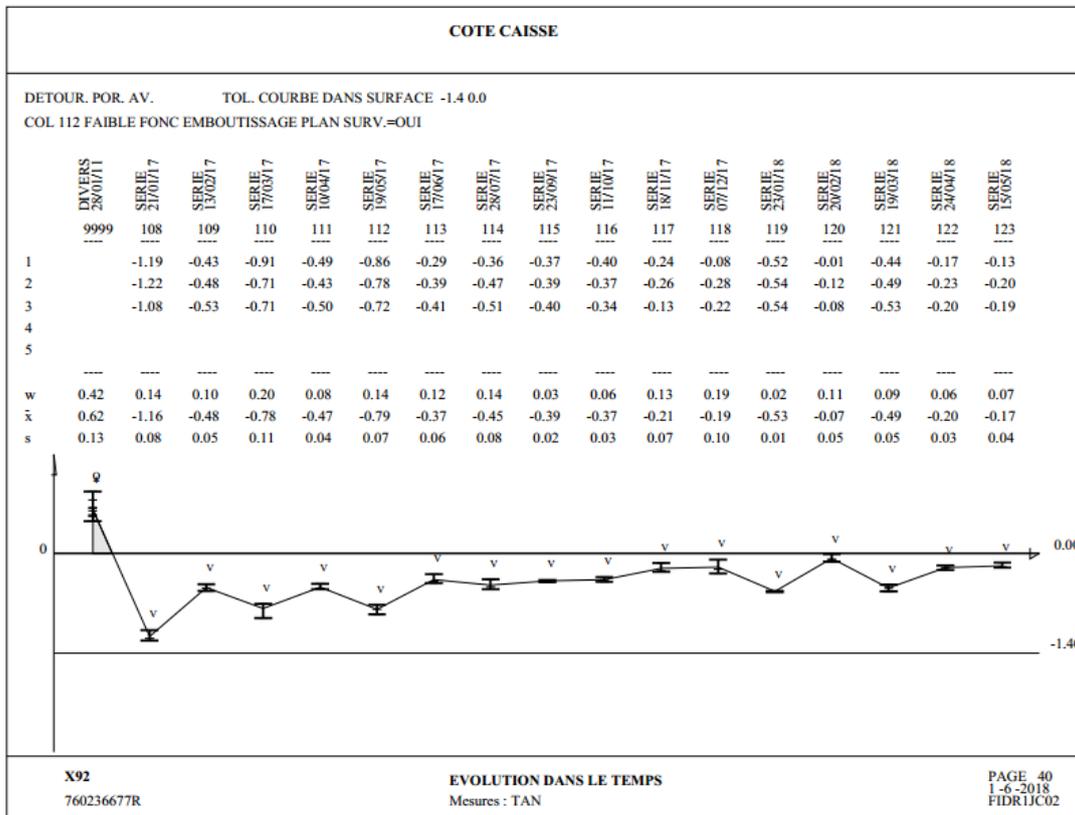
L'historique du point de contrôle numéro 64 du coté caisse gauche



L'historique du point de contrôle numéro 66 du coté caisse gauche

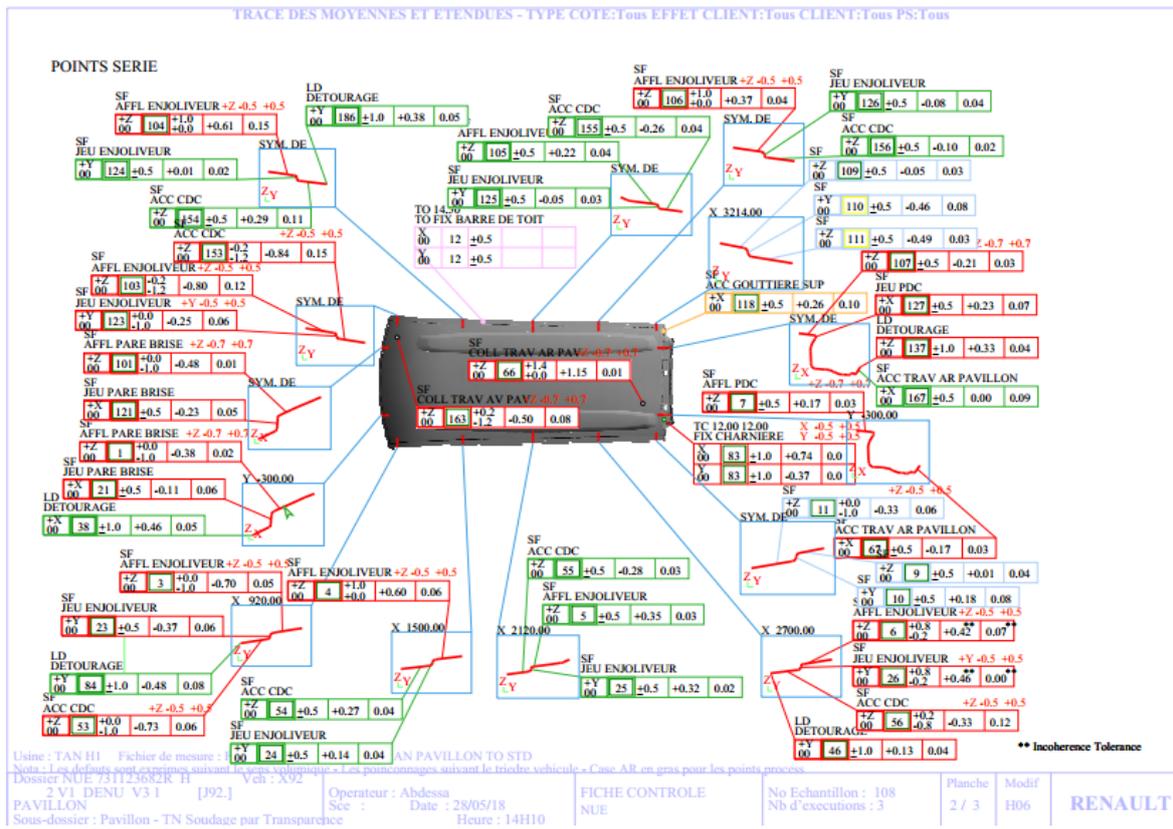


L'historique du point de contrôle numéro 90 du coté caisse gauche

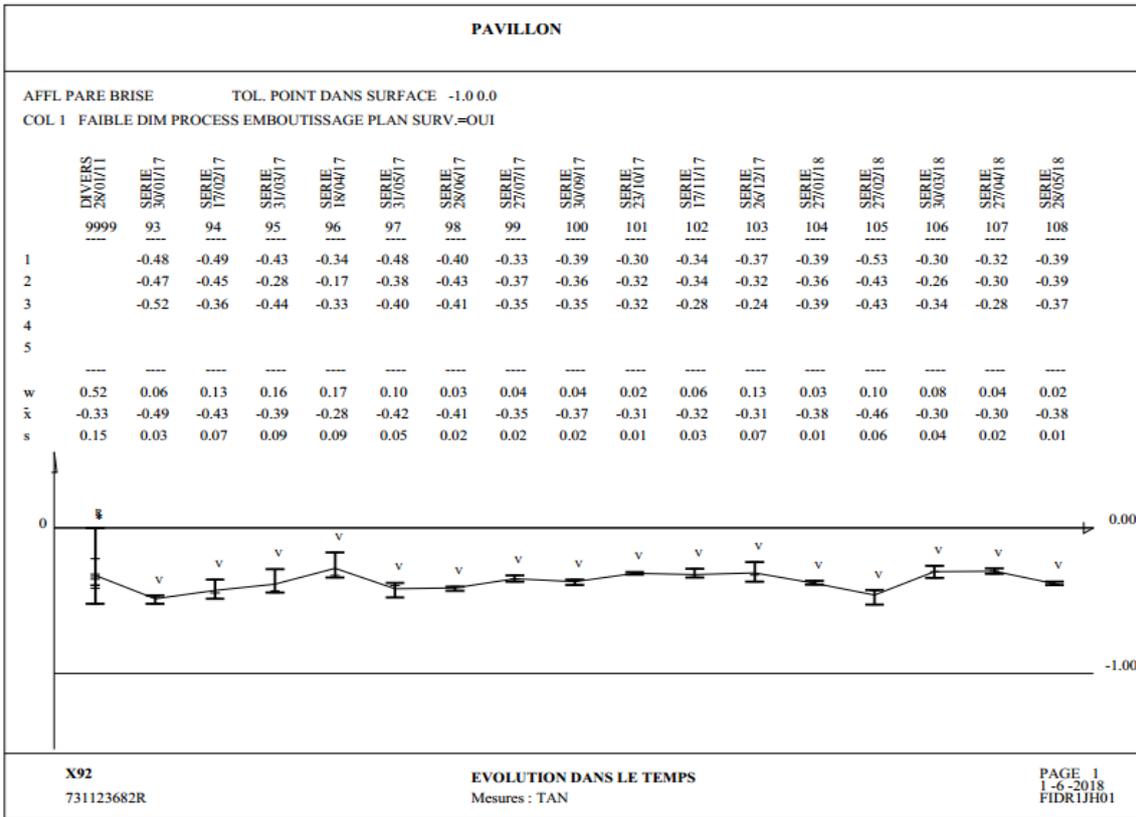


L'historique du point de contrôle numéro 112 du coté caisse gauche

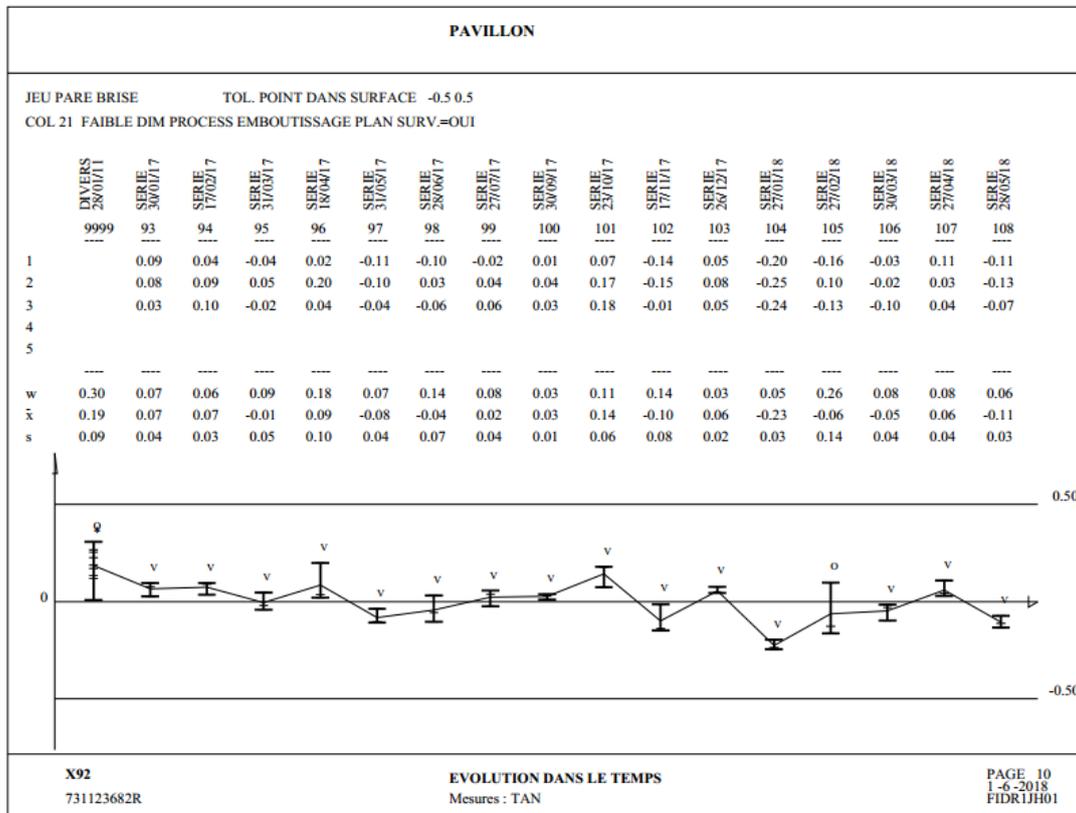
Annexe 3 : L'historique des points de contrôle du pavillon



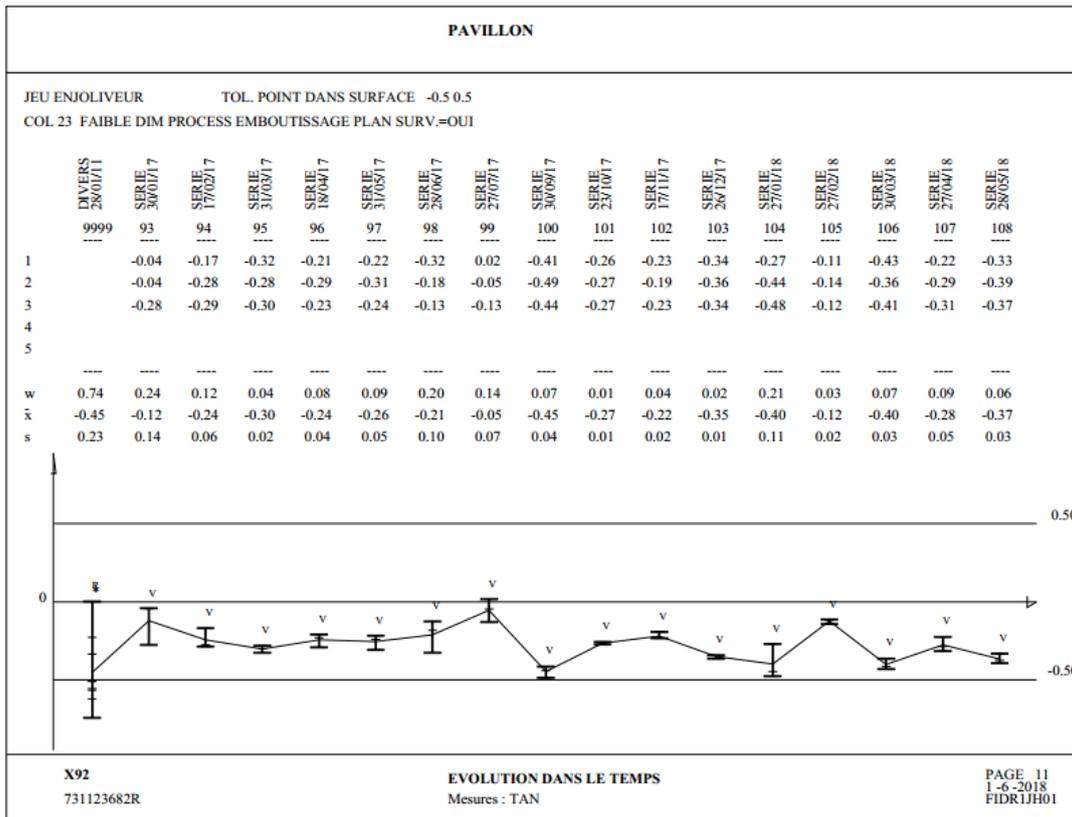
La moyenne et l'étendues de l'écart des points de contrôle du pavillon (planche 2 / 3)



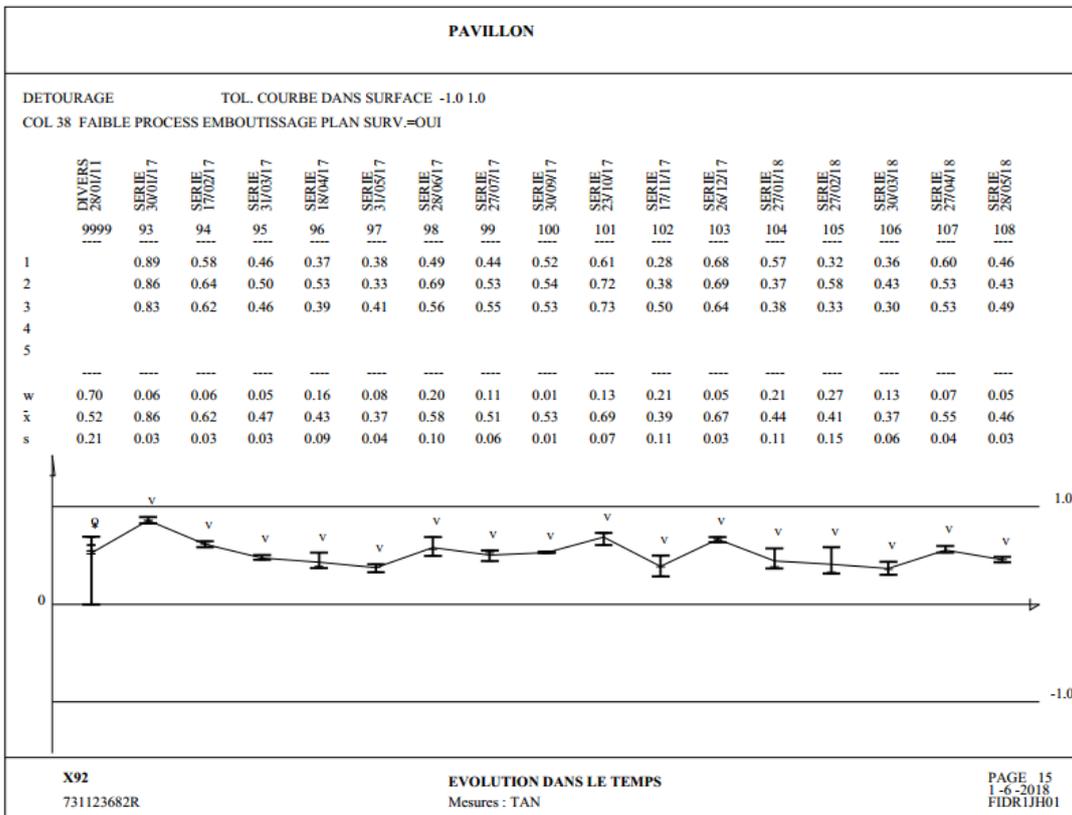
L'historique du point de contrôle numéro 1 du PAVILLON



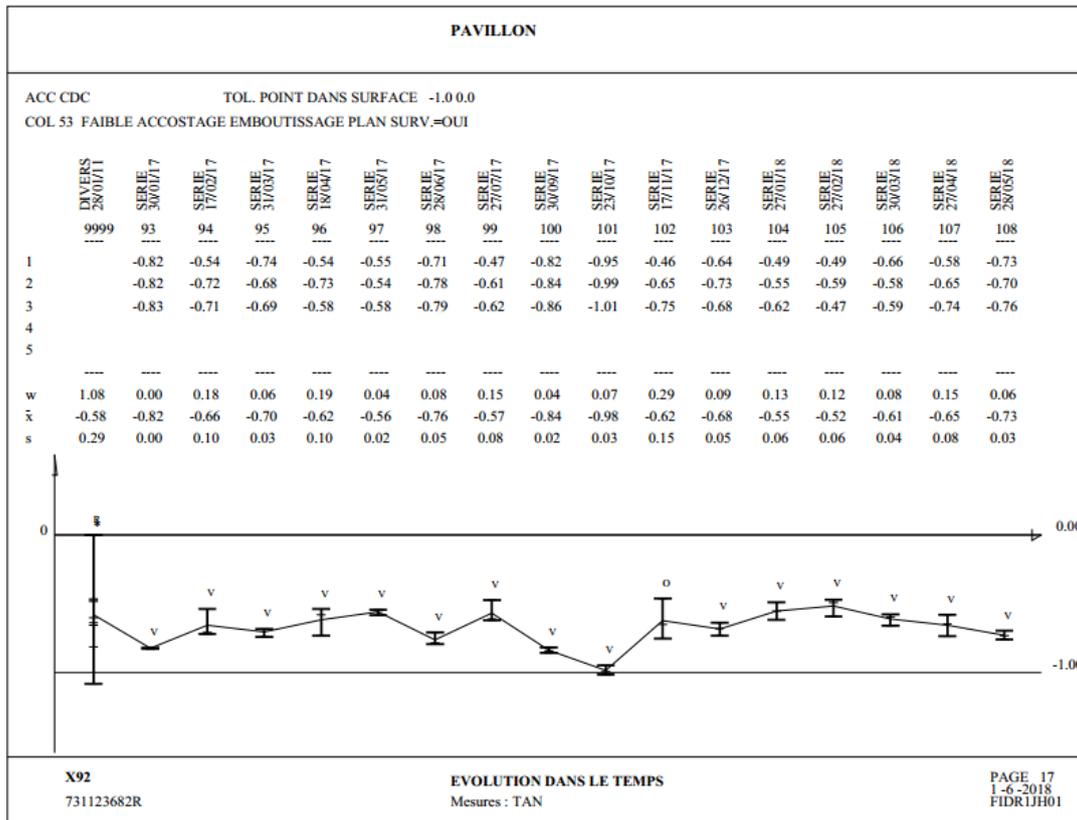
L'historique du point de contrôle numéro 21 du PAVILLON



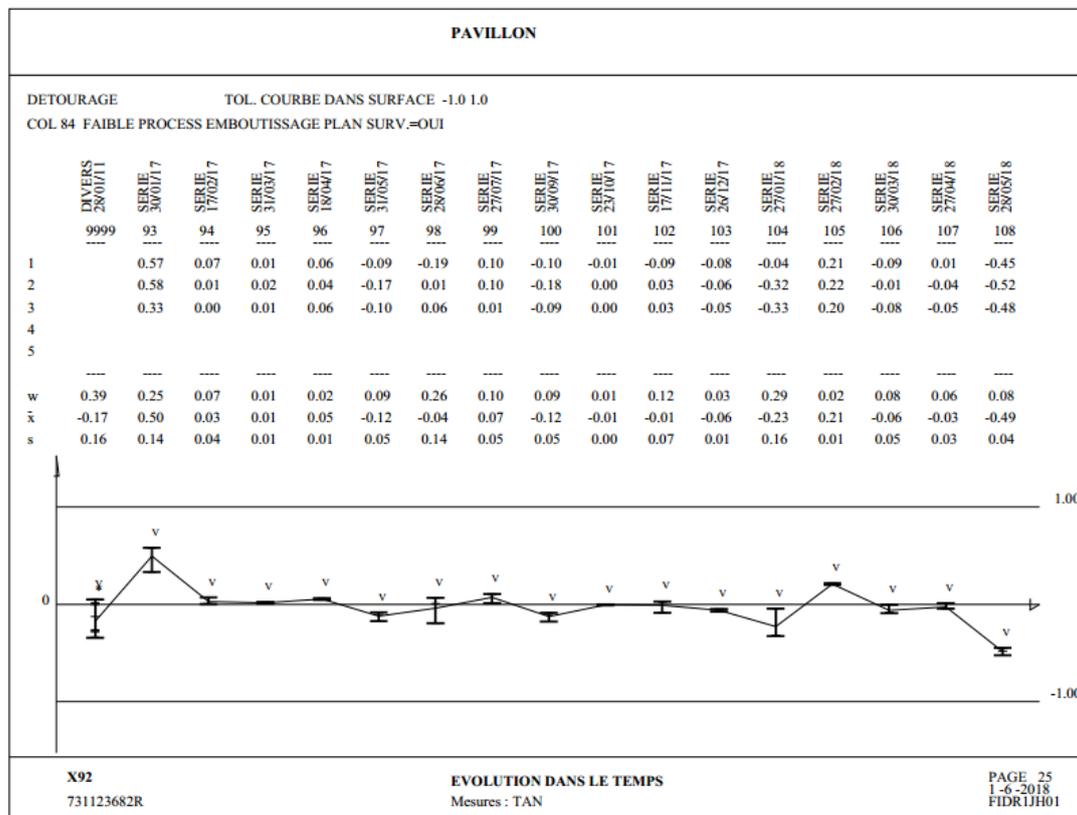
L'historique du point de contrôle numéro 23 du PAVILLON



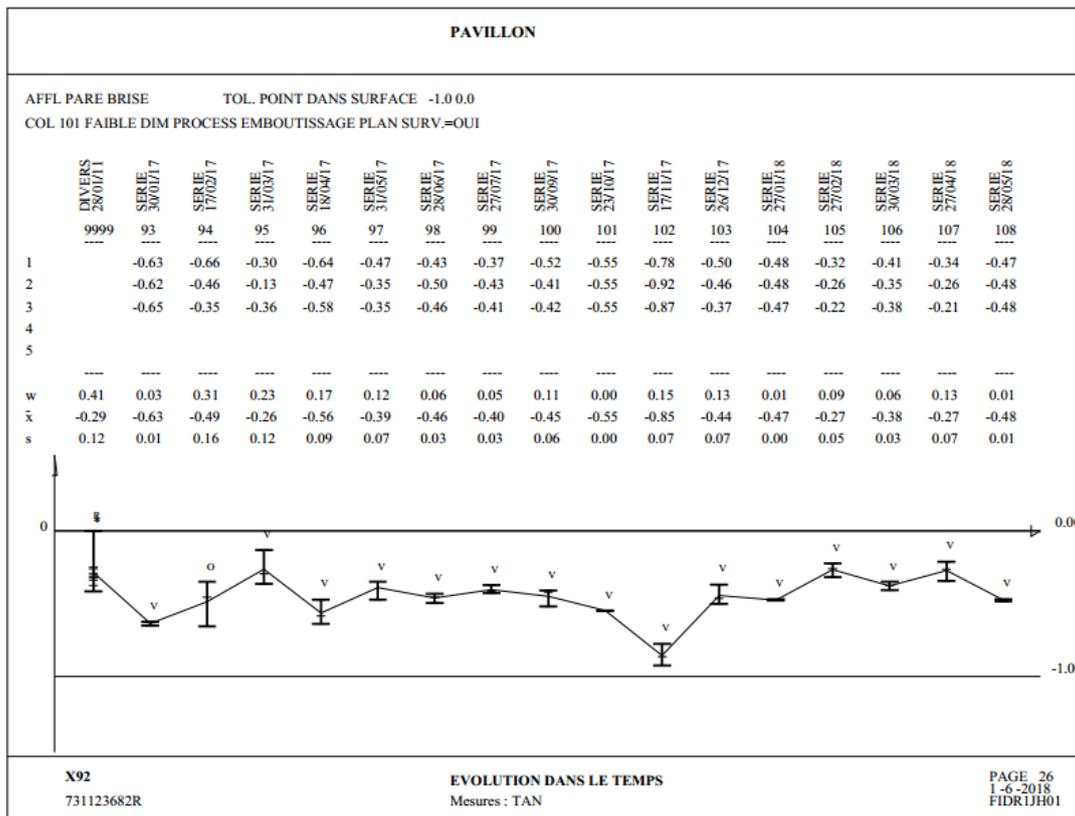
L'historique du point de contrôle numéro 38 du PAVILLON



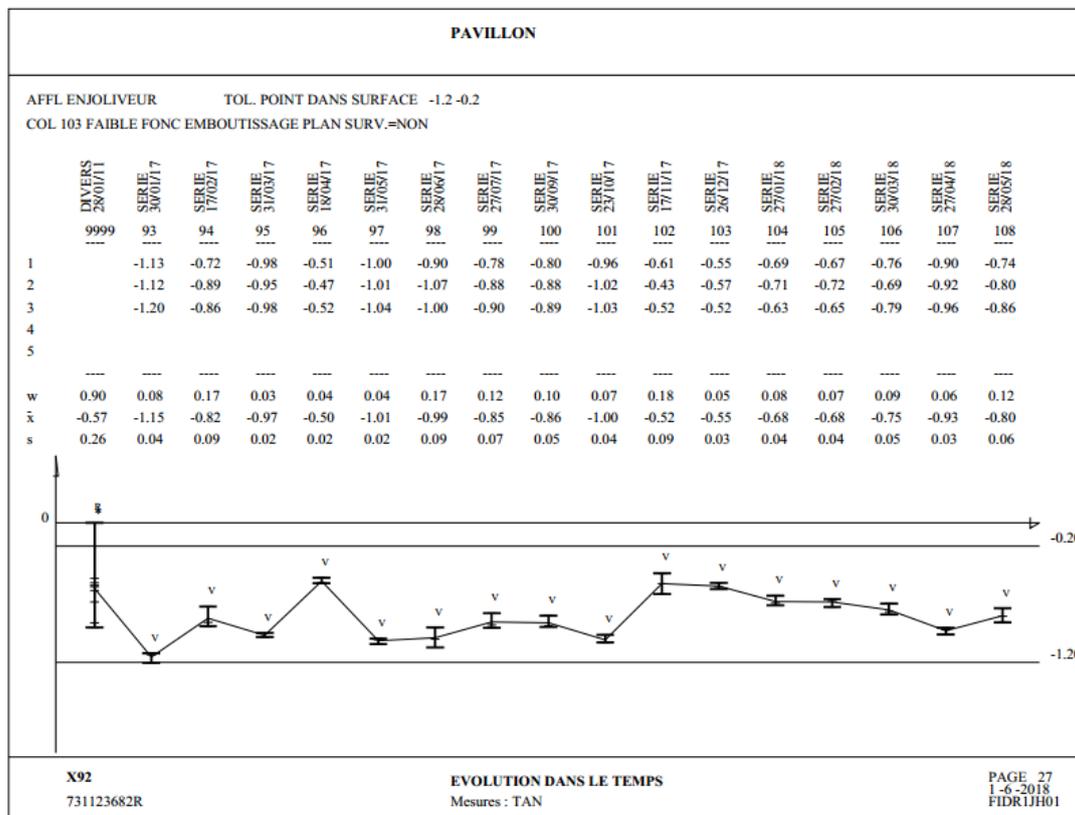
L'historique du point de contrôle numéro 53 du PAVILLON



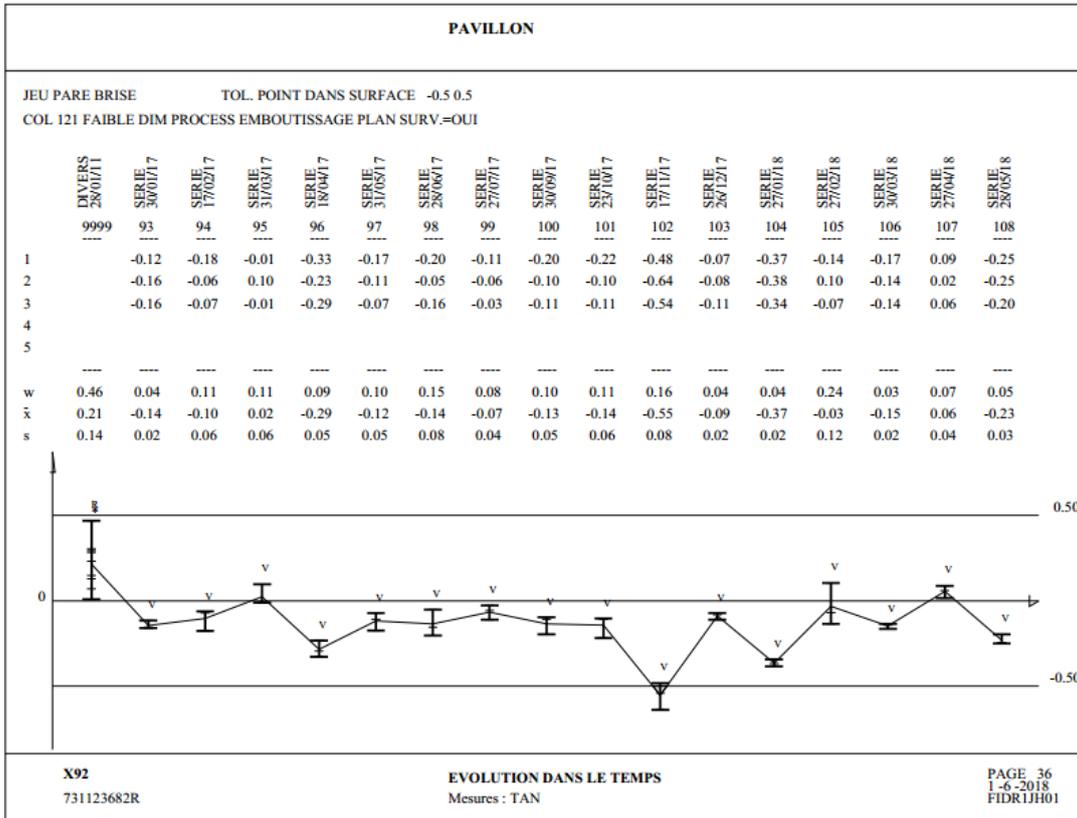
L'historique du point de contrôle numéro 84 du PAVILLON



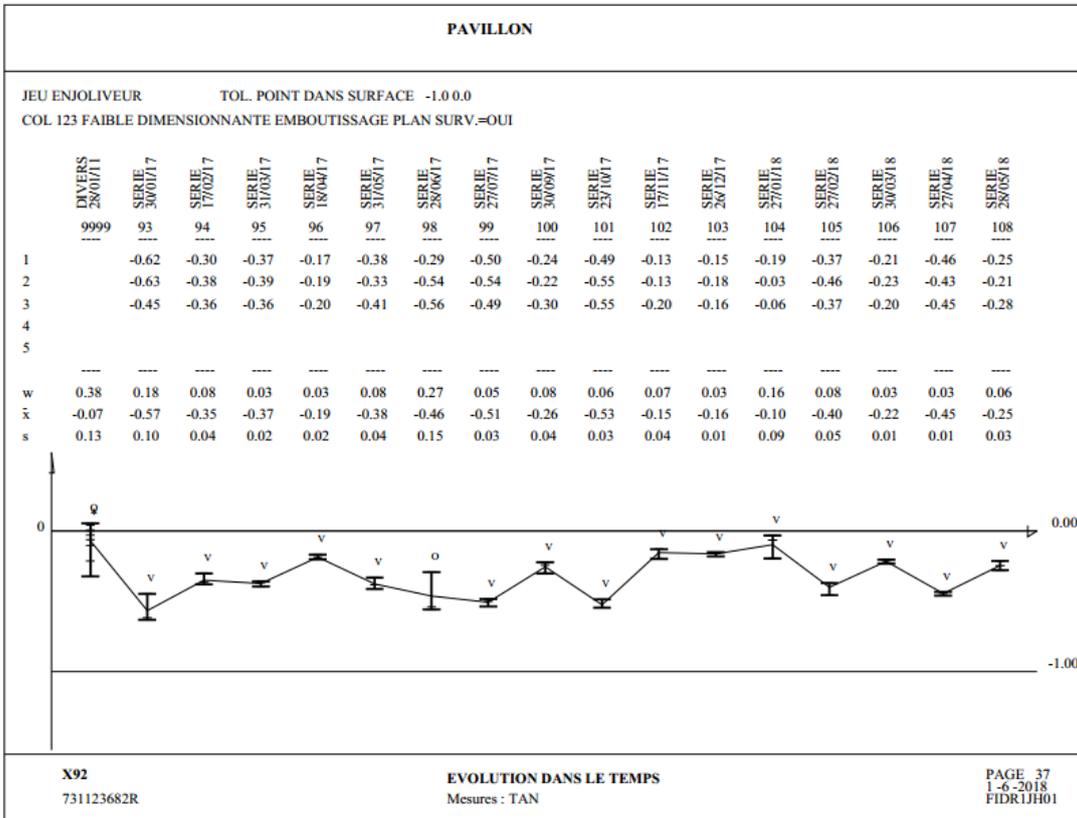
L'historique du point de contrôle numéro 101 du PAVILLON



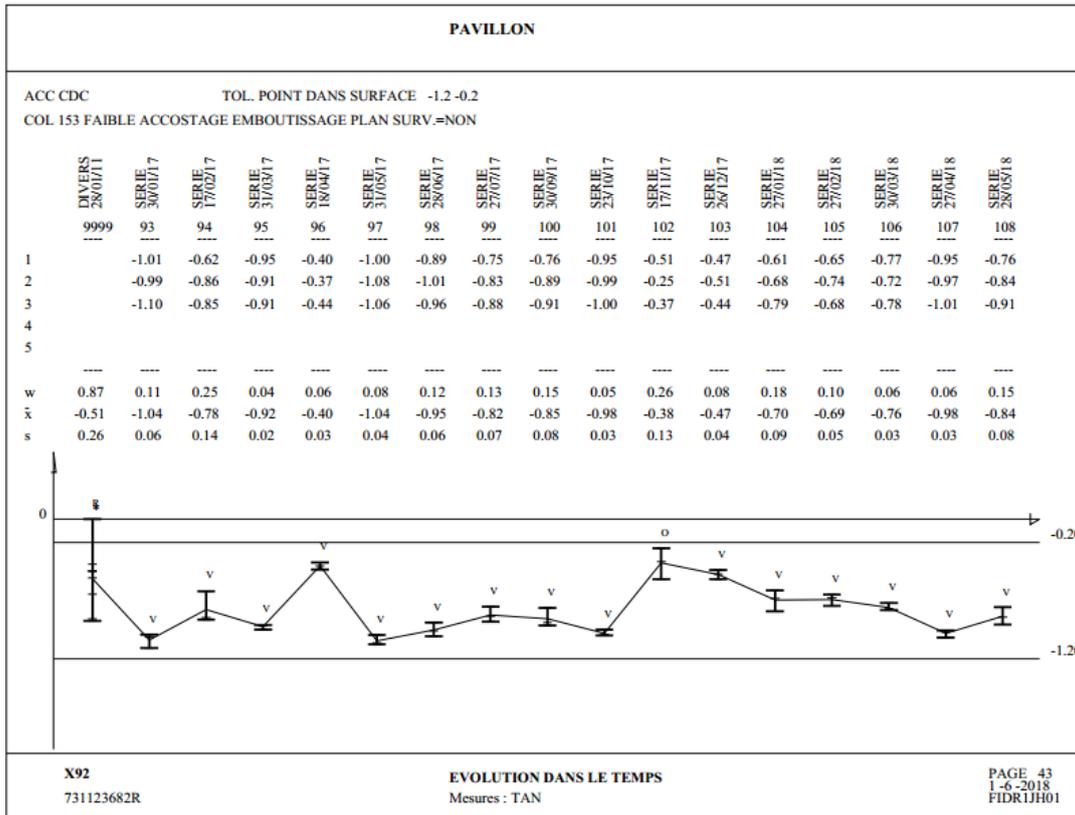
L'historique du point de contrôle numéro 103 du PAVILLON



L'historique du point de contrôle numéro 121 du PAVILLON

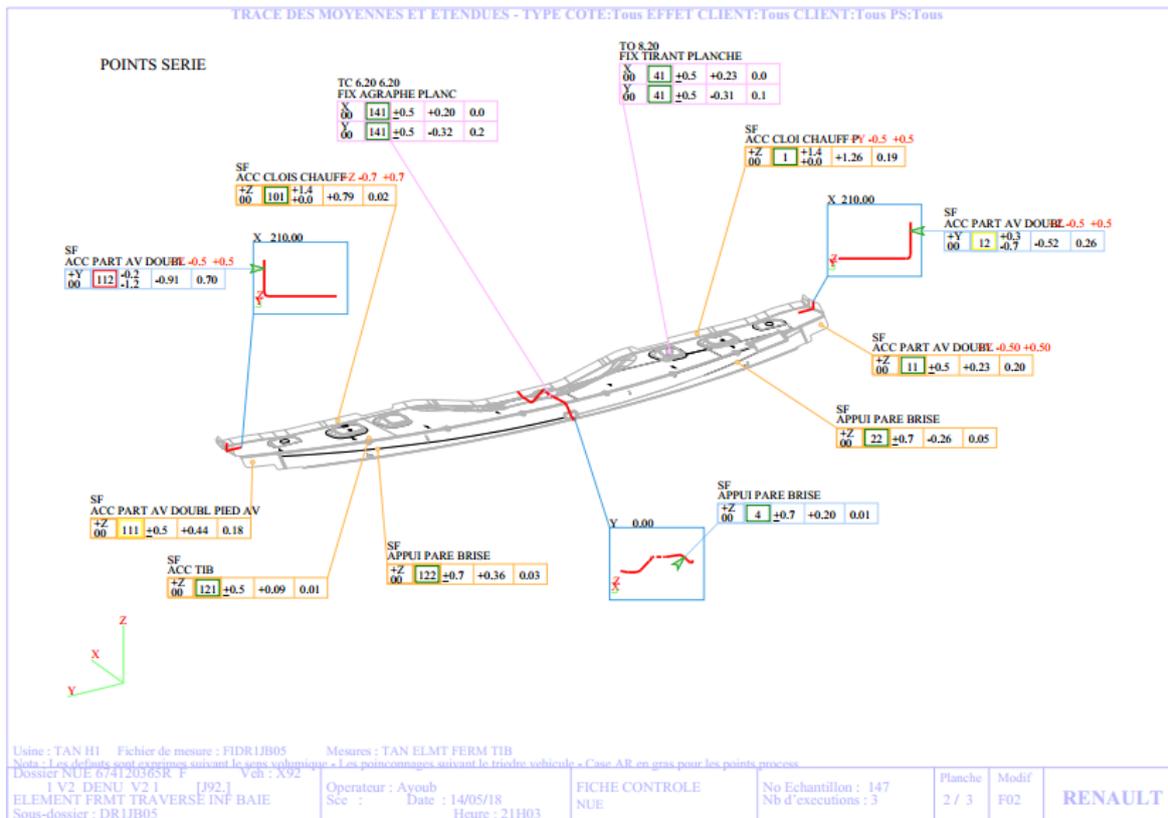


L'historique du point de contrôle numéro 123 du PAVILLON

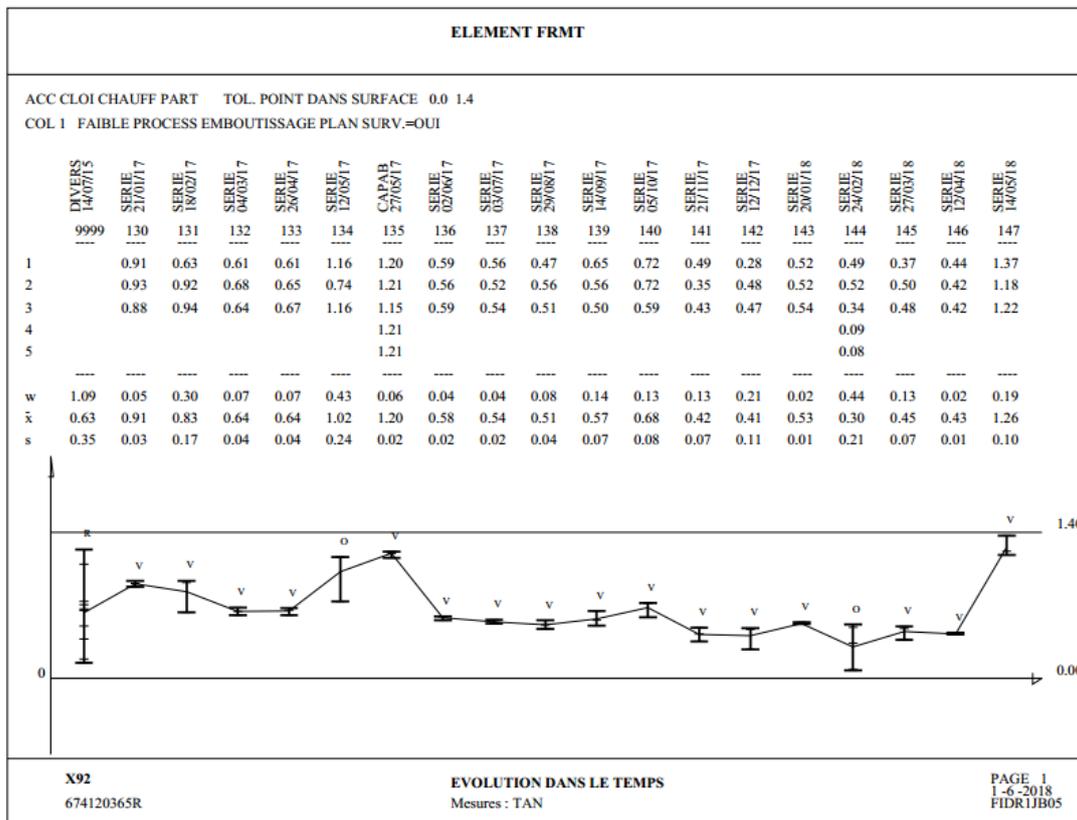


L'historique du point de contrôle numéro 153 du PAVILLON

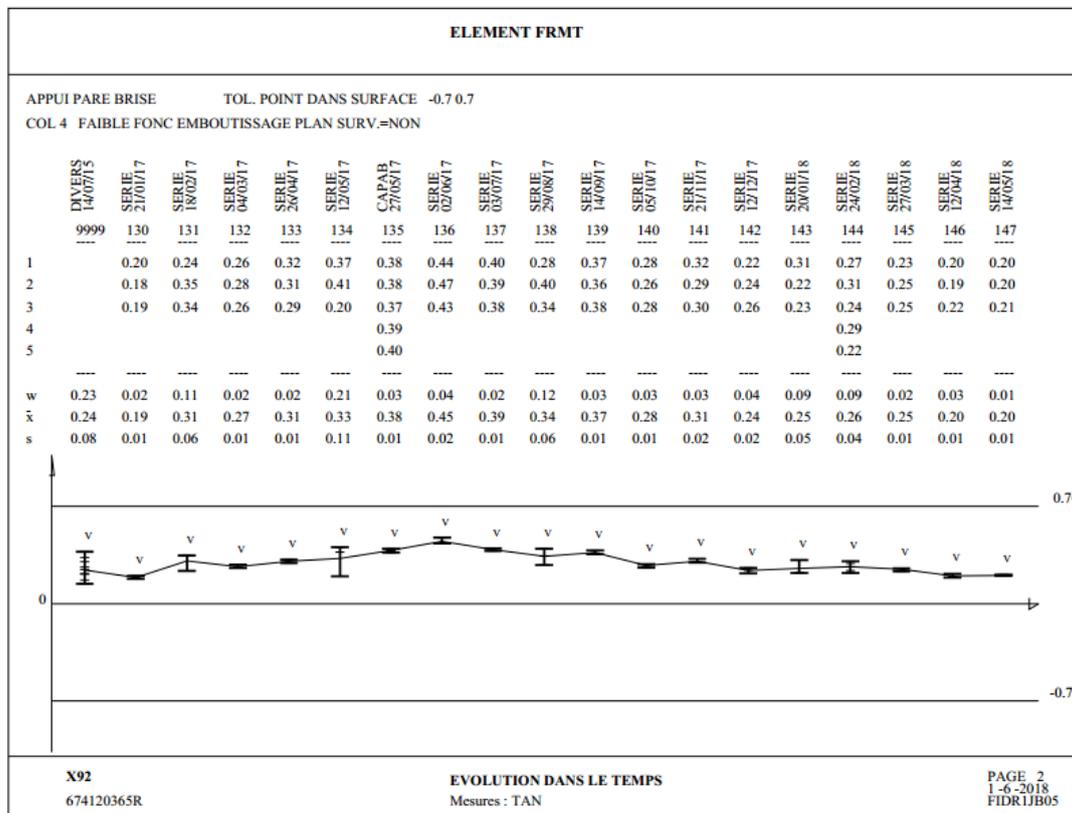
Annexe 4 : L'historique des points de contrôle du l'élément Fermeture Tibe



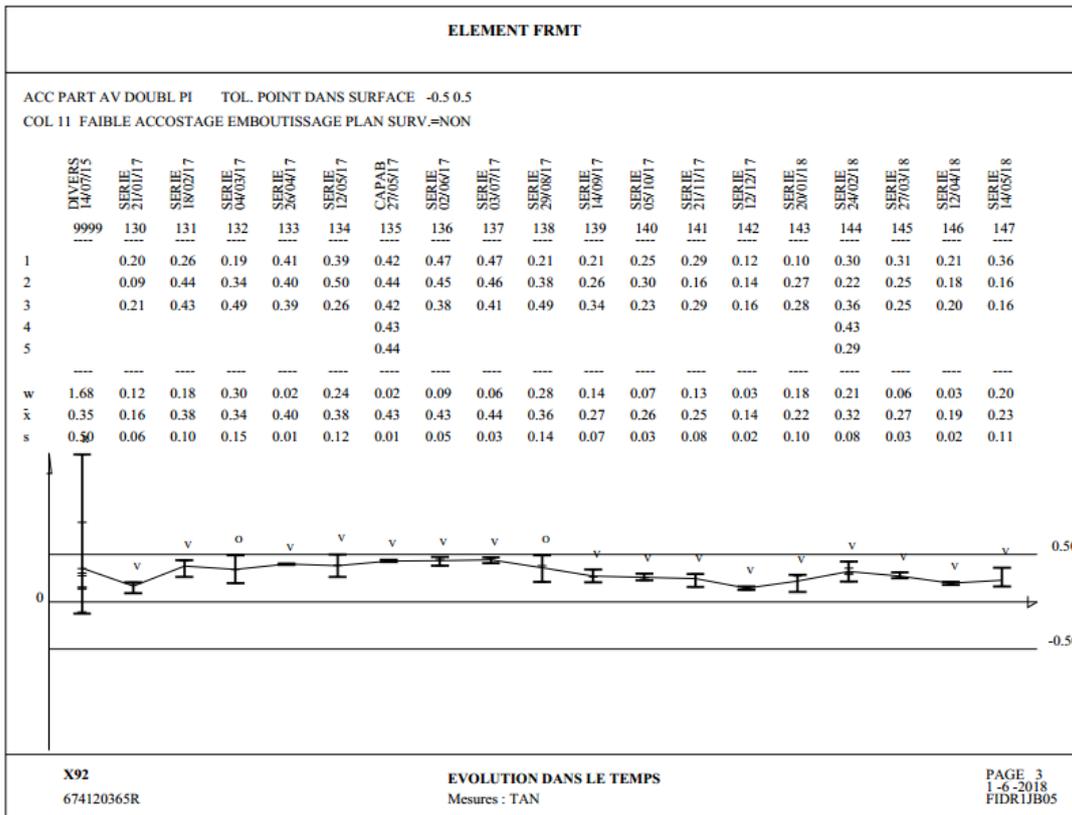
La moyenne et l'étendues de l'écart des points de contrôle du l'élément Fermeture Tibe (planche 2 / 3)



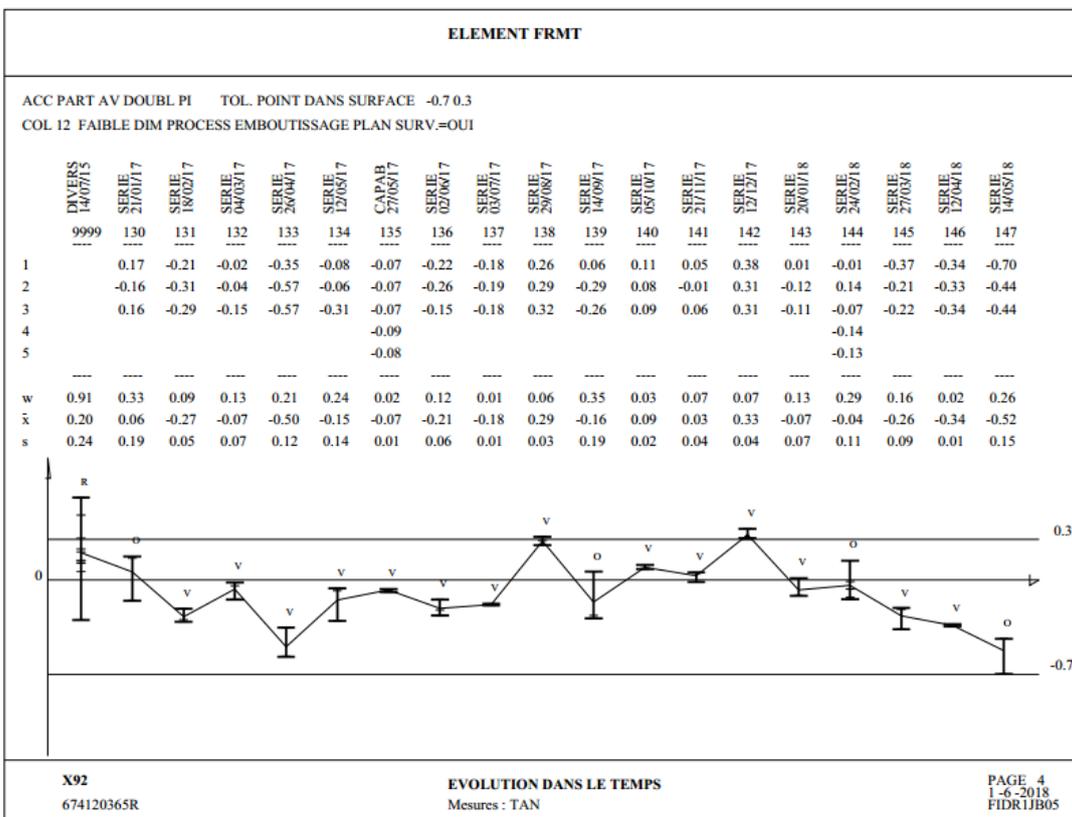
L'historique du point de contrôle numéro 1 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



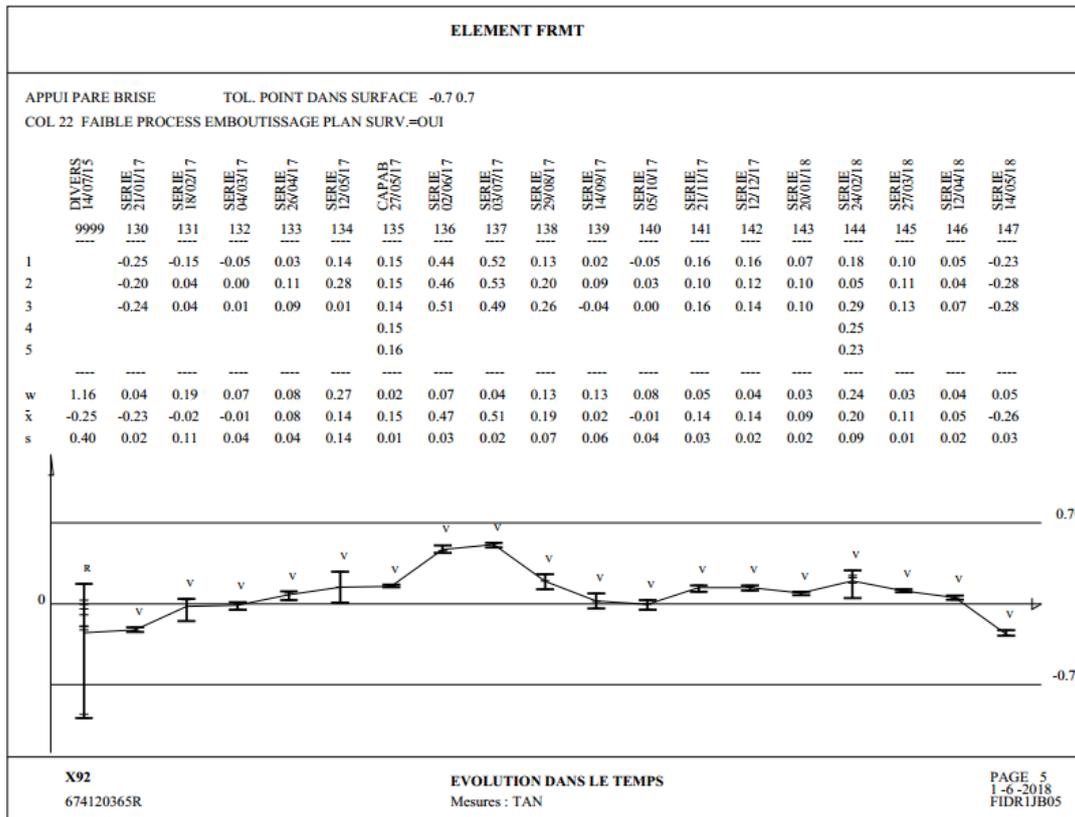
L'historique du point de contrôle numéro 4 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



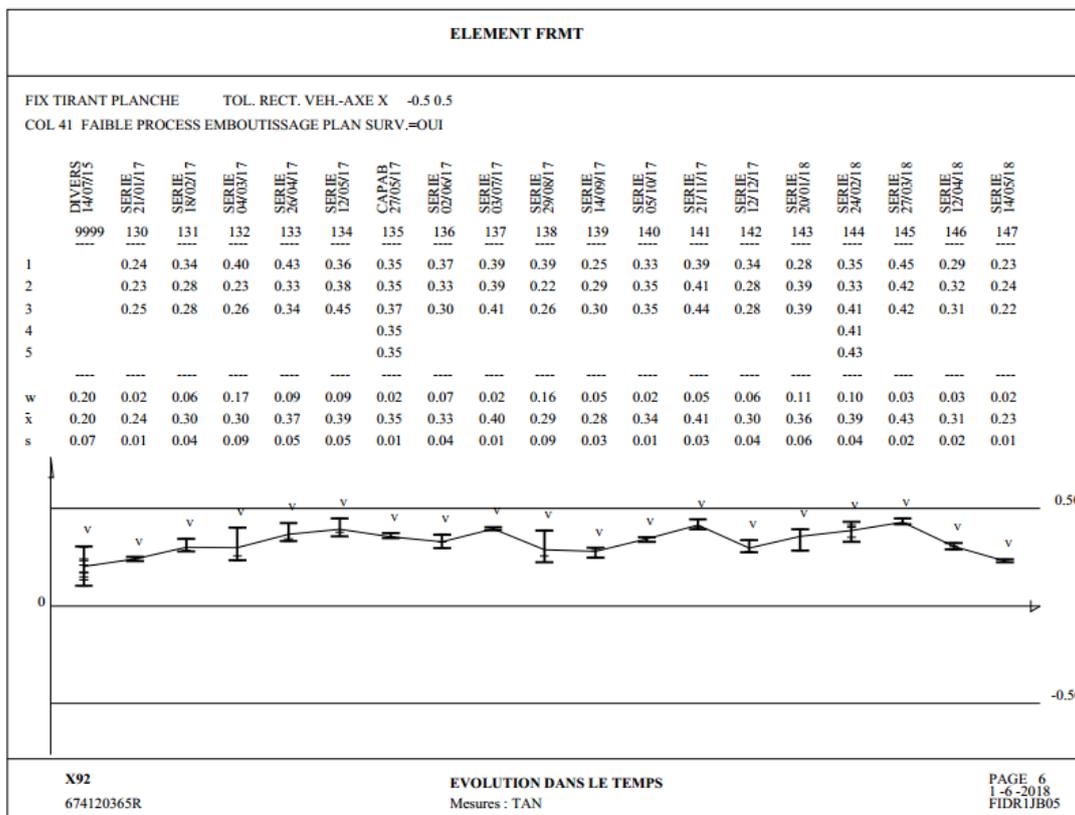
L'historique du point de contrôle numéro 11 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



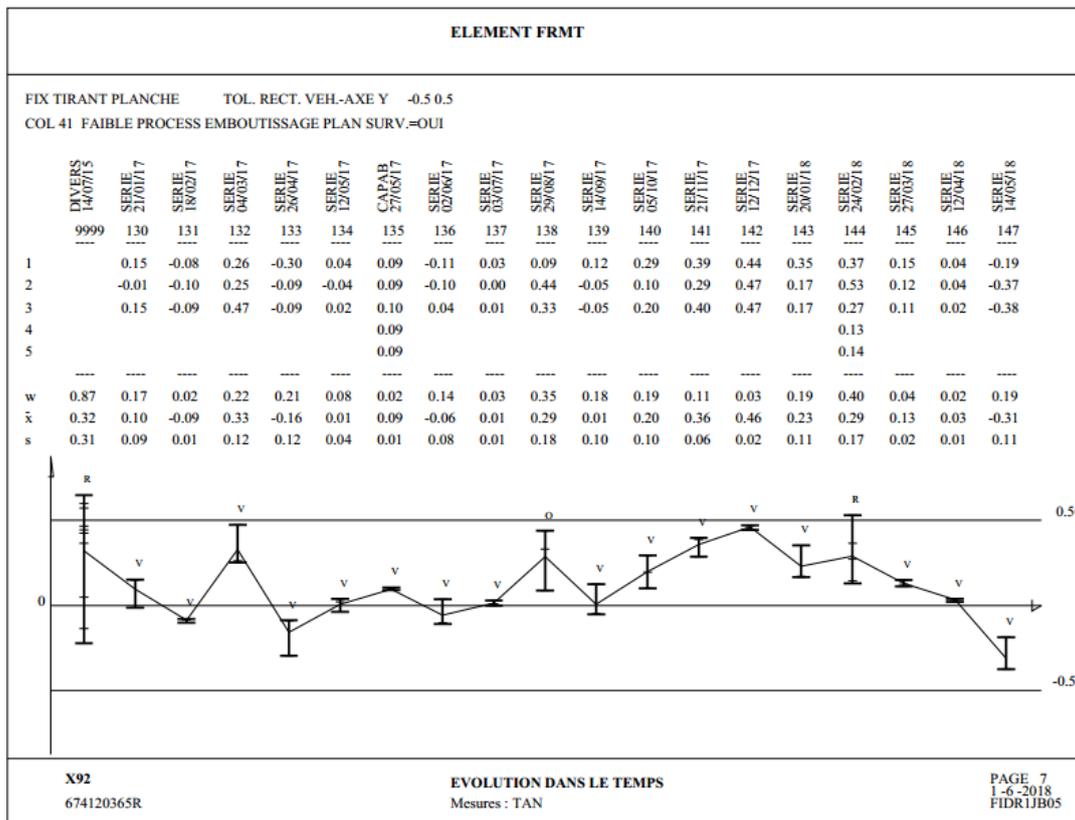
L'historique du point de contrôle numéro 12 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



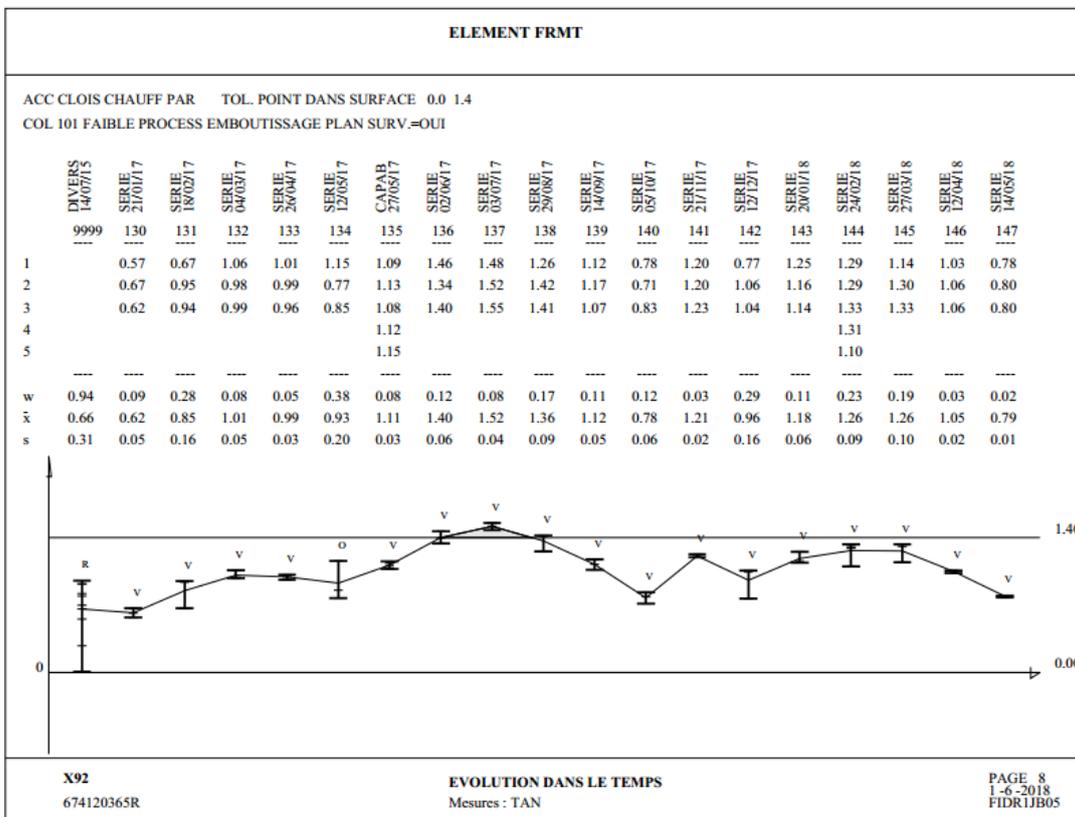
L'historique du point de contrôle numéro 22 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



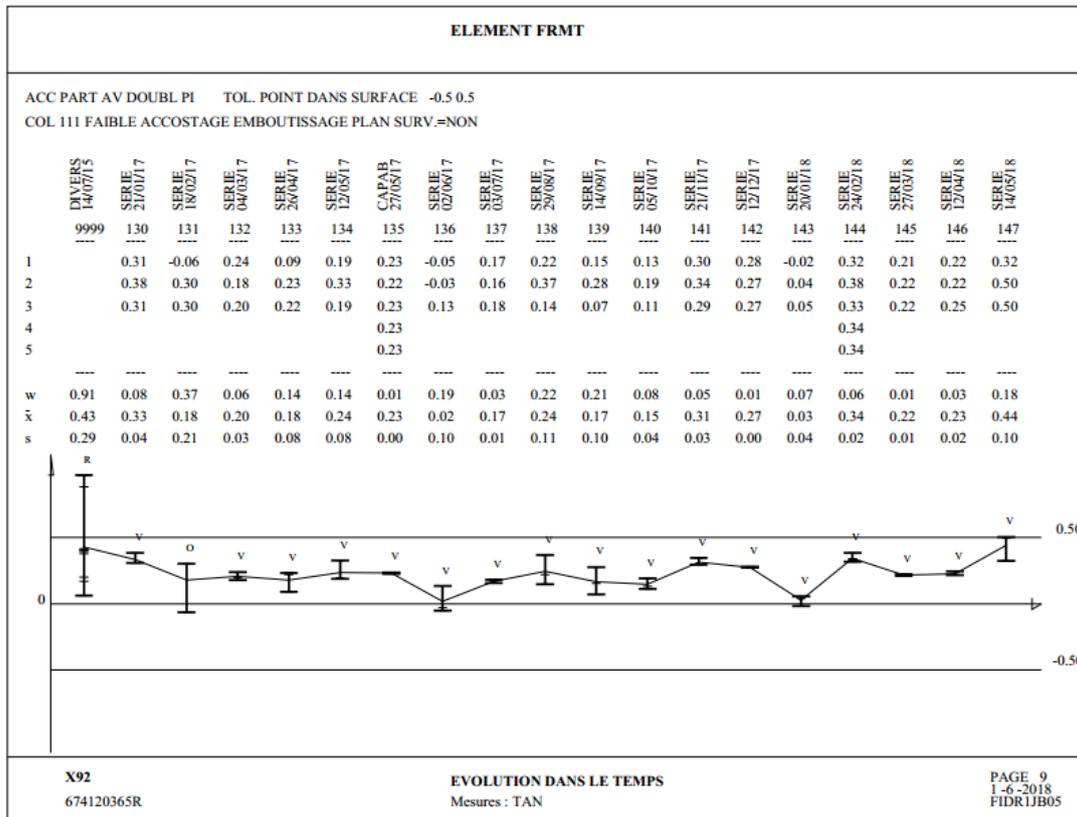
L'historique du point de contrôle numéro 41 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



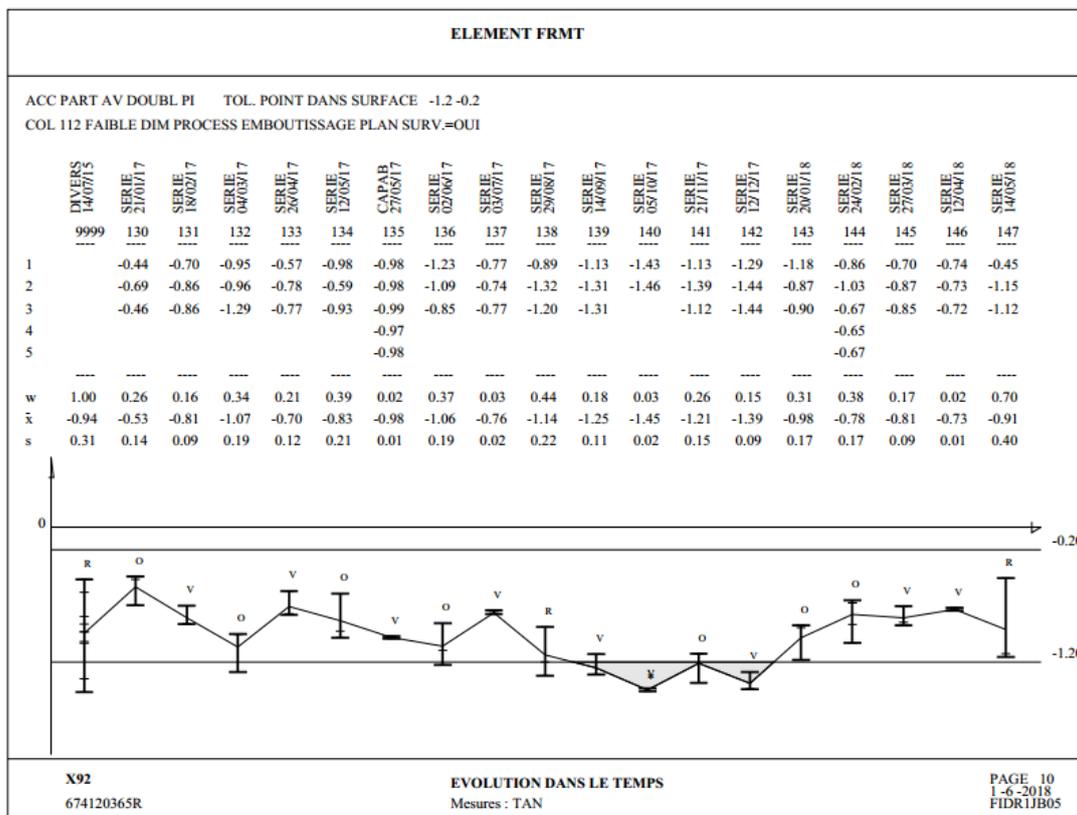
L'historique du point de contrôle numéro 41 (deuxième contrôle) d'ELEMENT FERMETURE TIBE



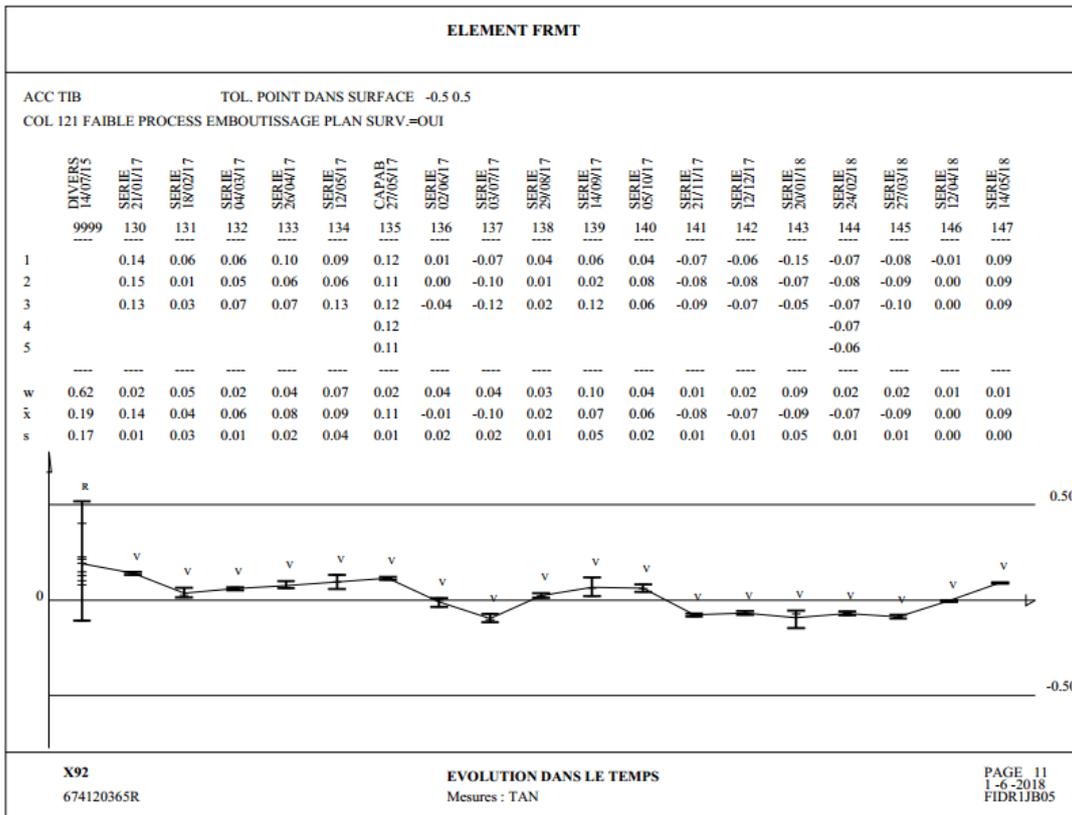
L'historique du point de contrôle numéro 101 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



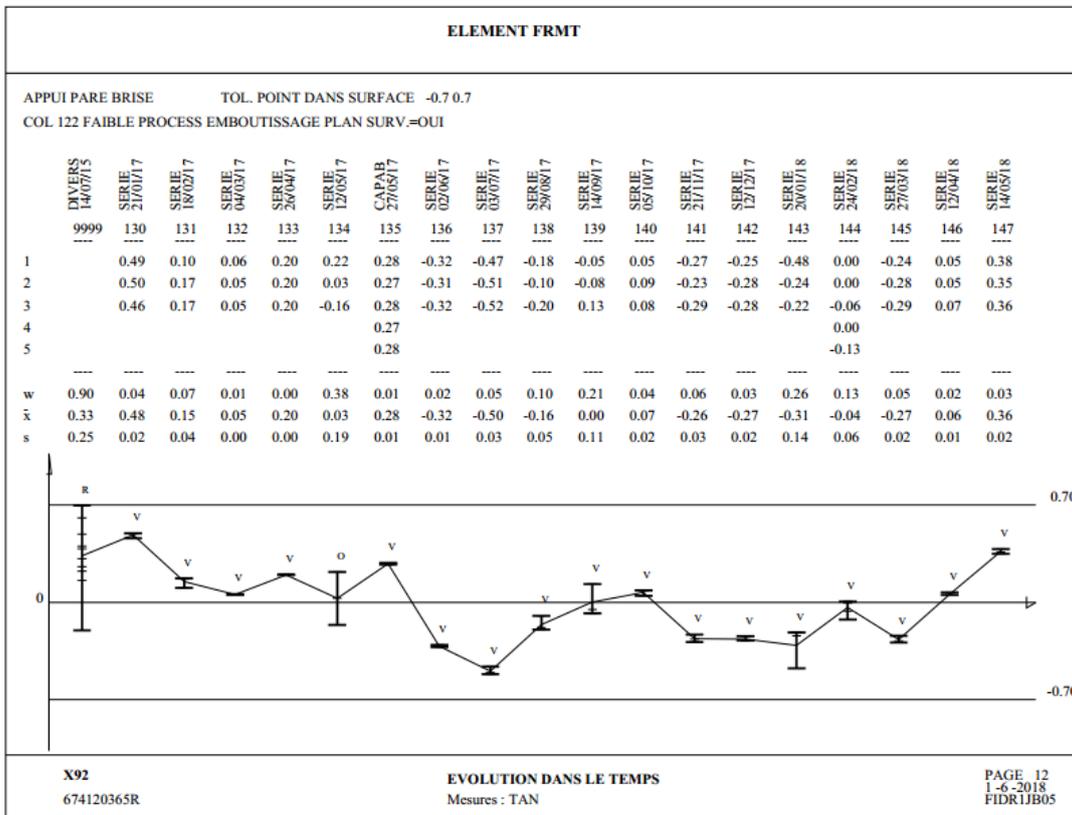
L'historique du point de contrôle numéro 111 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



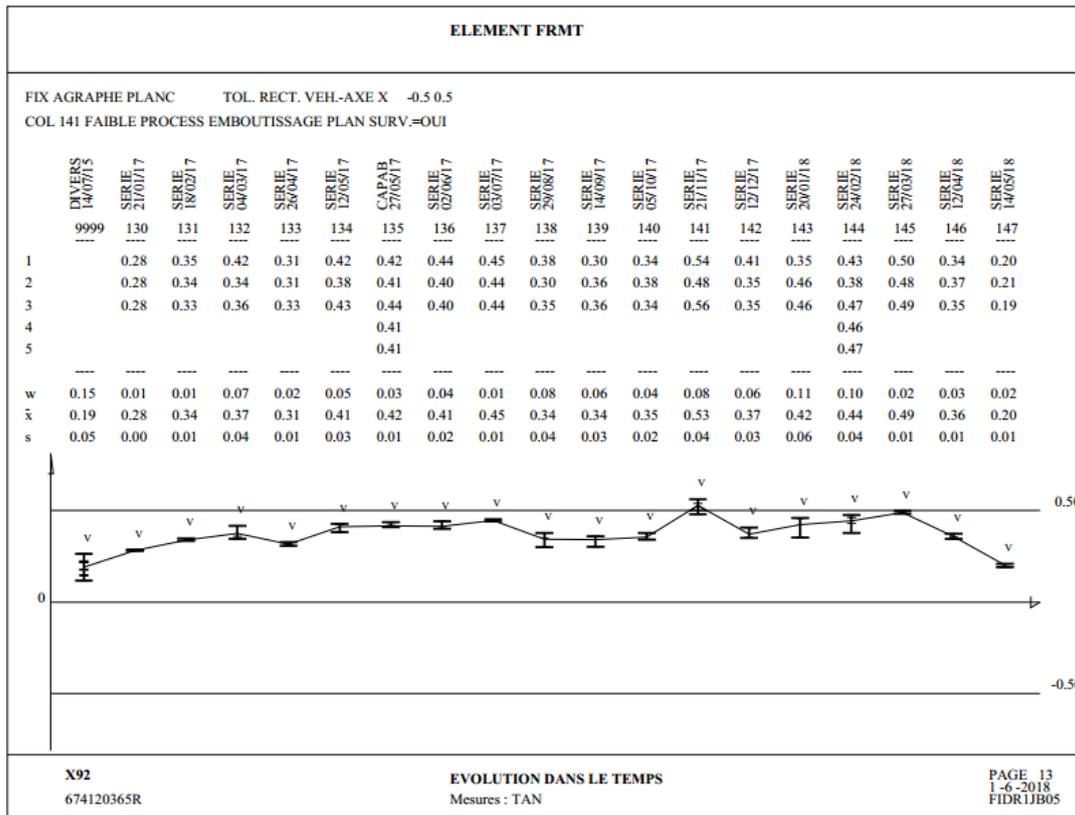
L'historique du point de contrôle numéro 112 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



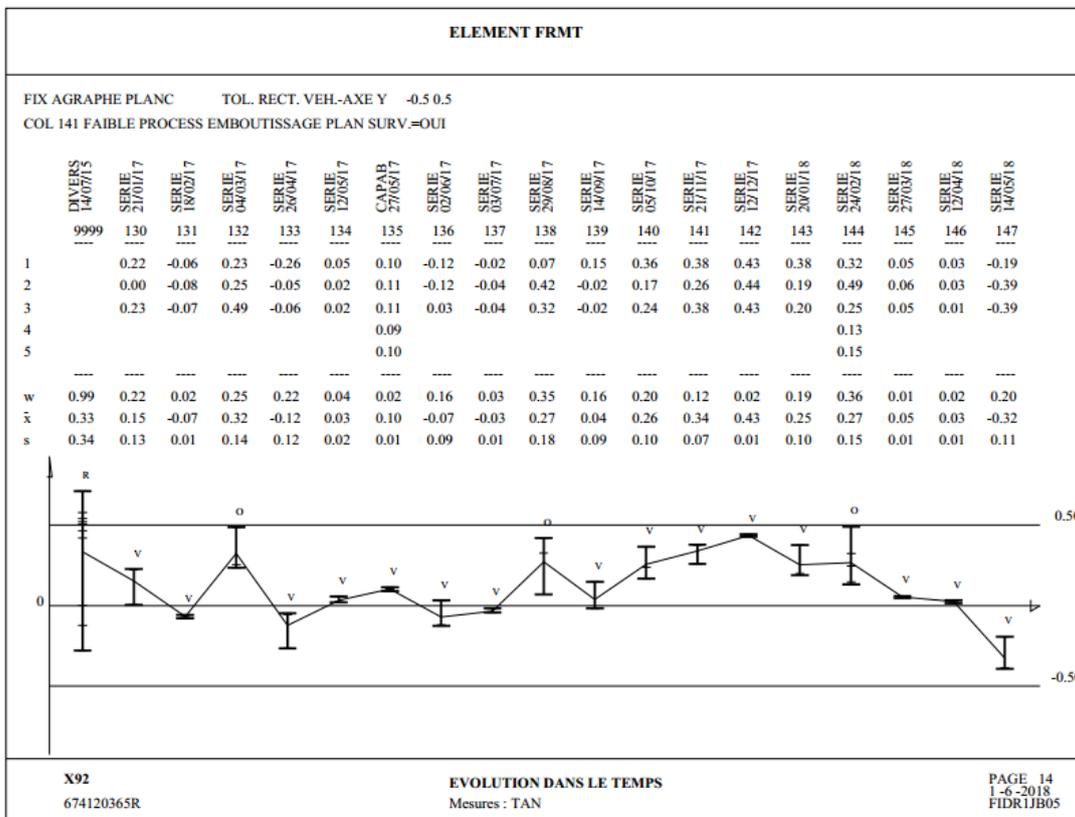
L'historique du point de contrôle numéro 121 d'ELEMENT FERMETURE



L'historique du point de contrôle numéro 122 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



L'historique du point de contrôle numéro 141 d'ELEMENT FERMETURE TIBE



L'historique du point de contrôle numéro 141 (deuxième contrôle) d'ELEMENT FERMETURE TIBE

Annexe 5 : Référence des points de soudage

RENAULT		Emetteur : N.ESSEBBANI		UET : Soudure		Page 1										
POSTE BM_120R124_F4		MACHINE BM120R124_F4		Flux FAB		A										
Type de Moyen ROBOT_RB7600		SOUS UNIT Finition Caisse		Service DIVD												
UNIT	CAISSE	PINCE	RX4E046R1073V00		DATE Edition	2018-06-01										
Marque Pince	FTS	MATRICULE	X25		DATE Mise a jour	2017-10-11										
Electrode Fixe :	R100149380	Matricule Fraise														
Electrode Mobil	R100149382	Freq Ragrage	250		TOLERANCE Effort (+ ou -)	0.1										
Allonge Fixe :	R100136230	Nbr Max Rag	12		TOLERANCE Courant (+ ou -)	200										
Allonge Mobile :	R901334024	Effort Rodage	120		TOLERANCE Temps (+ ou -)	1										
Temps ragrage	10	Temps usinage	10		TOLERANCE Epaisseur											
Prog	Effort	Table	Ep_Total	Accos	Serrage	Tps Pre	Int1 Pre	Int2 Pre	Tps Ch	Nbr Pul	Tps Fr	Intensite	Tps Rel	Int Rec	Maint	Type Lo
1	220	0	2.15	0	15	0	0	0	12	1	0	11000			12	TAN_1468
2	280	0	1.7	0	15	0	0	0	9	2	2	10700			16	TAN_1468
3	260	0	3.05	0	15	4	7300	7300	15	1	0	11000			16	TAN_1468
4	300	0	2.25	0	15	0	0	0	8	2	2	10700			16	TAN_1468
6	300	0	3.25	0	15	0	0	0	8	2	2	11000			16	TAN_1468
7	320	0	3.45	0	15	0	0	0	8	2	2	10900			16	TAN_1468
8	260	0	1.85	0	15	0	0	0	15	1	0	10600			16	TAN_1468
9	330	0	3	0	15	0	0	0	11	2	2	11200			22	TAN_1468
10	240	0	2.65	0	15	0	0	0	14	1	0	11200			14	TAN_1468
11	220	0	2.8	0	15	0	0	0	12	1	0	11000			12	TAN_1468
12	330	0	3.65	0	15	0	0	0	11	2	2	11200			22	TAN_1468
13	220	0	2.15	0	15	0	0	0	12	1	0	11000			12	TAN_1468
14	220	0	2.8	0	15	0	0	0	12	1	0	11000			12	TAN_1468
15	220	0	1.45	0	15	0	0	0	12	1	0	11000			12	TAN_1468
16	260	0	1.85	0	15	0	0	0	15	1	0	10600			16	TAN_1468
17	240	0	2.65	0	15	0	0	0	14	1	0	11200			14	TAN_1468
18	240	0	4.35	0	15	0	0	0	10	2	0	11200			20	TAN_1468
19	300	0	3	0	15	0	0	0	8	2	2	11000			16	TAN_1468

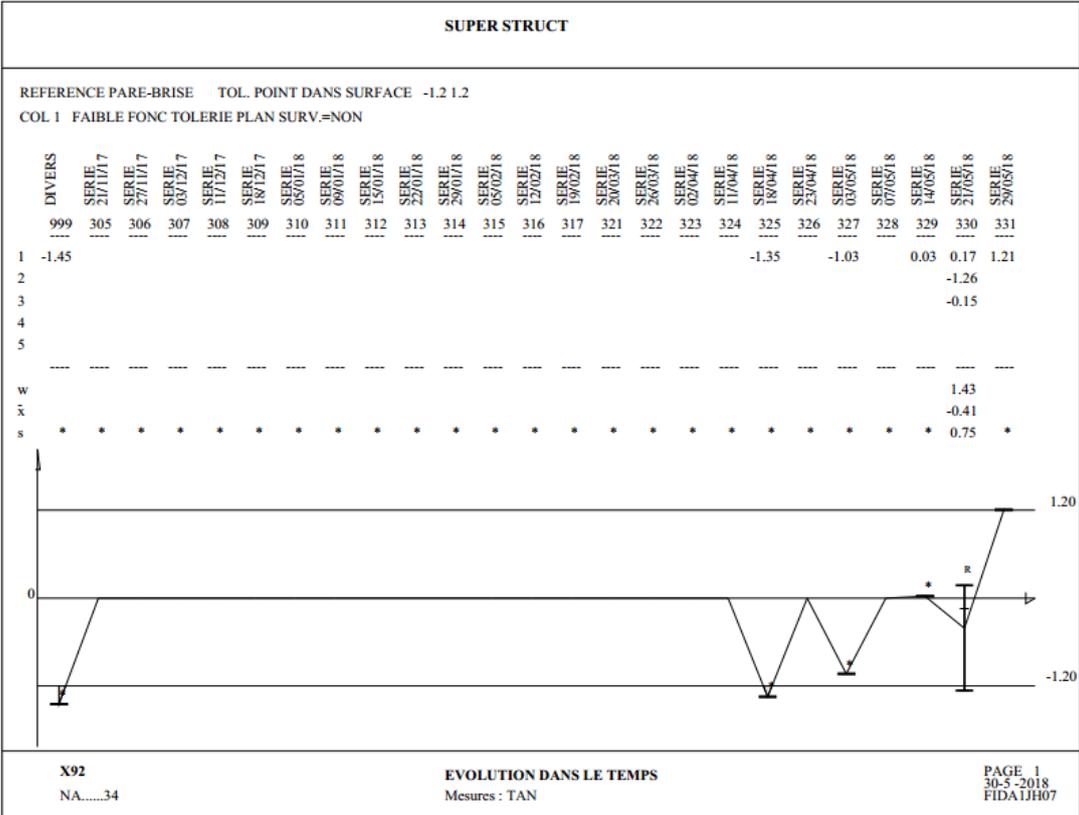
LOI De DEPHASAGE

Palier Incrém I Nb points		Type Loi TAN_1468										
		Palier 1	Palier 2	Palier 3	Palier 4	Palier 5	Palier 6	Palier 7	Palier 8	Palier 9	Palier 10	
		1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	
		10	20	40	60	90	120	140	170	200	250	
N°Points	N°Seq	Veh	Ordre	Divers	Epais 1	Epais 2	Epais 3	Epais 4	Piece 1	Piece 2	Piece 3	Piece 4
SBR22029922	1	J92	1									
SCC22021720	1	J92	2		0.65/GAL	1.50/			COTE CAISSE D	DOUBLURE MONTANT BAIE D		
SCC22021721	1	J92	3		0.65/GAL	1.50/			COTE CAISSE D	DOUBLURE MONTANT BAIE D		
SCC22021722	1	J92	4		0.65/GAL	1.50/			COTE CAISSE D	DOUBLURE MONTANT BAIE D		
SCC22021723	1	J92	5		0.65/GAL	1.50/			COTE CAISSE D	DOUBLURE MONTANT BAIE D		
SCC22026240	1	J92	6		0.65/GAL	1.50/			COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D		
SCSC2009364	1	J92	7		0.80/	0.00/			TRAVERSE AV PAVILLON	PRODUIT CALAGE GONFLANT		
SCSC2009366	1	J92	8		0.80/	0.00/			TRAVERSE AV PAVILLON	PRODUIT CALAGE GONFLANT		
SCSC2009367	1	J92	9		0.80/	0.00/			TRAVERSE AV PAVILLON	PRODUIT CALAGE GONFLANT		
SCSC2009369	1	J92	10		0.80/	0.00/			TRAVERSE AV PAVILLON	PRODUIT CALAGE GONFLANT		
SCSC2009370	1	J92	11		0.80/	0.00/			TRAVERSE AV PAVILLON	PRODUIT CALAGE GONFLANT		
SCS22009851	3	J92	16		0.65/GAL	1.50/	0.90/GAL		COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D	PARTIE AR DOUBLURE PIED A	
SCS22009852	3	J92	17		0.65/GAL	1.50/	0.90/GAL		COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D	PARTIE AR DOUBLURE PIED A	
SCS22009853	3	J92	18		0.65/GAL	1.50/	0.90/GAL		COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D	PARTIE AR DOUBLURE PIED A	
SCS22009854	3	J92	19		0.65/GAL	1.50/	0.90/GAL		COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D	PARTIE AR DOUBLURE PIED A	
SCS22009855	3	J92	20		0.65/GAL	1.50/	0.90/GAL		COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D	PARTIE AR DOUBLURE PIED A	
SCS22019657	3	J92	21		0.65/GAL	1.50/	0.90/GAL		COTE CAISSE D	DOUBLURE MONTANT BAIE D	PARTIE AR DOUBLURE PIED A	
SCSD2026721	8	J92	38		0.95/	0.90/GAL			RENFORT DOUBLURE PIED AV	PARTIE AV DOUBLURE PIED A		
SCSD2026725	8	J92	39		0.95/	0.90/GAL			RENFORT DOUBLURE PIED AV	PARTIE AV DOUBLURE PIED A		
SCSD2027341	8	J92	40		0.95/	0.90/GAL			RENFORT DOUBLURE PIED AV	PARTIE AV DOUBLURE PIED A		
SCSD2027345	8	J92	41		0.95/	0.90/GAL			RENFORT DOUBLURE PIED AV	PARTIE AV DOUBLURE PIED A		

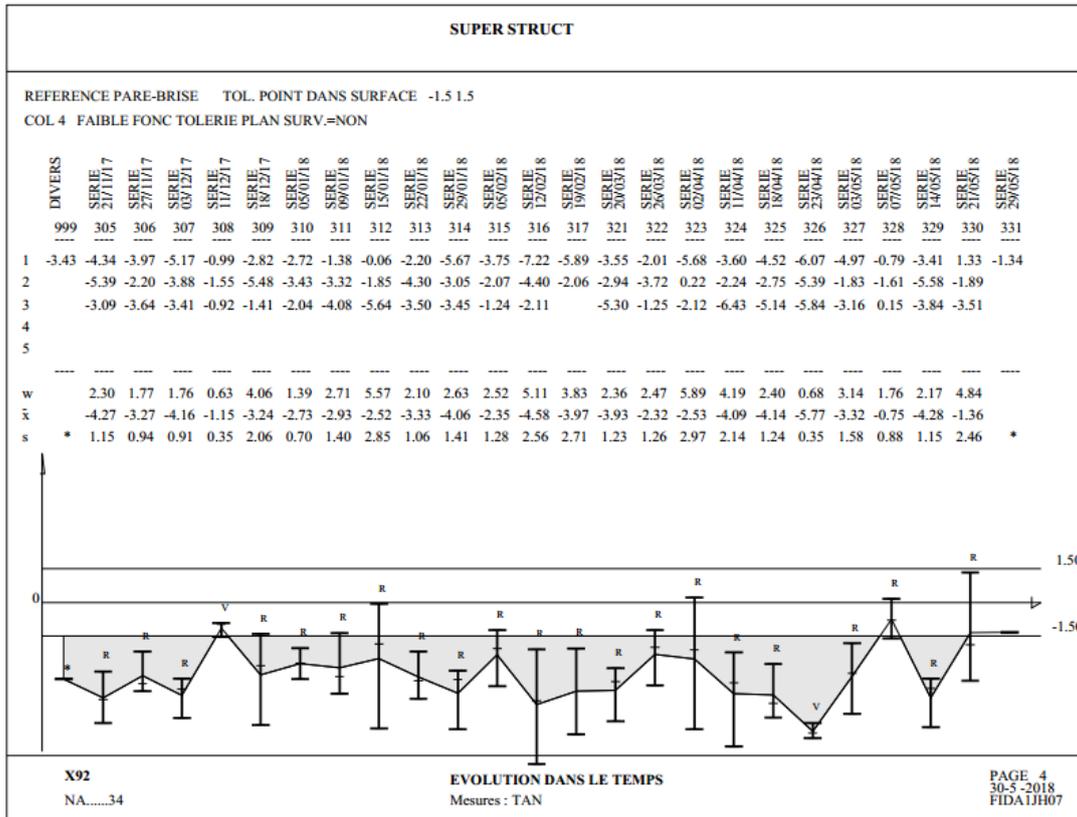
	Emetteur : N.ESSEBBANI		UET : Soudure		Service : DIVD							
	POSTE	BM_120R124_F4	MACHINE	BM120R124_F4	FAB	A						
	Type de Moyen	ROBOT_RB7600	SOUS UNIT	Finition Caisse	DATE Mise a jc 2017-10-1							
						Page : 2						
N°Points	N°Seq	Veh	Ordre	Divers	Epais 1	Epais 2	Epais 3	Epais 4	Piece 1	Piece 2	Piece 3	Piece 4
SDC22022032	9	J92	42		1.50/	1.50/			DOUBLURE MONTANT BAIE D	RENFORT PIED AV D		
SDC22024881	9	J92	43		1.50/	1.50/			DOUBLURE MONTANT BAIE D	RENFORT PIED AV D		
SCSD2013705	10	J92	44		0.65/GAL	0.80/	1.20/		PAVILLON	TRAVERSE AV PAVILLON	EQUERRE LZ DBL MTT BAIE D	
SCS22024922	11	J92	45		1.50/	0.65/GAL	0.65/GAL		DOUBLURE MONTANT BAIE D	COTE CAISSE D	PAVILLON	
SCC22026342	12	J92	46		0.65/GAL	1.50/	1.50/		COTE CAISSE D	RENFORT PIED AV D	DOUBLURE MONTANT BAIE D	

Référence des points de soudage

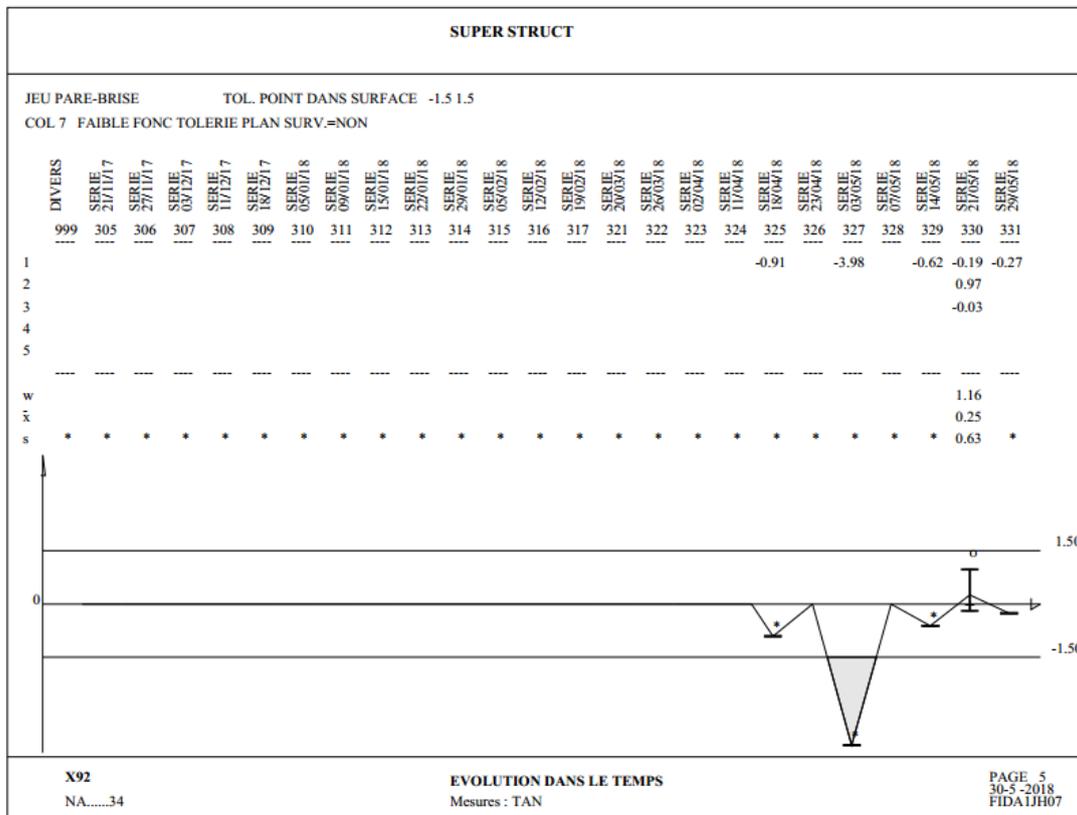
Annexe 6 : L'historique des points de contrôle de la structure



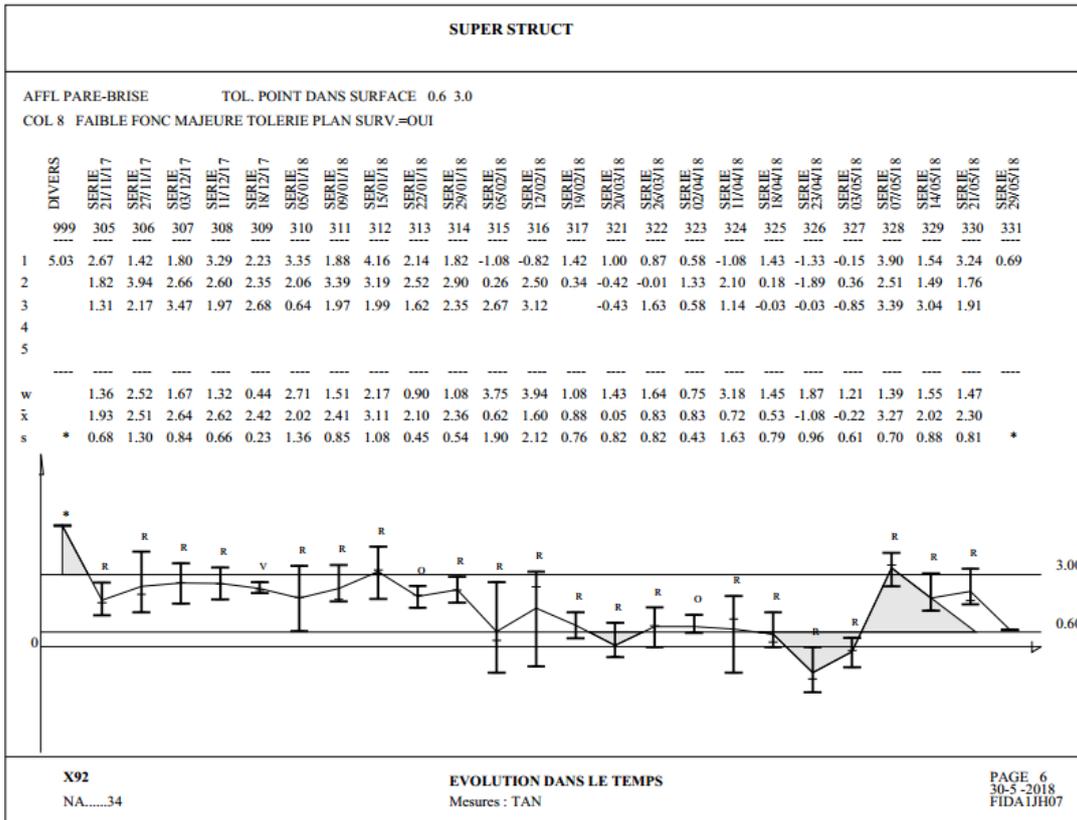
L'historique du point de contrôle numéro 1 de la structure



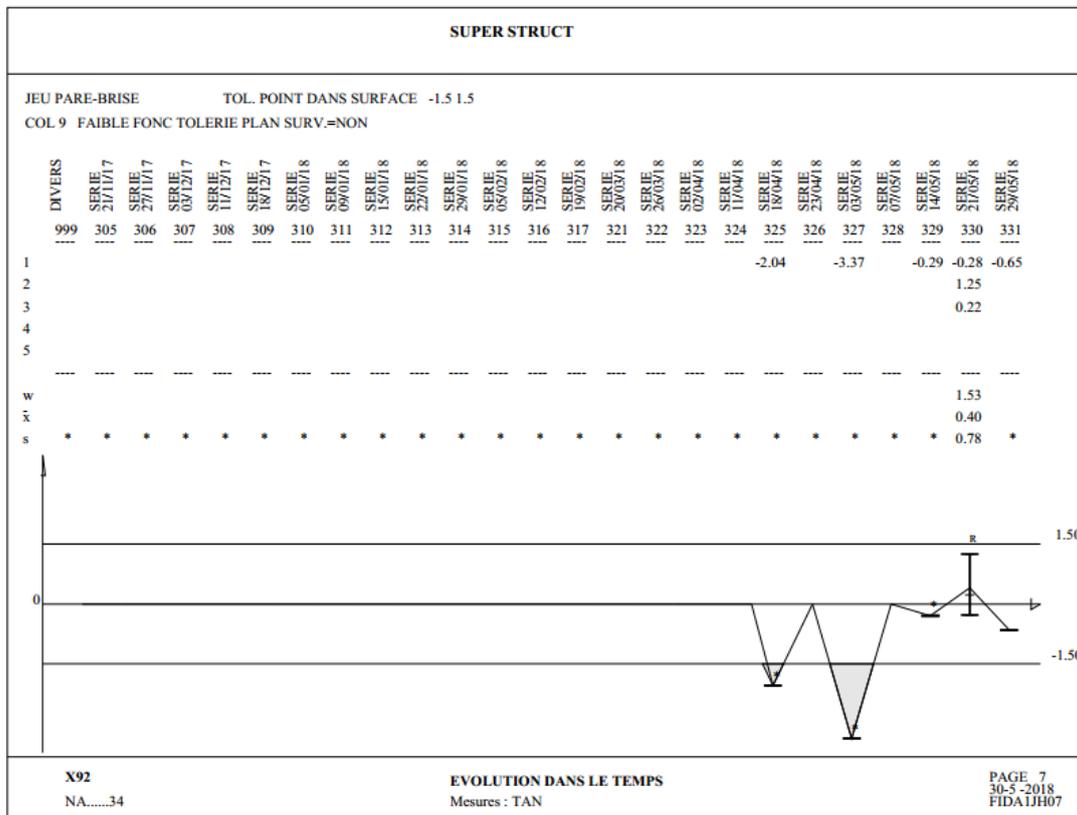
L'historique du point de contrôle numéro 4 de la structure



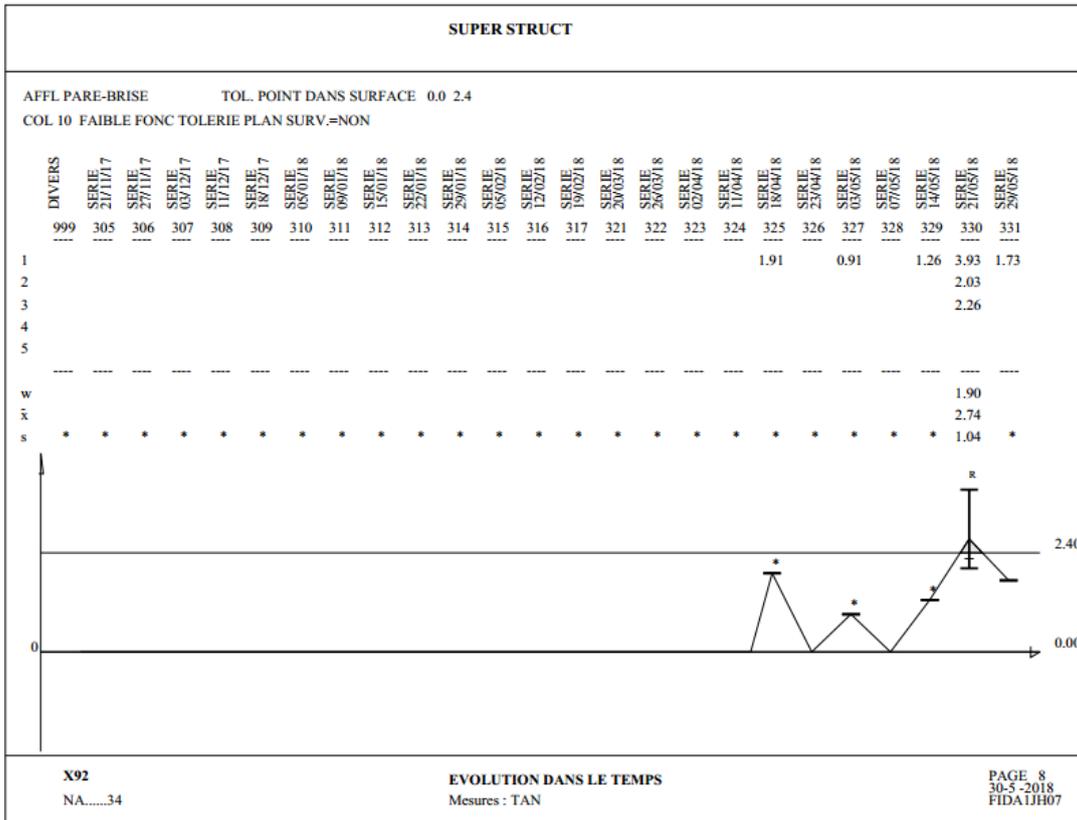
L'historique du point de contrôle numéro 7 de la structure



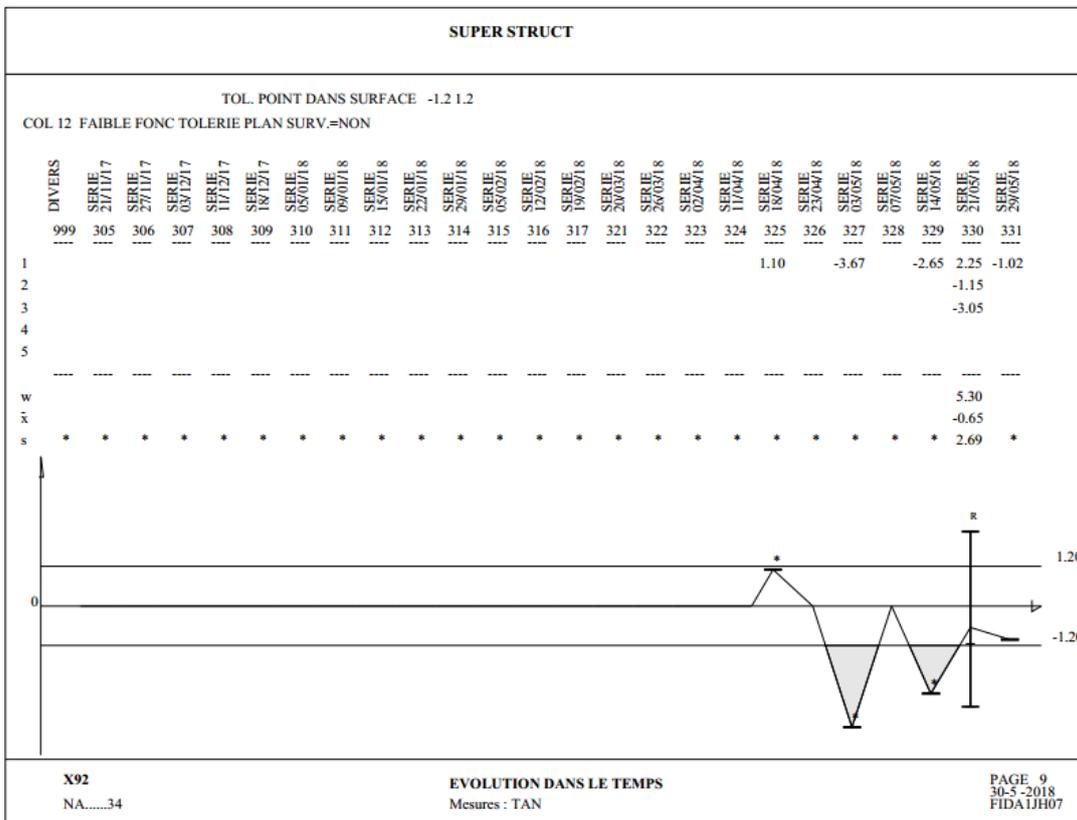
L'historique du point de contrôle numéro 8 de la structure



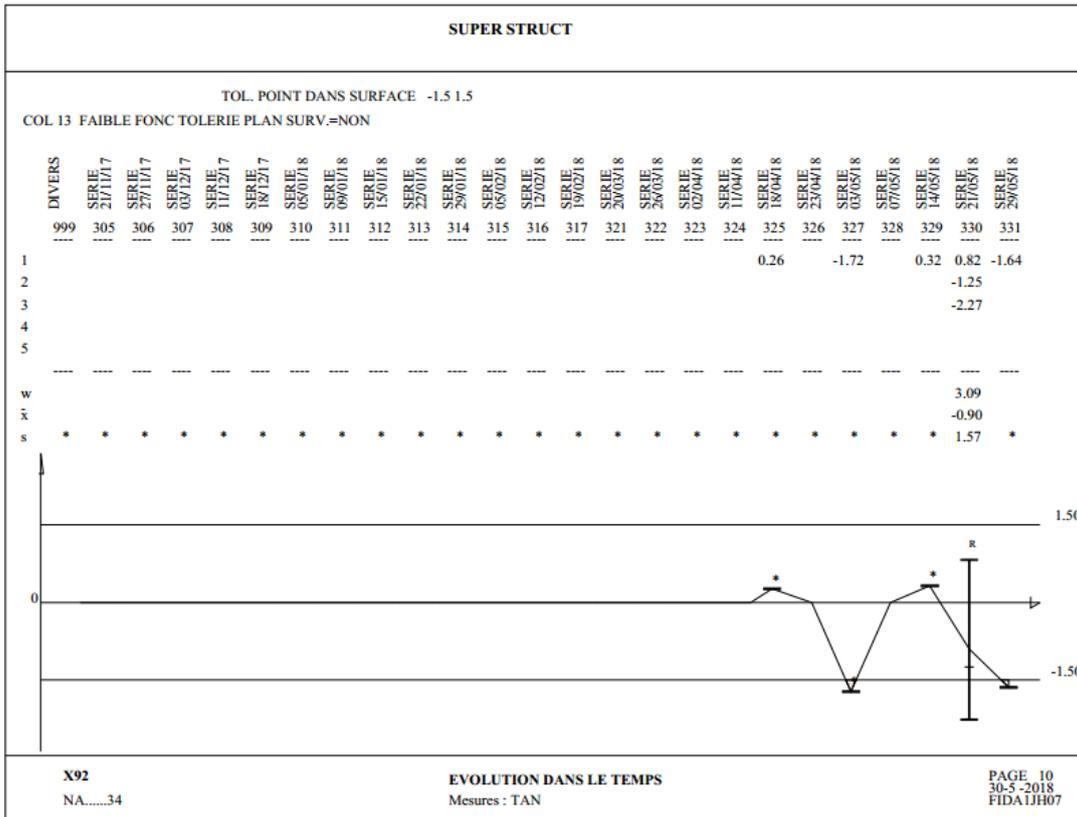
L'historique du point de contrôle numéro 9 de la structure



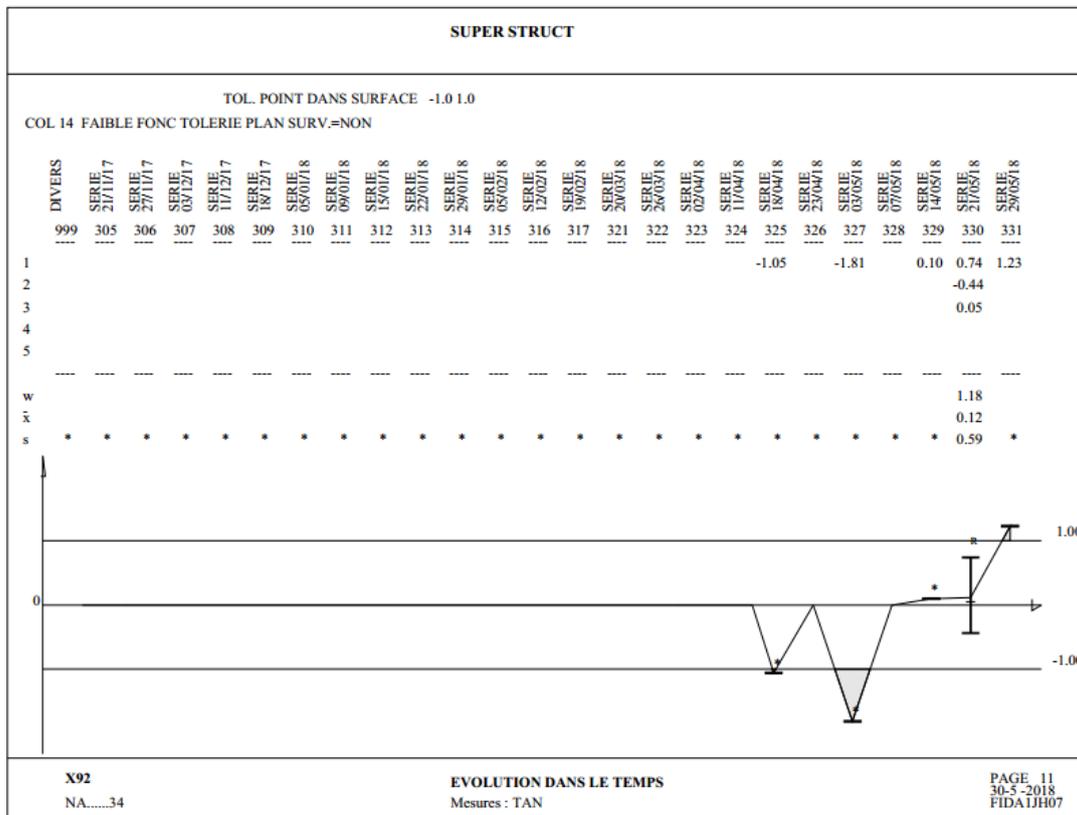
L'historique du point de contrôle numéro 10 de la structure



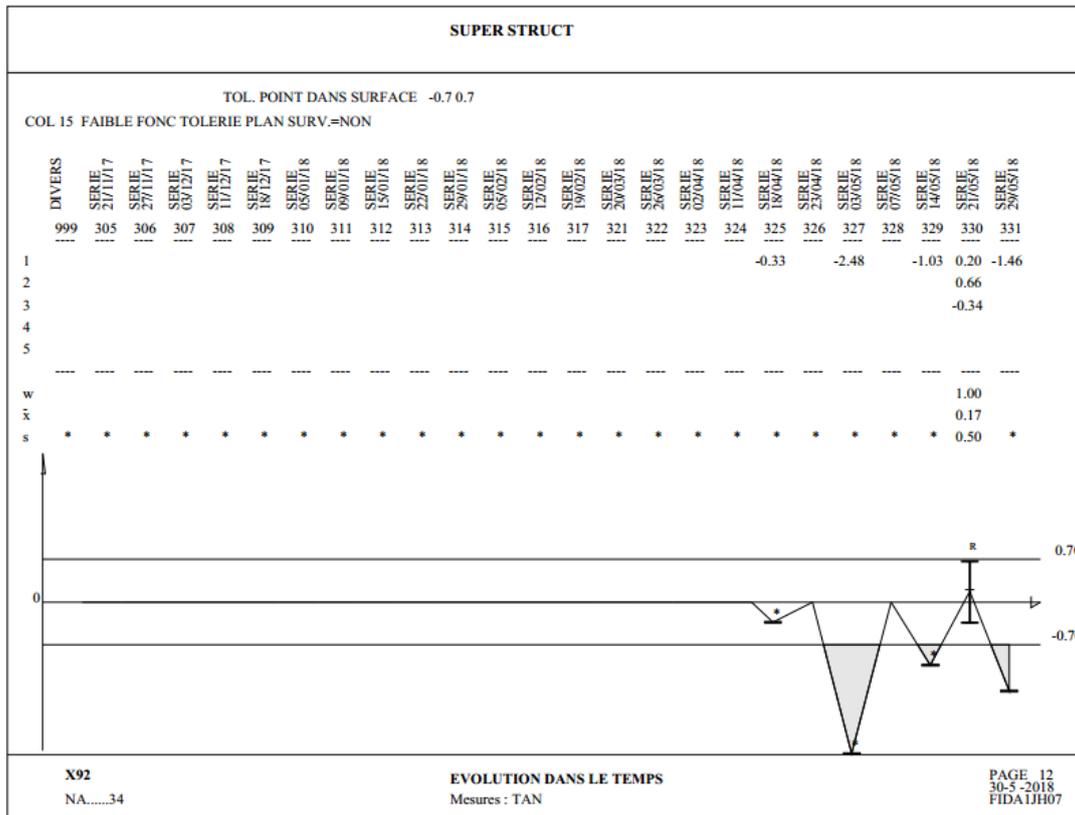
L'historique du point de contrôle numéro 12 de la structure



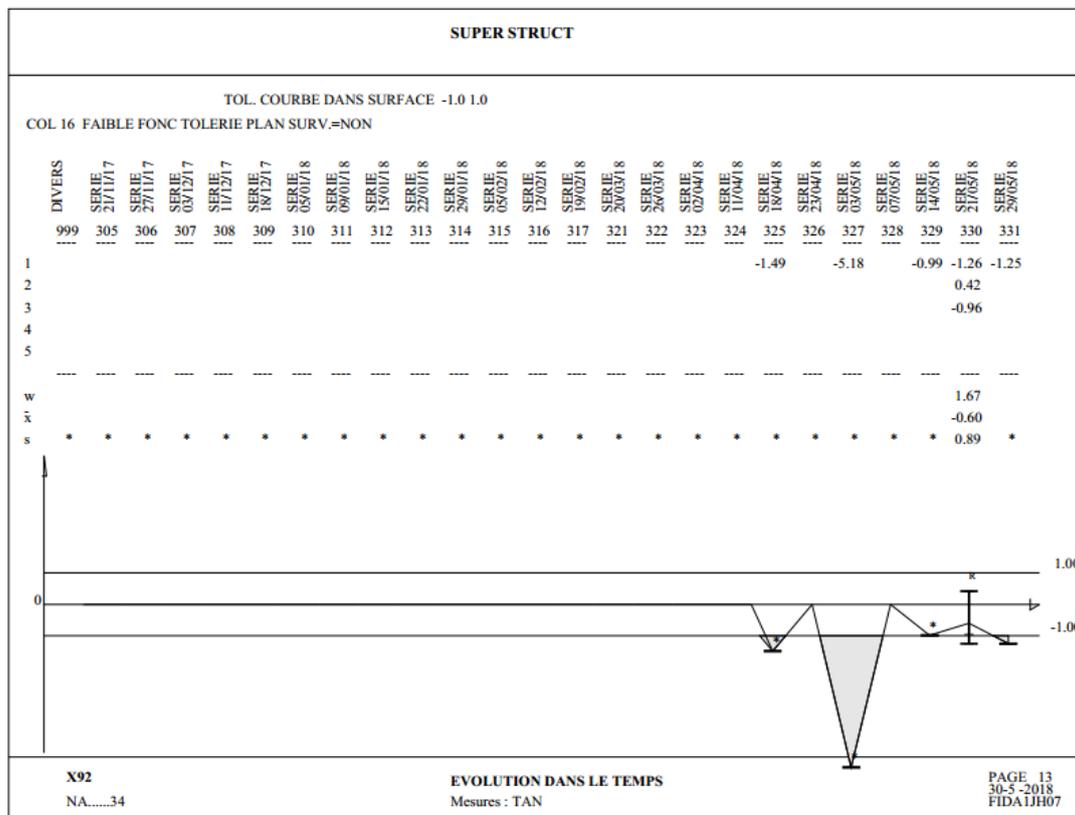
L'historique du point de contrôle numéro 13 de la structure



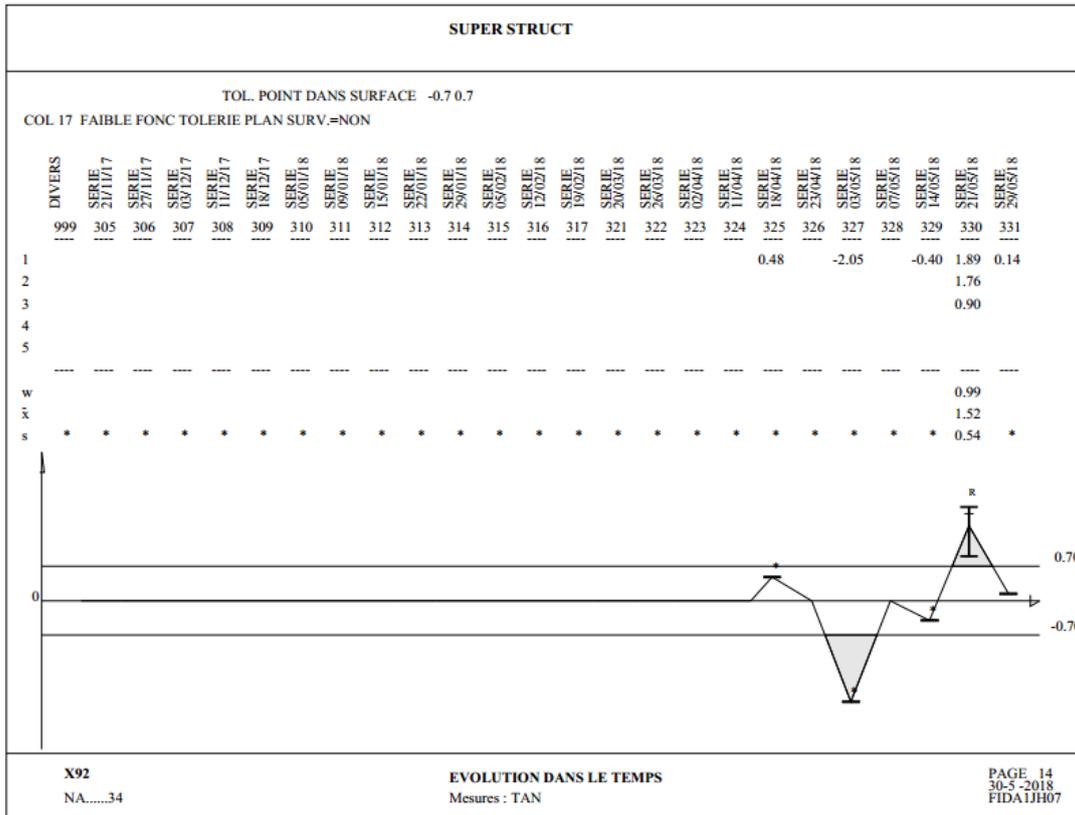
L'historique du point de contrôle numéro 14 de la structure



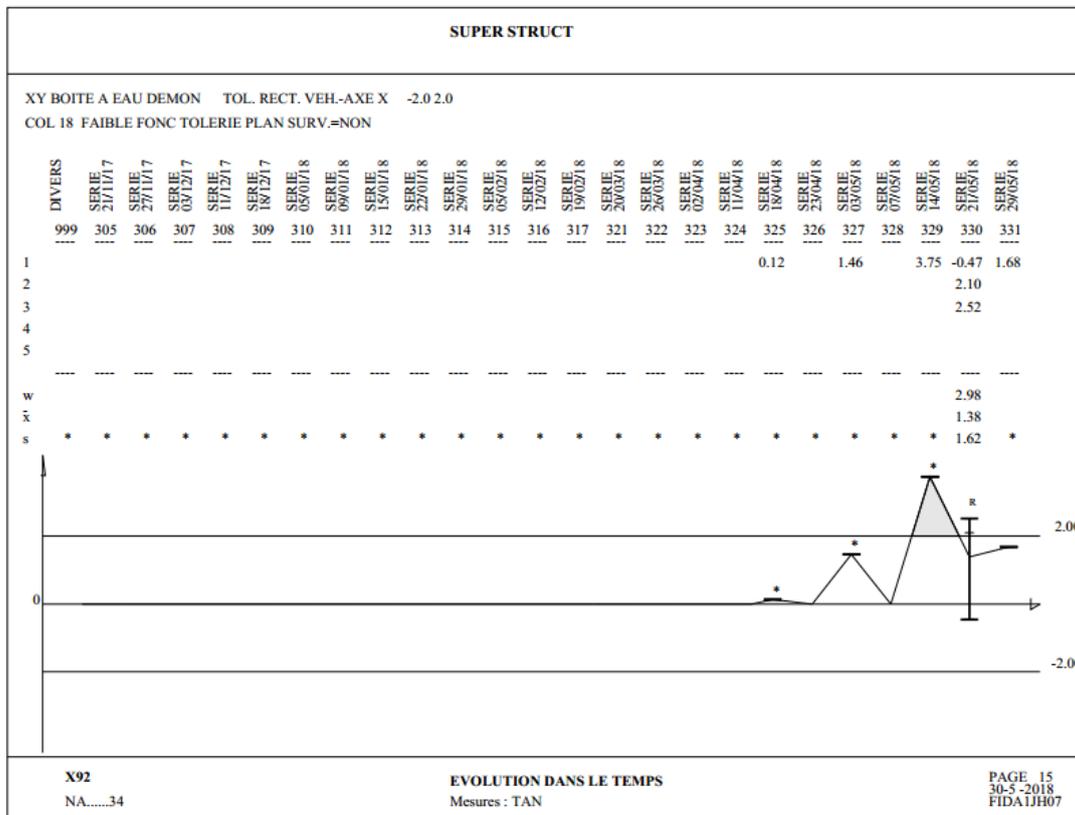
L'historique du point de contrôle numéro 15 de la structure



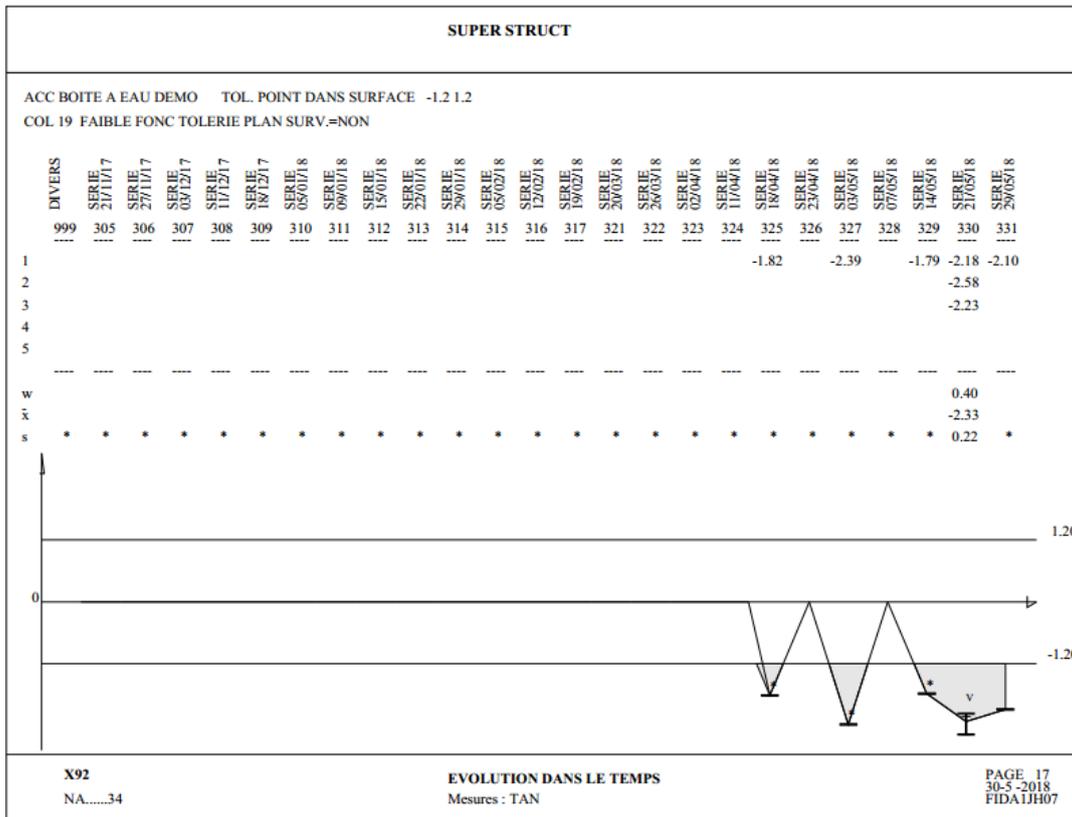
L'historique du point de contrôle numéro 16 de la structure



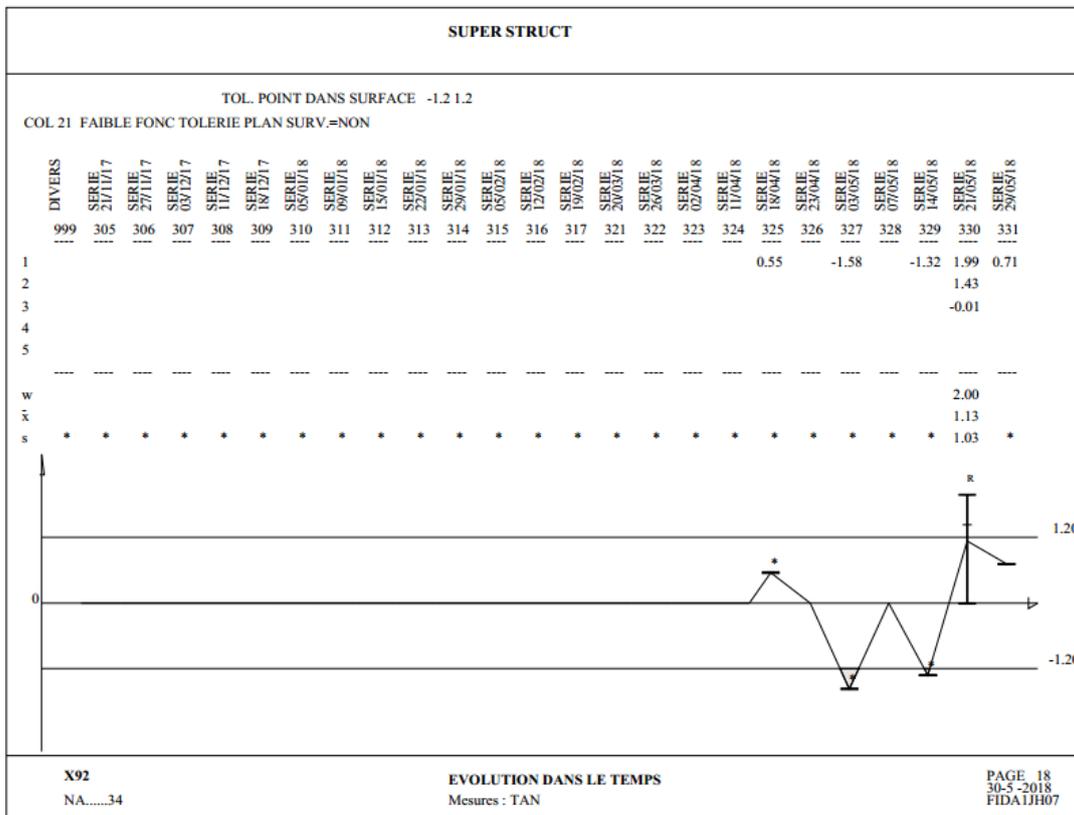
L'historique du point de contrôle numéro 17 de la structure



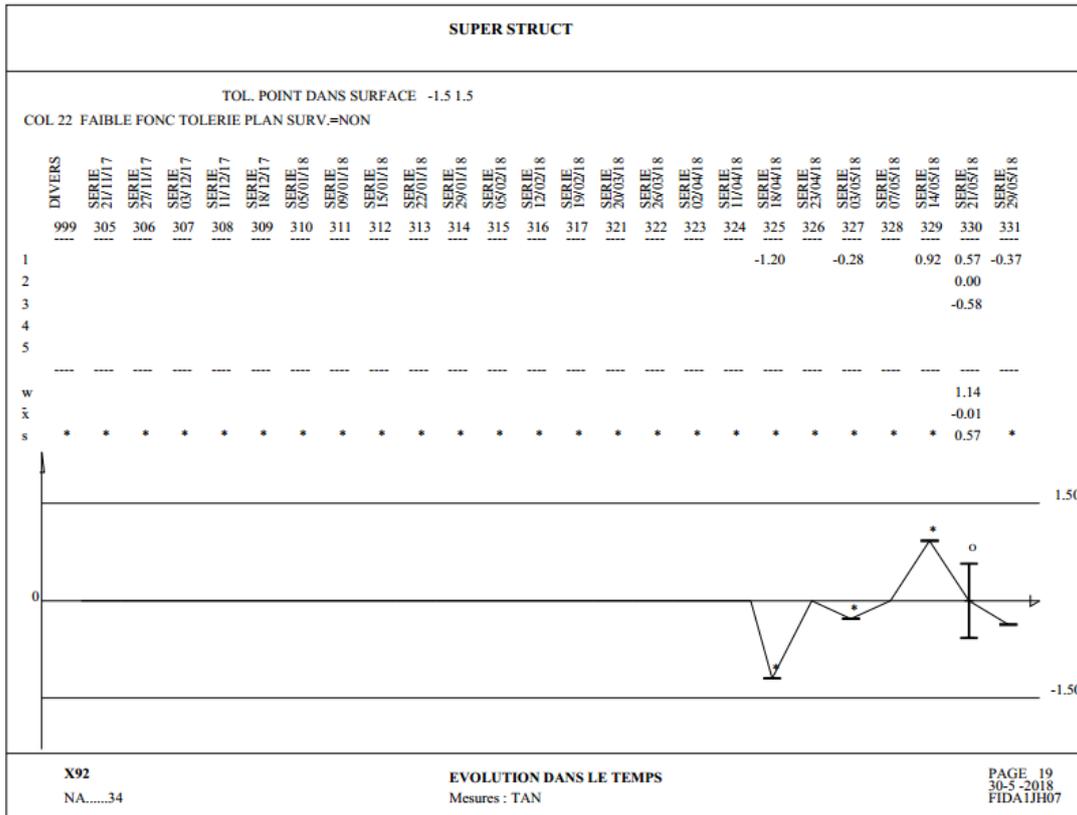
L'historique du point de contrôle numéro 18 de la structure



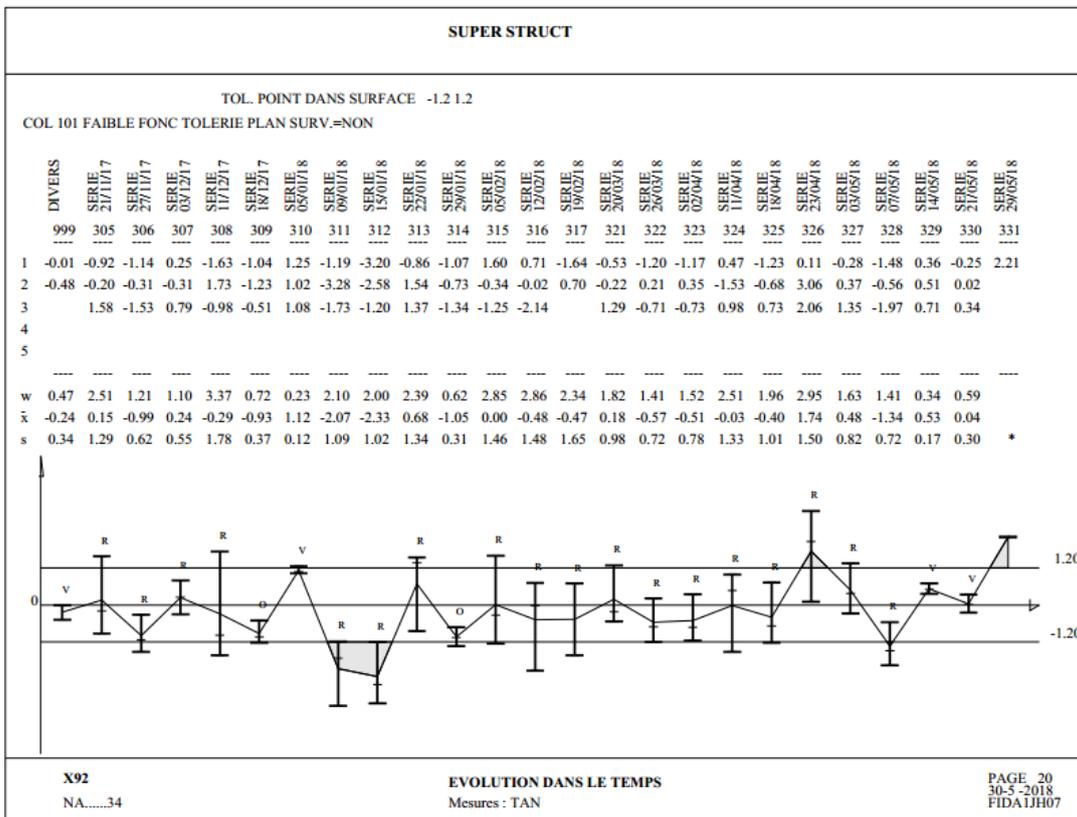
L'historique du point de contrôle numéro 19 de la structure



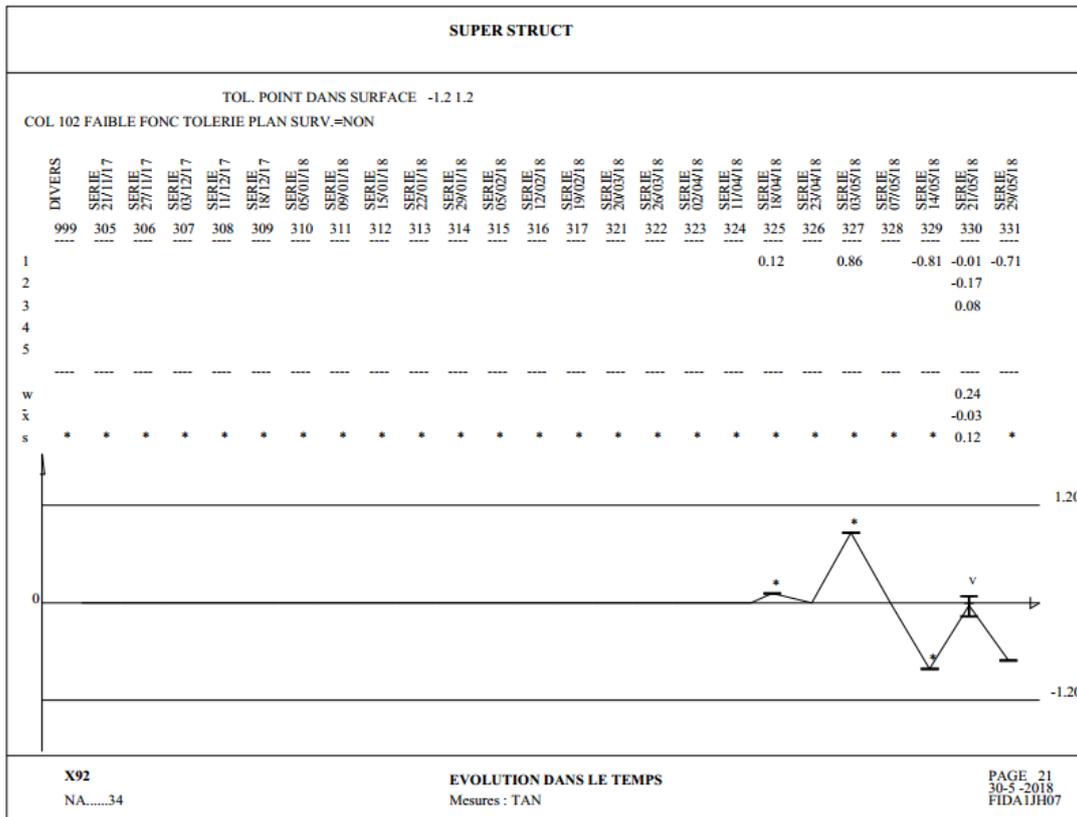
L'historique du point de contrôle numéro 21 de la structure



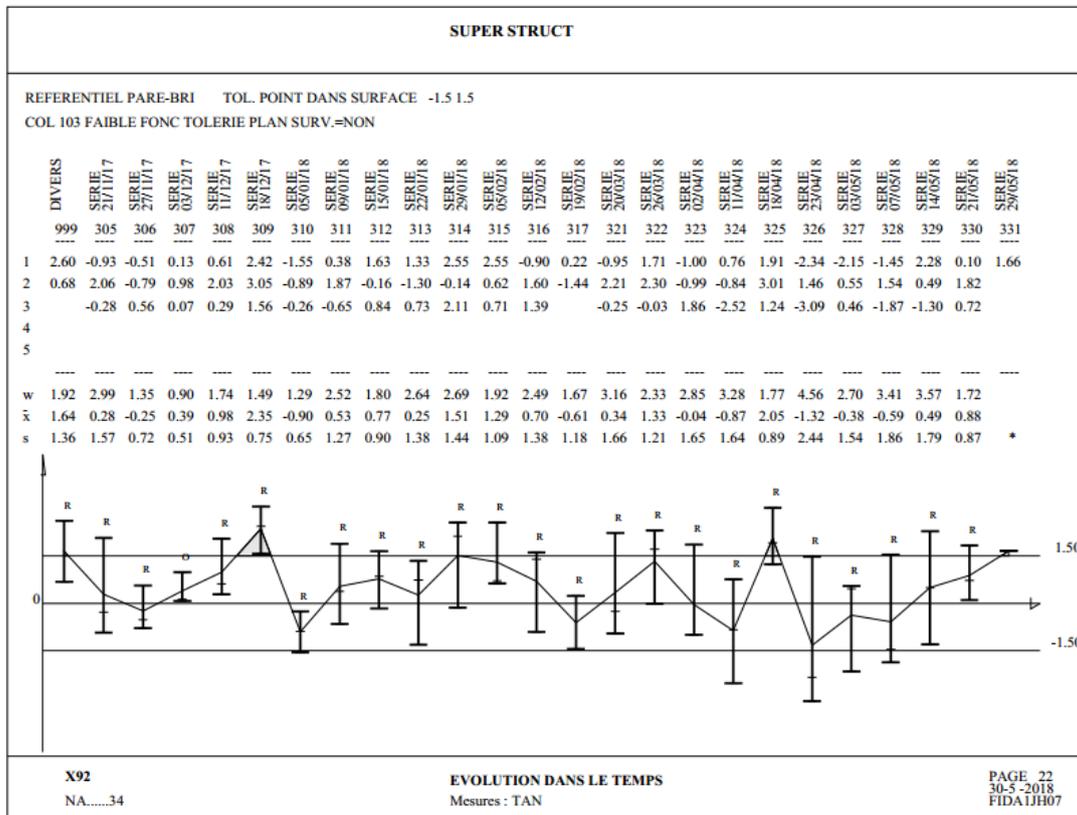
L'historique du point de contrôle numéro 22 de la structure



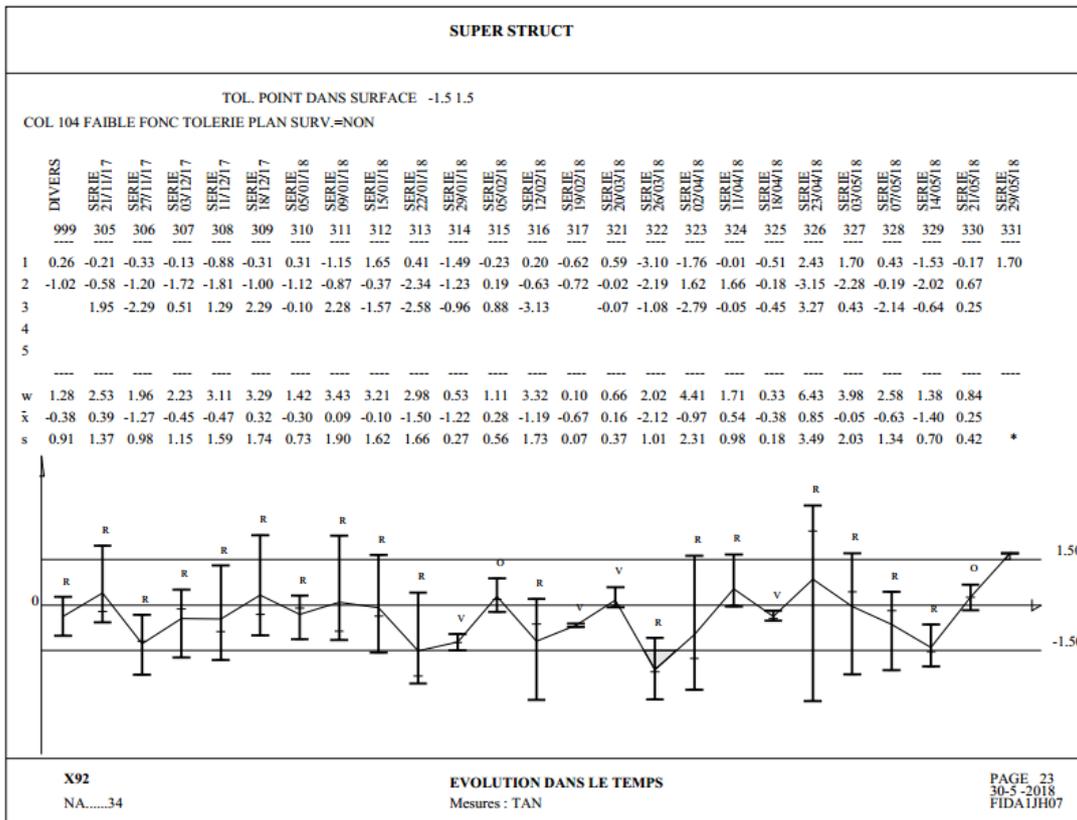
L'historique du point de contrôle numéro 101 de la structure



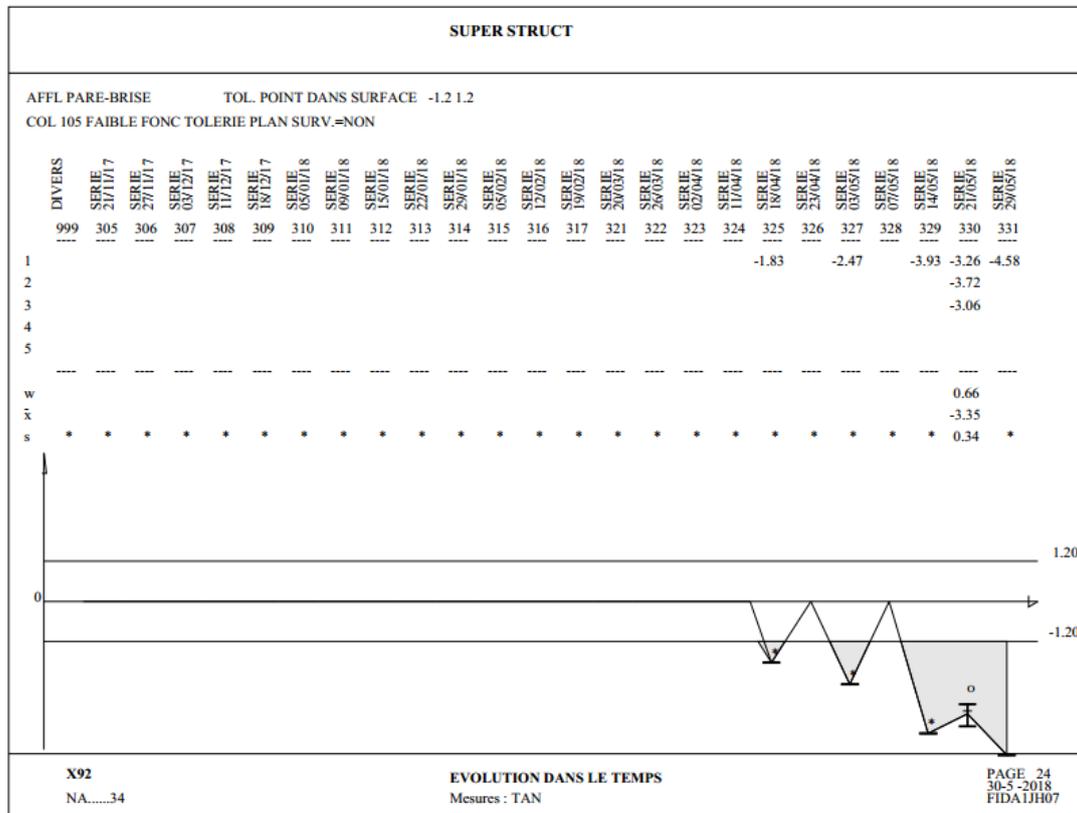
L'historique du point de contrôle numéro 102 de la structure



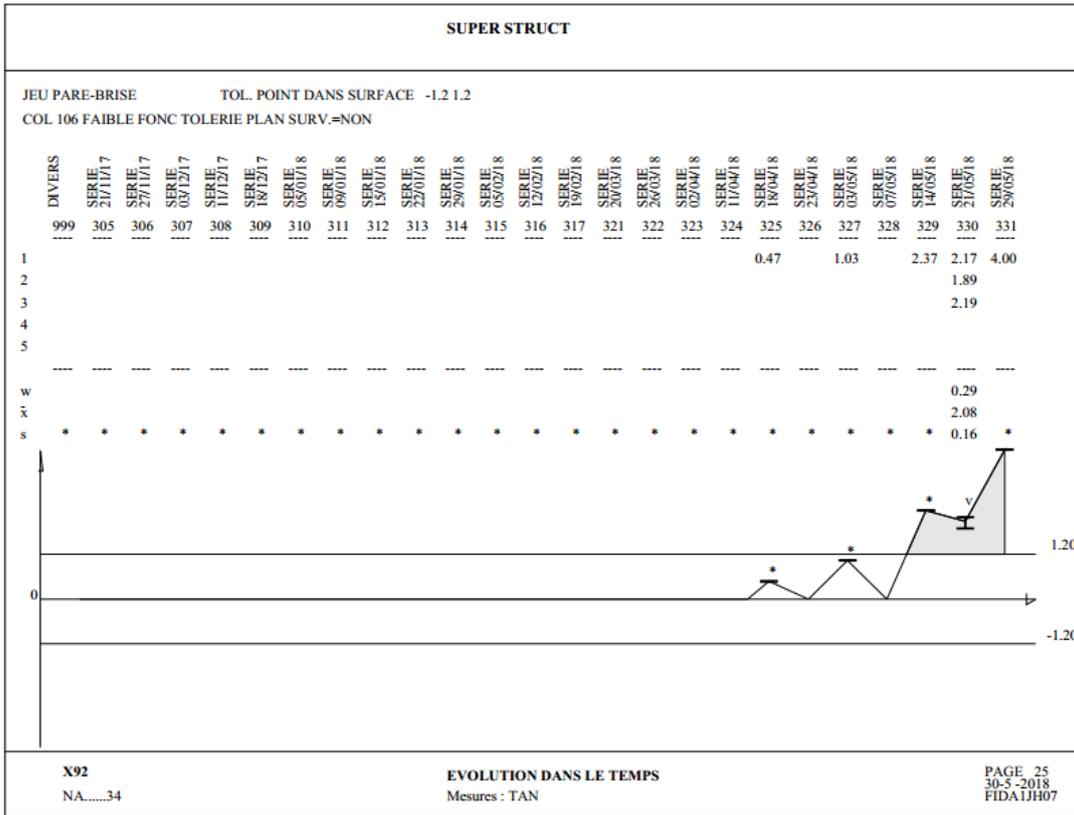
L'historique du point de contrôle numéro 103 de la structure



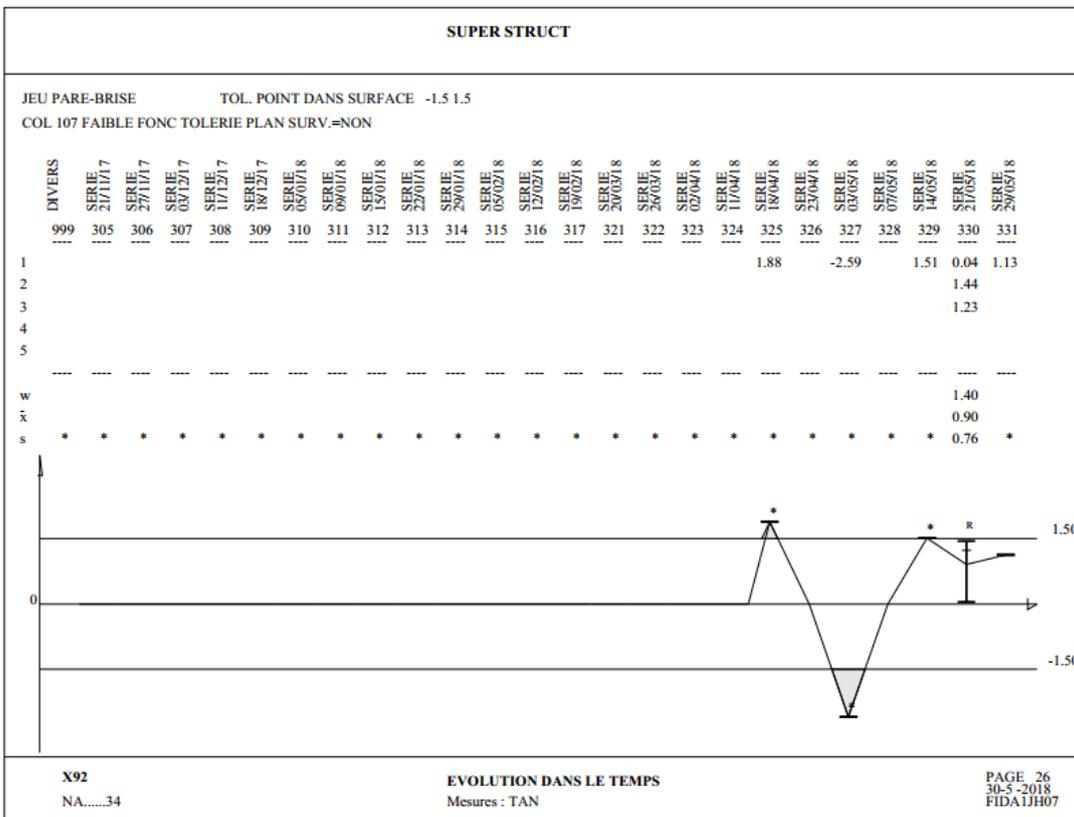
L'historique du point de contrôle numéro 104 de la structure



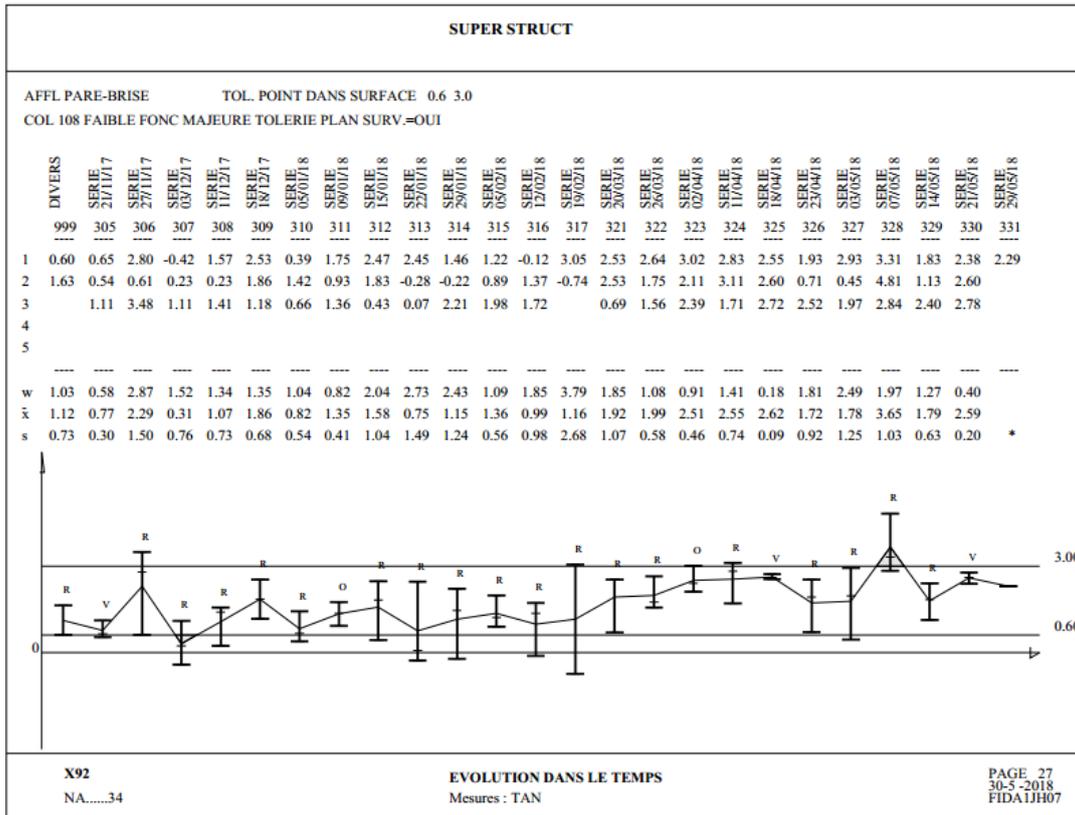
L'historique du point de contrôle numéro 105 de la structure



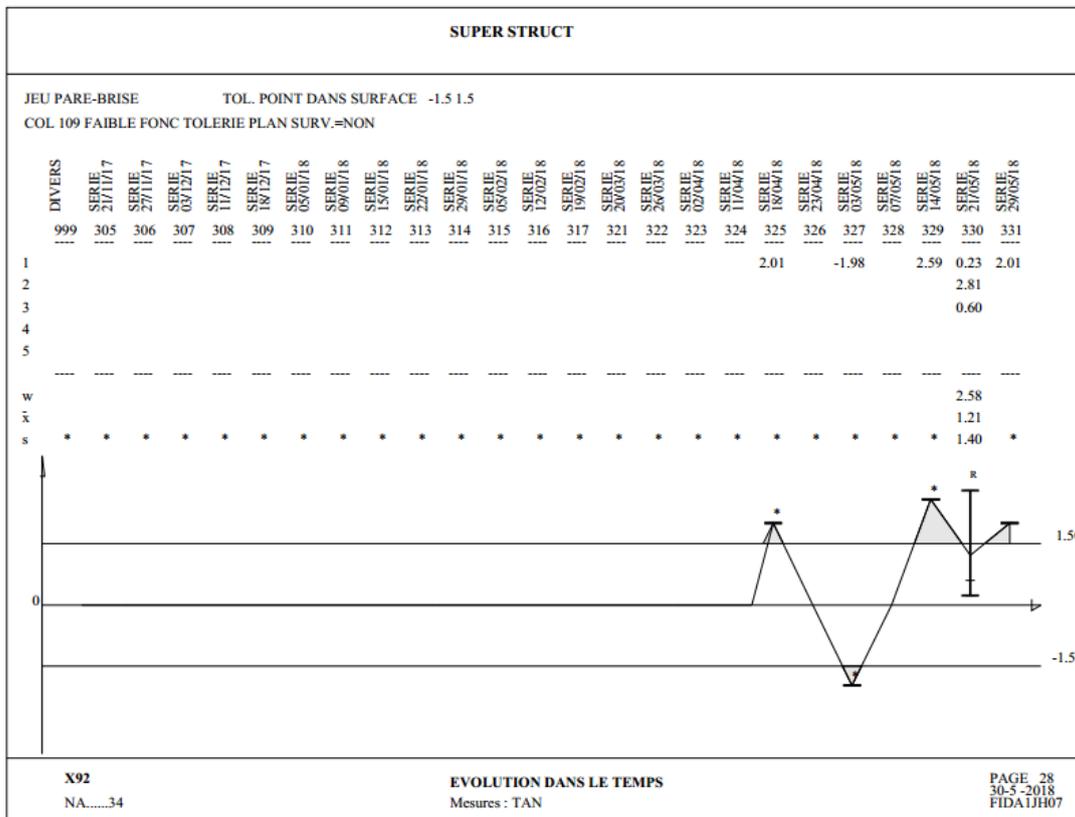
L'historique du point de contrôle numéro 106 de la structure



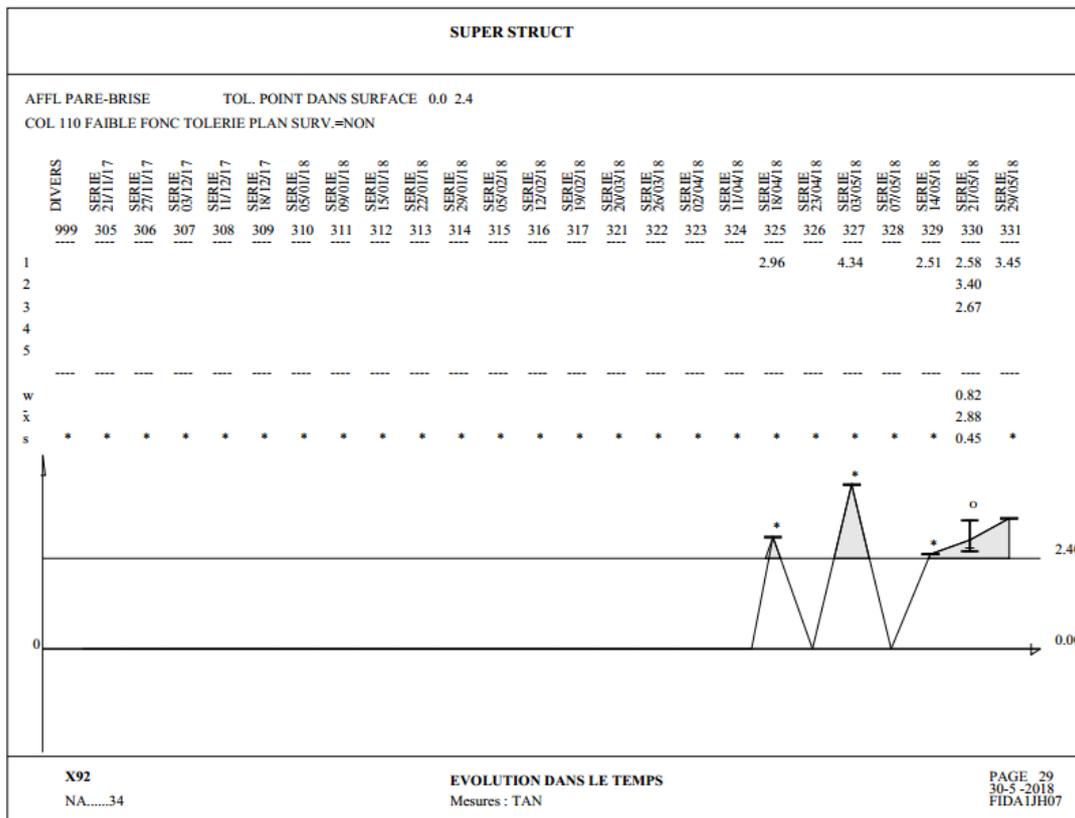
L'historique du point de contrôle numéro 107 de la structure



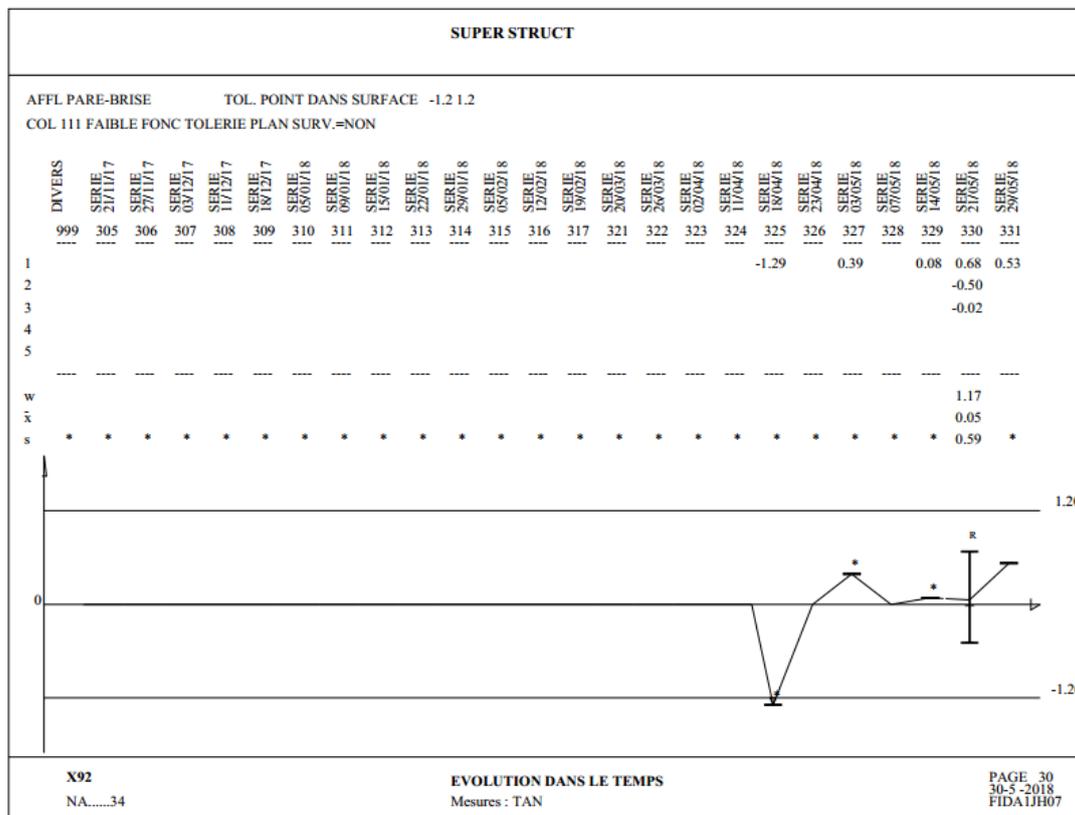
L'historique du point de contrôle numéro 108 de la structure



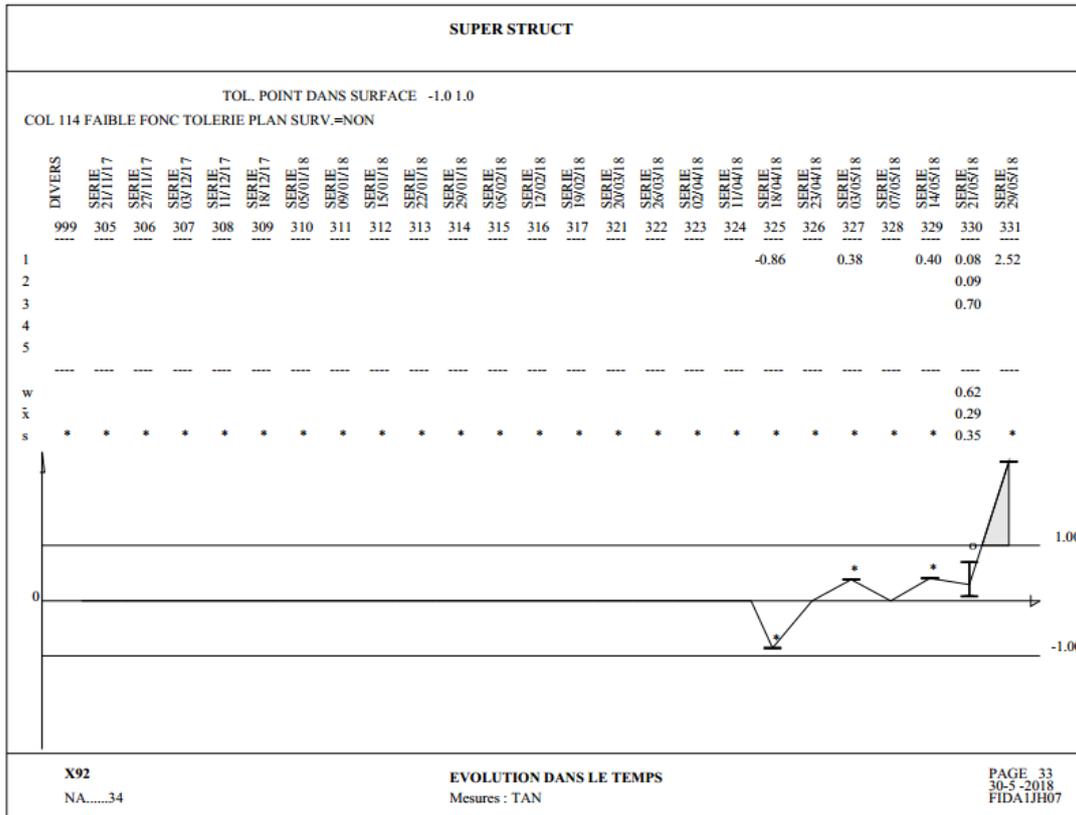
L'historique du point de contrôle numéro 109 de la structure



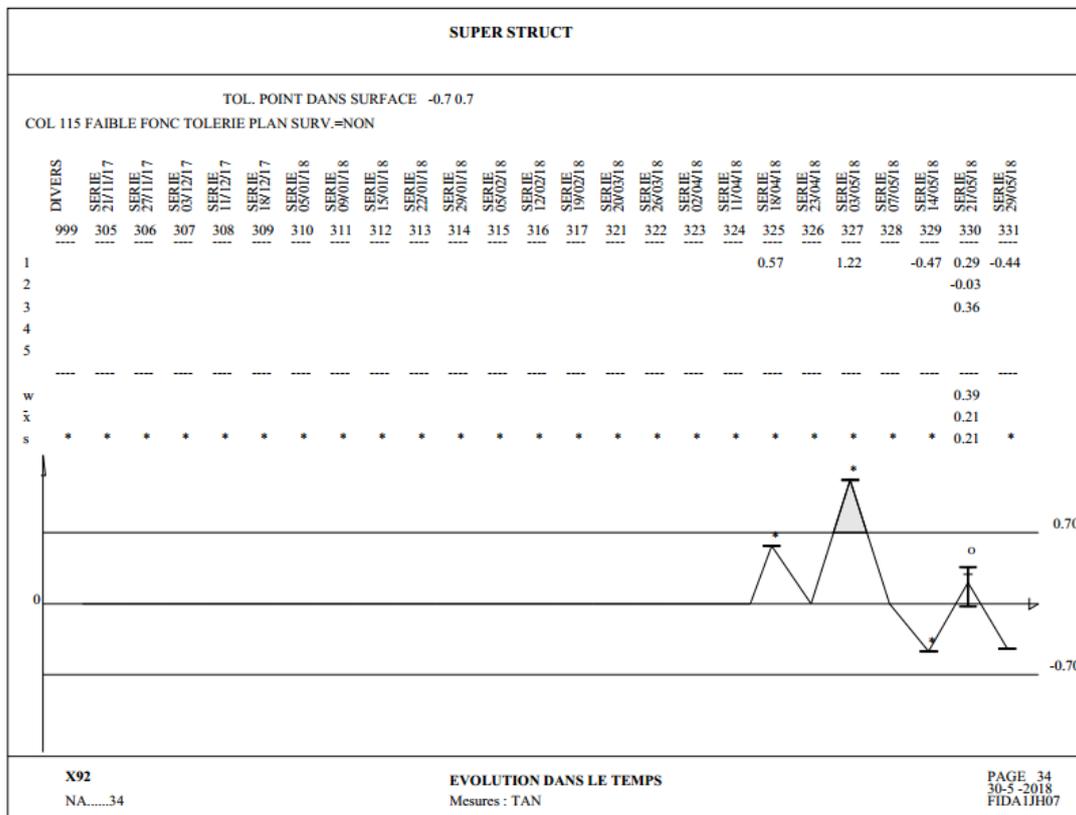
L'historique du point de contrôle numéro 110 de la structure



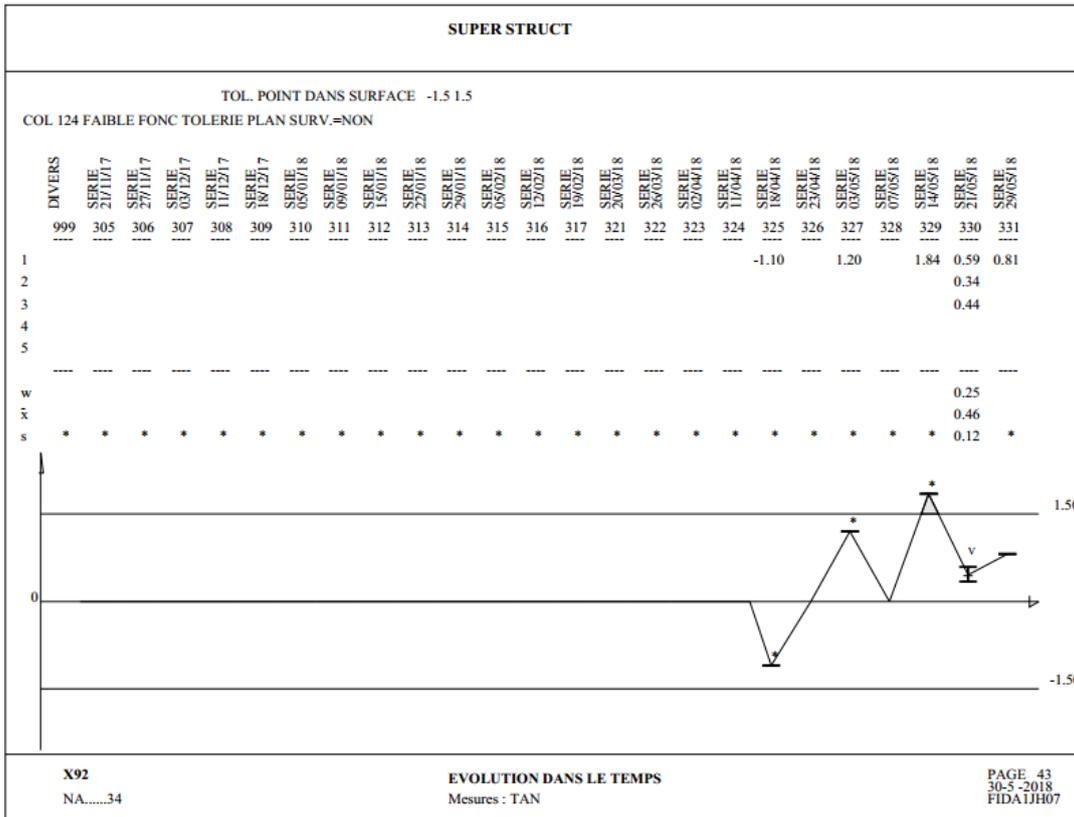
L'historique du point de contrôle numéro 111 de la structure



L'historique du point de contrôle numéro 114 de la structure



L'historique du point de contrôle numéro 115 de la structure



L'historique du point de contrôle numéro 124 de la structure

Normes

[ISO 1101] (Spécification géométrique des produits (GPS) Tolérancement géométrique Tolérancement de forme, orientation, position et battement), 2006.

[ISO 2692] (Spécification géométrique des produits (GPS) - Tolérancement géométrique - Exigence du maximum de matière (MMR), exigence du minimum de matière (LMR) et exigence de réciprocité (RPR), 2015.

[ISO 286] geometrical product specifications (GPS)- ISO code system for tolerances on linear sizes - second edition, 2010-06-15

[ISO 1829] Selection of tolerance zones for general purposes,1975.

[ISO 2768-1] Tolérances générales — Partie 1 : Tolérances pour dimensions linéaires et angulaires non affectées de tolérances individuelles

[ISO 2768-2] Tolérances générales — Partie 2 : Tolérances géométriques pour éléments non affectés de tolérances individuelles ,1989.

[ISO 8015] Spécification géométrique des produits (GPS) — Principes fondamentaux — Concepts, principes et règles, 2011.

Bibliographie

- [1] M. Royer, «Synthèse des spécifications de fabrication et analyse des tolérances en trois dimensions pour un produit et un process évolutifs au cours de l'industrialisation,», PhD Thesis. Paris Saclay, juin 2017.
- [2] B. Schleich, N. Anwer, L. Mathieu et S. Wartzack, «Shaping the digital twin for design and production engineering,» *CIRP Annals*, vol. 66, n° 11, pp. 141-144, 2017.
- [3] N. Anwer et L. Mathieu, «From reverse engineering to shape engineering in mechanical design,» *CIRP Annals*, vol. 65, n° 11, pp. 165-168, 2016.
- [4] C. Lacroix, L. Mathieu, F. Thiébaud, M. Douilly et H. Falgarone, «Numerical Process Based on Measuring Data for Gap Prediction of an Assembly,» *Procedia CIRP*, vol. 27, pp. 97-102, 2015.
- [5] M. Zhang, «Discrete shape modeling for geometrical product specification : contributions and applications to skin model simulation,» École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan, 2011.
- [6] D. Teissandier, V. Delos et Y. Couétard, «Operations on polytopes: application to tolerance analysis,», the 6th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing (22-24 March 1999), Global Consistency of Tolerances, pp. 425-434.
- [7] F. Germain, «Tolérancement statistique tridimensionnel, intégration en CFAO,» Université de Savoie, 2007.
- [8] M. Giordano, E. Pairel et S. Samper, «Analyse et synthèse de tolérances : méthodes des domaines», *Tolérancement géométrique des produits*, Lavoisier, pp 161-192, 2007.
- [9] F. Thiebaut, «Contribution à la définition d'un moyen unifié de gestion de la géométrie réaliste basé sur le calcul des lois de comportement des mécanismes,» Cachan, Ecole normale supérieure, 2001.
- [10] M. Chahbouni, S. Boutahari et D. Amegouz et D. Amegouz, «Influence of form deviations on the tolerance analysis,» *International Journal of Engineering & Technology*, vol. 3, n° 13, pp. 343-349, juin 2014.
- [11] S. Boutahari, M. Chahbouni, H. Atik, D. Amegouz, «Intégration des défauts de forme dans une méthode au pire des cas d'analyse des tolérances,» *International Journal of Innovation and Applied Studies*, vol. 17, n° 14, pp. 1216-1222, september 2016.
- [12] S. C. Liu et S. J. Hu, «Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies

Using Finite Element Methods,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 119, n° 13, pp. 368, 1 août 1997.

- [13] S. Khodaygan, A. Ghasemali et H. Afrasiab, « Statistical Tolerance Analysis of Flexible Assemblies with Contact Effects». No. 2016-01-1380. SAE Technical Paper, 2016.
- [14] S. Dahlström et L. Lindkvist, «Variation Simulation of Sheet Metal Assemblies Using the Method of Influence Coefficients With Contact Modeling,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 129, n° 3, pp. 615, 1 juin 2007.
- [15] A. Stricher, «Tolérancement flexible d'assemblages de grandes structures aéronautiques,» École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan, 2013.
- [16] A. Stricher, L. Champaney, F. Thiebaut, B. Fricero et N. Chevassus, « Tolerance analysis of compliant assemblies using fem simulations and modal description of shape defects. » ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [17] Bihlmaier.B, «Tolerance Analysis of Flexible Assemblies Using Finite Element and Spectral Analysis,». Diss. Brigham Young University. Department of Mechanical Engineering, 1999.
- [18] A. Mortensen, «An Integrated Methodology for Statistical Tolerance Analysis of Flexible Assemblies,». Diss. Brigham Young University. Department of Mechanical Engineering, 2002.
- [19] A. Sahani, A. Sharma et J. Bajpai, «Tolerance Stack up Analysis of a Mechanical Assembly,» *Materials Today: Proceedings*, vol. 4, n° 12, pp. 1459-1468, 1 janvier 2017.
- [20] J. H. Gordis et W. G. Flannelly, «Analysis of stress due to fastener tolerance in assembled components,» *AIAA Journal*, vol. 32, n° 112, pp. 2440-2446, 17 décembre 1994.
- [21] P. Franciosa, S. Gerbino et S. Patalano, «Simulation of variational compliant assemblies with shape errors based on morphing mesh approach,» *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 53, n° 11-4, pp. 47-61, 23 mars 2011.
- [22] K. Merkley, «Tolerance Analysis of Compliant Assemblies,» 1998. Diss. Brigham Young University, 1998.
- [23] J. Shiu, B. W., Ceglarek, Darek and Shi, «Flexible beam-based modeling of sheet metal assembly for dimensional control,» *Transactions of the North American Manufacturing Research Institution of SME*, vol. 25 , pp. 49-54,1997.
- [24] J.-Y. Dantan, A. Ballu et L. Mathieu, «Sémantique des spécifications géométriques : Classification des éléments géométriques — Calibre à Mobilités Internes,» *Mécanique &*

Industries, vol. 3, n° 12, pp. 107-112, 1 janvier 2002.

- [25] J. Ceglarek, D. Shi, «Tolerance analysis for sheet metal assembly using a beam-based model,» *Journal of Engineering for Industry*, (c). Chang, M. et Gossard, D. *Modeling the assembly of compliant, non-ideal parts. Computer-Aided Design*, vol. 29, n° 110, pp. 701–708, 1997.
- [26] D. Ceglarek et J. Shi, «Fixture Failure Diagnosis for Autobody Assembly Using Pattern Recognition,» *Journal of Engineering for Industry*, vol. 118, n° 11, pp. 55, 1 Février 1996.
- [27] Finger, Susan, and John R. Dixon. « A review of research in mechanical engineering design. Part I: Descriptive, prescriptive, and computer-based models of design processes, » *Research in engineering design* pp.51-67,1 Janvier (1989).
- [28] J. Ceglarek, D. et Shi, «Dimensional Variation Reduction for Automotive Body Assembly,» *Manufacturing Review*, vol. 8, n° 12, pp. 139–154, 1995.
- [29] S. Dahlström et J. A. Camelio, «Fixture Design Methodology for Sheet Metal Assembly Using Computer Simulations,». *ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 2003.
- [30] E. Sellem et K. Gyomard, «Outil CATIA pour l'analyse de tolérances des assemblages déformables,» *Revue Internationale de CFAO et d'informatique graphique*, vol. 18, n° 11, pp. 123–131, 2000.
- [31] E. Sellem et A. Rivière, «Tolerance analysis of deformable assemblies, In: Proceedings of DETC 98,» *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences*. 1998.
- [32] E. Sellem, A. Rivière, C. A. D. Hillerin et A. Clement, «Validation of the tolerance analysis of compliant assemblies,» *Proceedings of DETC99: 1999 ASME Engineering Technical Conference, Las Vegas, Nevada*. 1999.
- [33] E. Sellem, R. Sellakh et A. Rivière, «Testing of tolerance analysis module for industrial interest,» *Proceedings 7th Cirp International Seminar on Computer Aided Tolerancing*. 2001.
- [34] G. Ungemach et F. Mantwill, «Efficient Consideration of Contact in Compliant Assembly Variation Analysis,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 131, n° 11, pp. 011005, 1 Février 2009.
- [35] J. A. Camelio, S. J. Hu et D. Ceglarek, «Impact of fixture design on sheet metal assembly variation,» *Journal of Manufacturing Systems*, vol. 23, n° 13, pp. 182-193, 1 Janvier

2004.

- [36] J. Camelio, S. J. Hu et D. Ceglarek, «Modeling Variation Propagation of Multi-Station Assembly Systems With Compliant Parts,» *Journal of Mechanical Design*, vol. 125, n° 14, p. 673, 1 Décembre 2003.
- [37] S. Samper et F. Formosa, «Form Defects Tolerancing by Natural Modes Analysis,» *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, vol. 7, n° 11, pp. 44, 1 Mars 2007.
- [38] B. Pierre, F. Thiebaut, L. Claire, F. Benoit, F. Hugo, M. G. Eric et F. Thiebaut, «Assembly Simulation of Flexible Parts through the fitting of Linkage Devices,» *10 th CIRP Int.Sem. on Computer Aided Tolerancing*, 2007.
- [39] M. Zhang, N. Anwer et L. Mathieu, «Discrete Geometry for Product Specification and Verification,» *IDMME - Virtual Concept*, pp. 2-4, 2010.
- [40] M. Zhang, N. Anwer, L. Mathieu et H. Zhao, «A discrete geometry framework for geometrical product specifications,» *Interdisciplinary Design: Proceedings of the 21st CIRP Design Conference, section 2*, 2011.
- [41] Y. Long et S. J. Hu, «A Unified Model for Variation Simulation of Sheet Metal Assemblies,» *Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications*, Boston, MA, Springer US, 1998, pp. 208-219.
- [42] M. L. Stewart et K. W. Chase, «Variation Simulation of Fixtured Assembly Processes for Compliant Structures Using Piecewise-Linear Analysis,» *Manufacturing Engineering and Materials Handling, Parts A and B*, 2005.
- [43] M. Chang et D. C. Gossard, «Modeling the assembly of compliant, non-ideal parts,» *Computer-Aided Design*, vol. 29, n° 110, pp. 701-708, 1 Octobre 1997.
- [44] K. Xie, L. Wells, J. A. Camelio et B. D. Youn, «Variation Propagation Analysis on Compliant Assemblies Considering Contact Interaction,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 129, n° 15, pp. 934, 1 Octobre 2007.
- [45] X. Liao et G. G. Wang, «Non-linear dimensional variation analysis for sheet metal assemblies by contact modeling,» *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 44, n° 11-2, pp. 34-44, 1 Décembre 2007.
- [46] W. W. Cai, C.-C. Hsieh, Y. Long, S. P. Marin et K. P. Oh, «Digital Panel Assembly Methodologies and Applications for Compliant Sheet Components,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 128, n° 11, pp. 270, 1 Février 2006.
- [47] B. Sudret, M. Berveiller et M. Lemaire, «Eléments finis stochastiques en élasticité linéaireA stochastic finite element method in linear mechanics,» *Comptes Rendus*

Mécanique, vol. 332, n° 17, pp. 531-537, 1 Juillet 2004.

- [48] K. Zhao et J. Lee, «Finite element analysis of the three-point bending of sheet metals,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 122, n° 11, pp. 6-11, 5 Mars 2002.
- [49] F. THIEBAUT, «Méthode de conception produit/process pour l'installation modulaire des systèmes aéronautiques,» École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan 2013.
- [50] V. Roulet, «Stratégie multiparamétrique pour la simulation d'assemblages de structures stratifiées,» École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan, 2012.
- [51] F. Gant, «Stratégie de modélisation et de simulation des assemblages de structures aéronautiques en contexte incertain,» École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan, 2011.
- [52] H. Tersing, J. Lorentzon, A. Francois, A. Lundbäck, B. Babu, J. Barboza, V. Bäcker et L.-E. Lindgren, «Simulation of manufacturing chain of a titanium aerospace component with experimental validation,» *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 51, pp. 10-21, 1 April 2012.
- [53] W. Xu, C. Ma, C. Li et W. Feng, «Sensitive factors in springback simulation for sheet metal forming,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 151, n° 11-3, pp. 217-222, 1 Septembre 2004.
- [54] C. Kästle, M. Liewald et K. Roll, «Springback Simulation of the Process Chain Press Line Forming and Roller Hemming Processes,» *Key Engineering Materials*, vol. 549, pp. 231-238, April 2013.
- [55] F. Yoshida, T. Uemori et K. Fujiwara, «Elastic–plastic behavior of steel sheets under in-plane cyclic tension–compression at large strain,» *International Journal of Plasticity*, vol. 18, n° 15-6, pp. 633-659, 1 Octobre 2002.
- [56] F. Yoshida et T. Uemori, «A model of large-strain cyclic plasticity and its application to springback simulation,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 45, n° 110, pp. 1687-1702, 1 Octobre 2003.
- [57] A. Zmitrowicz, «Contact stresses: a short survey of models and methods of computations,» *Archive of Applied Mechanics*, vol. 80, n° 112, pp. 1407-1428, 28 Décembre 2010.
- [58] L. Sun et R. Wagoner, «Complex unloading behavior: Nature of the deformation and its consistent constitutive representation,» *International Journal of Plasticity*, vol. 27, n° 17, pp. 1126-1144, 1 Juillet 2011.
- [59] L. Papadakis, «A computer aided chaining approach for predicting the shape accuracy in manufacture of automotive structures,» *Production Engineering*, vol. 4, n° 14, pp. 349-

355, 22 août 2010.

- [60] R. Larsson, O. Björklund, L. Nilsson et K. Simonsson, «A study of high strength steels undergoing non-linear strain paths—Experiments and modelling,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 211, n° 11, pp. 122-132, 1 Janvier 2011.
- [61] F. Formosa et S. Samper, «Modal Expression of Form Defects,» *Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing*, Dordrecht, Springer Netherlands, 2007, pp. 13-22.
- [62] A. HASSANI, N. Aifaoui, A. bennamara et S. samper, «Méthodologie d analyse et d optimisation des tolérances dans un contexte de conception intégrée : TOL ANALYSES,» *Mécanique & Industries*, vol. 9, p. 381–395, 2009.
- [63] M. R. Tonks et K. W. Chase, «Covariance Modeling Method for Use in Compliant Assembly Tolerance Analysis,» *ASME 2004 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2004.
- [64] S. Dahlström et R. Söderberg, «Analysis of the Final Geometry Due to Weld Process Effects in Sheet Metal Assemblies,» *Fourth International Symposium on Tools and Methods for Competitive Engineering*, 2002.
- [65] S. C. Liu, S. J. Hu et T. C. Woo, «Tolerance Analysis for Sheet Metal Assemblies,» *Journal of Mechanical Design*, vol. 118, n° 11, p. 62, 1 Mars 1996.
- [66] S. Dahlström, S. J. Hu et R. Söderberg, «Identifying Variable Effects on the Dimensional Quality of Compliant Assembly, Using Computer Experiments,» *ASME 2002 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2002.
- [67] H. Favreliere, «Tolérancement Modal : De la Métrologie vers les Spécifications,» Université de Savoie, 2009.
- [68] W. Choi et H. Chung, «Variation Simulation of Compliant Metal Plate Assemblies Considering Welding Distortion,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, vol. 137, n° 13, p. 031008, 1 Juin 2015.
- [69] M.P. Mali, and K. H. Inamdar, «Effect of spot weld position variation on quality of Automobile sheet metal parts,» *Int. J. Appl. Res. Mech. Eng* 2, pp. 23-27, 2012.
- [70] G. Selvam, S. A. D. Prince, V. S. Prakash et T. Rohit, «Quality and productivity improvement through spot welding process optimisation in automobile body shop,» *International Journal of Productivity and Quality Management*, vol. 23, n° 11, p. 110,

2018.

- [71] R. Söderberg, K. Wärmefjord, L. Lindkvist et R. Berlin, «The influence of spot weld position variation on geometrical quality,» *CIRP Annals*, vol. 61, n° 11, pp. 13-16, 2012.
- [72] K. Wärmefjord, R. Söderberg et L. Lindkvist, «Simulation of Variation in Assembly Forces Due to Variation in Spot Weld Position,» pp. 473-482, 2013.
- [73] H. Atik, M. Chahbouni, S. Boutahari, D. Amegouz « Optimization tolerancing of surface in flexible parts and assembly: Influence Coefficient Method with shape defects, » *International Journal of Engineering & Technology*, vol 7, pp. 90-94, 2018.
- [74] H. Atik, M. Chahbouni, S. Boutahari, D. Amegouz « An analysis of springback of compliant assemblies by contact modeling and welding distortion, », *International Journal of Engineering & Technology*, vol.7, pp. 85-89, 2018.
- [75] H. Atik, M. Chahbouni, S. Boutahari, D. Amegouz « l'analyse des tolérances des mécanismes déformables avec la méthode des coefficients d'influence, » Xème Conférence Internationale : Conception et Production Intégrées, Tanger, Maroc, Décembre 2015.
- [76] H. Atik, M. Chahbouni, S. Boutahari, D. Amegouz « The state of art and a comparative study of the deformable mechanisms in the domain of tolerance, » *International Journal of Advanced Information Science and Technology (IJAIST)*, vol.5 pp. 12-19, 2016.
- [77] H. Atik, M. Chahbouni, S. Boutahari, D. Amegouz « Comparison between two Generation of consistent skin model shape based on a linear and nonlinear simulation of analysis tolerancing of complain assembly with the consideration of spot-welding effects, » *The 4th International Conference on Optimization and Applications*, Mohammedia, Morocco, April 26-27, 2018.
- [78] H. Atik, M. Chahbouni, S. Boutahari, D. Amegouz « Méthodes d'analyse des tolérances des mécanismes déformables, » *Congrès International du Génie Industriel et Management des Systèmes 'CIGIMS' EST Fès*, 2015.
- [79] S. Ramnath, P. Haghghi, A. Chitale, J. K. Davidson, J. J. Shahb « Comparative Study of Tolerance Analysis Methods Applied to a Complex Assembly, » *Procedia CIRP*, Vol 75, pp. 208-213, 2018.
- [80] D. Gouyou, Y. Ledoux, D. Teissandier, V. Delos, « Tolerance analysis of overconstrained and flexible assemblies by polytopes and finite element computations : application to a flange, », *Research in Engineering Design*, Vol 29, Issue 1, pp. 55–66, January 2018.
- [81] Robin Chavanne. Contribution au tolérancement fonctionnel 3D des mécanismes

complexes : synthèse des spécifications et analyse de tolérances. Autre. École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan, 2011.