

Analyse des tolérances des mécanismes déformables avec la méthode des coefficients d'influence

Hafsa Atik

Laboratoire de Productique, Energétique
et Développement Durable (LPEDD)
Ecole Supérieure de Technologie ESTF
Fès, Maroc
hafsa.atik@usmba.ac.ma

Driss Amegouz

Laboratoire de Productique, Energétique
et Développement Durable (LPEDD)
Ecole Supérieure de Technologie ESTF
Fès, Maroc
amegouz@yahoo.fr

Mouhssine Chahbouni

Laboratoire de Productique, Energétique
et Développement Durable (LPEDD)
Ecole Supérieure de Technologie ESTF
Fès, Maroc
mouhssine.chahbouni@usmba.ac.ma

Said Boutahari

Laboratoire de Productique, Energétique et Développement
Durable (LPEDD)
Ecole Supérieure de Technologie ESTF
Fès, Maroc
boutahari@yahoo.fr

Résumé—Les choix technologiques sont naturellement orientés vers l'utilisation des pièces légères dont au moins une des dimensions est beaucoup plus petite que les autres, tels que des profils ou des plaques, mais le comportement des pièces souples présente des défis particuliers pour les ingénieurs lors de la spécification géométrique, la raison est que les pièces souples peuvent prendre à l'état libre une forme substantiellement différente de leur géométrie nominale.

Avec le développement de la conception des systèmes mécaniques, les méthodes traditionnelles d'analyse des tolérances, tels que la méthode pire des cas et la simulation de Monte Carlo, ne sont pas applicables à des assemblages flexibles en raison de la déformation possible de la pièce pendant le processus d'assemblage.

Cette communication porte sur la présentation du tolérancement des mécanismes déformables à travers l'illustration de la problématique générale afin d'aborder dans un deuxième temps une étude des mécanismes déformables (flexibles) en utilisant la méthode des coefficients d'influence et enfin la modélisation d'un mécanisme de ce type à travers un exemple en vue d'une analyse des tolérances dimensionnelles et géométriques.

Mots clefs—tolérancement, analyse des tolérances; mécanismes déformables; méthode de Monte Carlo; méthode des coefficients d'influence.

I. INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'utilisation des assemblages à base de composants déformables devient de plus en plus courante dans le milieu industriel. Le choix des tolérances au niveau de la conception est une étape très importante pour réaliser des assemblages qui satisfont les exigences fonctionnelles.

Plusieurs exemples d'assemblages de composants flexibles sont rencontrés dans les secteurs aéronautiques et automobiles. Un produit mécanique naît d'un besoin et doit remplir des fonctions particulières. Dans ce sens les tolérances des composants individuels jouent un grand rôle dans la forme finale de l'assemblage car dans les assemblages flexibles le cumul, des variations dimensionnelles, peut conduire à des pièces non conformes.

L'analyse des tolérances est un processus d'estimation de la propagation des tolérances de fabrication et de montage dans un assemblage. Du fait des variations dimensionnelles et géométriques inhérentes à la fabrication et aussi à cause des déformations produites au moment de l'assemblage, une analyse préalable des tolérances s'avère indispensable pour estimer le cumul des tolérances et éviter ainsi les défaillances dues à la propagation des tolérances et la non faisabilité des assemblages.

II. GÉNÉRALITÉS SUR LETOLÉRANCEMENT

A. Définition du tolérancement

Selon la norme ISO 2768, 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.

Et d'après les normes ISO-8015 et NF E 04-561, il existe deux types de tolérances : les tolérances dimensionnelles et les tolérances géométriques. les tolérances dimensionnelles comportent les tolérances linéaires et angulaires et les tolérances géométriques regroupent les tolérances de forme, d'orientation, de position et de battement.

B. Notion de skin-model

Le "skin" modèle (figure 1) qui représente l'interface de la pièce avec son environnement, avec ses défauts. Il se différencie du modèle nominale qui considère les pièces avec une géométrie parfaite.

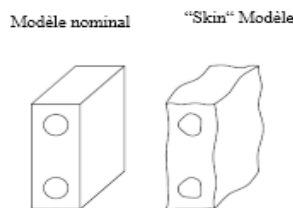


Fig 1. modèle nominal et représentation du skin-model d'une pièce

C. Analyse et synthèse de 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 de tolérances vise à quantifier directement les zones de tolérances des pièces en fonction des exigences sur l'assemblage. La figure 2 illustre brièvement ces concepts [1].

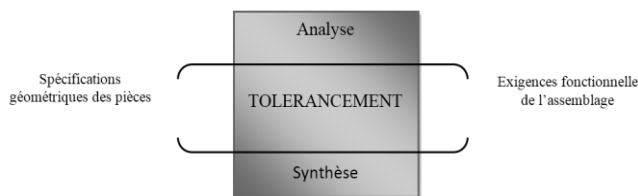


Fig 2 : Analyse et synthèse de tolérances

D. Modélisation des processus d'assemblage non rigide

Afin d'analyser la variation d'assemblage non rigide, il est nécessaire de modéliser un processus d'assemblage. L'un des

approches la plus utilisée est la méthodologie de simulation développée par Liu et Hu [2]. Cette méthodologie est basée sur les hypothèses suivantes [3]:

- 1) tout le processus des opérations surviennent 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) déformation thermique du produit au cours du processus d'assemblage est négligeable;

Un procédé d'assemblage de deux plaques métalliques est illustré dans la Fig. 3. L'objectif est de calculer la variation de l'assemblage, en tenant compte de la variation des plaques. Le procédé est représenté par les étapes suivantes [4], [5] et [6]:

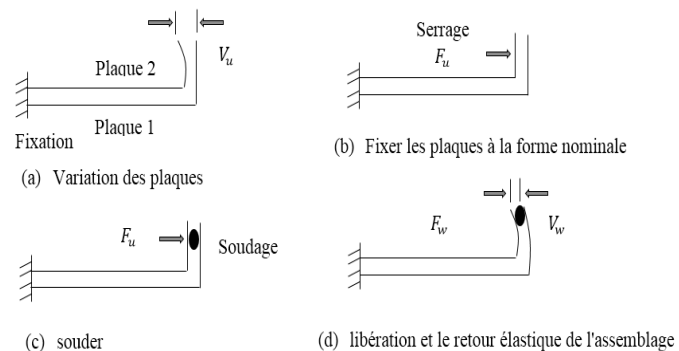


Fig 3 . Une illustration de processus d'assemblage de deux plaques

- a) Fixation des plaques (pinces et /ou des appareils) (Figure 3(a));
- b) Serrage des pièces au positions nominales (figure 3 (b));
- c) rejoindre / soudage des pièces (figure 3 (c));
- d) libérer les pinces et / ou les appareils (figure. 3 (d)).

La préoccupation majeure est de savoir la variation de l'assemblage, à partir des sources possibles de variation d'entrée. Dans cet article seule la variation des plaques est considérée comme variable d'entrée.

- Étape 1 (Figure. 3 (a)) montre la variation des plaques V_u lorsqu'ils sont chargés sur le dispositif de serrage. Pour plus de simplicité, seule la variation de la plaque 1 est schématisée. Si plus d'une source de variation sont considérés, la variation des plaques sera exprimé sous la forme d'un vecteur $\{V_u\}$.

-A l'étape 2 (Figure. 3 (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. On utilise l'équation qu'il peut être écrit comme:

$$\{F_u\} = [K_u] \{V_u\} \quad (1)$$

Où $\{F_u\}$ est le vecteur de force, les composantes de ce vecteur représentent les forces fournies par des pinces, $[K_u]$ est la matrice de rigidité de la structure, formulés à partir du logiciel FEM, et $\{V_u\}$ est le vecteur de déplacement aléatoire. Dans cet article tous les termes avec indice "u" représentent les quantités de structures non soudées.

-A l'étape 3 (Figure. 3 (c)), les pièces sont soudées, donc la rigidité des structures soudées augmente à partir de $[K_u]$ à $[K_w]$. La matrice de rigidité de l'ensemble soudé $[K_w]$ est également formulé en utilisant FEM. Dans cet article tous les termes avec indice "w" représentent les quantités de structures soudées.

-A l'étape 4 (Figure. 3 (d)), les pinces sont libérées, Un retour élastique de la structure soudée (assemblage) vers sa position nominale. La méthode FEM peut être utilisée une fois de plus pour calculer le retour élastique de l'assemblage:

$$[K_w] \{U_w\} = \{F_w\} \text{ où } \{U_w\} = [K_w]^{-1} \{F_w\} \quad (2)$$

Où $\{U_w\}$ est le retour élastique des structures soudées à chaque nœud, et $\{F_w\}$ est le vecteur de force. Ce vecteur est identique à l'étape 2 dès que $\{U_u\}$ a été calculée :

$$\{F_w\} = \{F_u\}$$

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

III. MÉTHODE D'ANALYSE

A. Méthode éléments finis

L'analyse de la tolérance des pièces flexibles nécessite un modèle de calcul des déformations, des forces et des contraintes dues à l'assemblage. Pour prédire tels résultat les pièces peuvent être modélisées à l'aide d'un modèle éléments finis [7].

B. Méthode de Monte Carlo

La méthode Monte-Carlo, désigne toute méthode visant à calculer une valeur numérique en utilisant des procédés aléatoires [8], [9], c'est-à-dire des techniques probabilistes comme (figure 4) [10], [11].

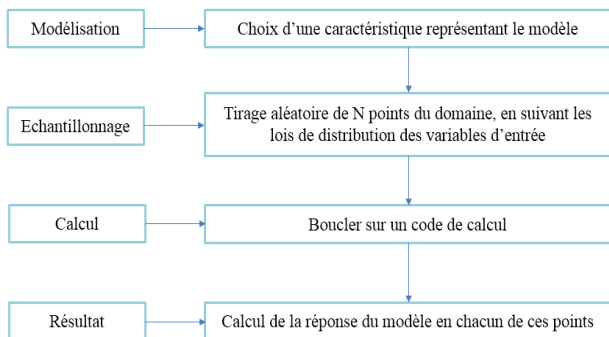


Fig 4:démarche générale de la méthode MMC

C. Méthode des coefficients d'influence

La méthode a été développée pour le tolérancement de pièces souples dans [2], elle consiste à exprimer les quantités d'intérêt qu'on notera α_j comme étant la somme des produits de chaque contributeur qu'on notera δ_i et de coefficients d'influence c_{ij} déterminés par des simulations d'assemblage. L'équation (3) montre cette approximation en notation indicielle et matricielle [12], [13], [14].

$$\alpha_j = \sum_{i=1}^N c_{ij} \delta_i \quad (3)$$

Le principe de la méthode des coefficients d'influence est d'établir une relation linéaire entre l'écart des pièces et le retour élastique de l'assemblage qui peuvent expliquer comment une force / déplacement sur un point particulier peuvent influencer les autres points. Ces modèles linéaires sont ensuite utilisés dans une simulation de Monte Carlo. Ce procédé consiste en trois étapes [5]:

1. Réponse force / déplacement : Une force unitaire est appliquée à la source de variation ($j = 1$ à N) sur la plaque. La direction de la force et la même que la variation. La méthode d'élément fini peut être utilisée pour calculer la réponse de la plaque sous la force. La déformation à 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 force arbitraire F_j ($j=1$ à N), alors les déplacements totaux du système seront les combinaisons de l'équation ci-dessus:

$$\begin{aligned} \{V\} &= \sum_{j=1}^N \begin{Bmatrix} c_{1j} \\ c_{2j} \\ \vdots \\ c_{Nj} \end{Bmatrix} F_j \\ &= \begin{bmatrix} c_{11} & \cdots & c_{1N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{N1} & \cdots & c_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_N \end{Bmatrix} = [C] \{F\} \end{aligned} \quad (4)$$

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

2 .La matrice peut être inverse :

$$\{F\} = [C]^{-1} \{V\} = [K] \{V\} \quad (5) [K] \text{ la matrice de rigidité,}$$

l'équation (5) peut-être réécrite sous la forme :

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_N \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{Bmatrix} K_{1j} \\ K_{2j} \\ \vdots \\ K_{Nj} \end{Bmatrix} V_j \quad (6)$$

3. Calcul du retour élastique : la méthode MEF est utilisée pour calculer les déplacements du retour élastique pour chaque nœud dans toutes les directions pour l'assemblage. Le retour élastique noté dans le vecteur 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 MEF à i-ème points due à la variation de j-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 :

$$\begin{aligned} \{U\} &= \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ \vdots \\ U_M \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^N \begin{Bmatrix} S_{1j} \\ S_{2j} \\ \vdots \\ S_{Mj} \end{Bmatrix} V_j \\ &= \begin{bmatrix} S_{11} & \cdots & S_{1N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{N1} & \cdots & S_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} SV_1 \\ \vdots \\ V_N \end{Bmatrix} = [S]\{V\} \end{aligned} \quad (7)$$

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 variation $\{\mu_a\}$ et la variance $\{\sigma_a^2\}$ de l'ensemble peut être calculée en se basant sur les lois fondamentales de la statistiques, si les variables aléatoires sont indépendantes:

$$\{\mu_a\} = [S]\{\mu_p\} \quad (8)$$

$$\{\sigma_a^2\} = [S_{ij}^2]\{\sigma_p^2\} \quad (9)$$

Où $\{\mu_p\}$ et $\{\sigma_p^2\}$ sont le vecteur moyen et le vecteur variance. Tous les modèles linéaires nécessaires à l'exécution une simulation de Monte Carlo a base de la méthode du coefficient d'influence la figure 5 montre les étapes.

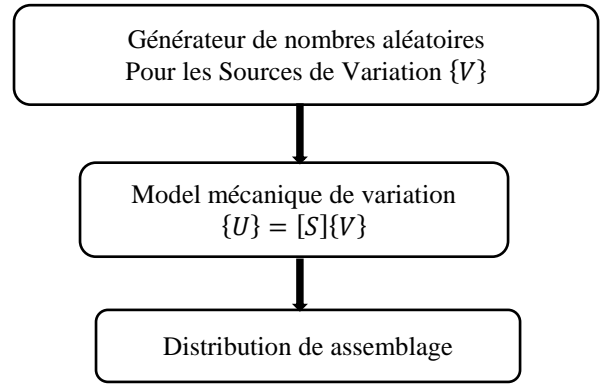


Fig 5 :Diagramme de simulation de Monte Carlo sur la base de la Méthode des coefficients d'influence

La simulation commence par l'application d'un déplacement à la source de variation d'un générateur de nombres aléatoires. Le soudage et le serrage sont appliqués, la nouvelle géométrie et les forces de réaction lors de la libération des pinces ou points de fixation, puis le retour élastique sont calculés. Les forces de réaction sont appliquées, et la déviation élastique est calculée. Le déplacement de l'assemblage final est ensuite calculé en additionnant les déplacements de la partie variation, le soudage, et le déplacement élastique. La simulation recommence jusqu'à une distribution satisfaisante a été atteint.

IV. APPLICATIONS

A. Présentation du cas d'étude

Il s'agit d'un assemblage de deux plaques planes, comme illustrées sur la figure 6. Elles sont liées à l'aide de cinq connexions situées sur une zone de recouvrement, et l'ensemble est maintenu de manière isostatique par rapport à un bâti rigide. Ces connexions modélisent des liaisons pivots rigides, sans jeux. Elles sont ainsi représentatives de rivets ou de boulons sans serrage.

- Problématique : Pour estimer le comportement d'une plaque sous l'effet d'une charge impulsive il est souvent nécessaire de connaître l'état final de la structure. Cet état permet le dimensionnement de la plaque par le concepteur.
- But de la recherche : Le but de cette recherche est l'analyse des plaques minces par la méthode des coefficients d'influence.

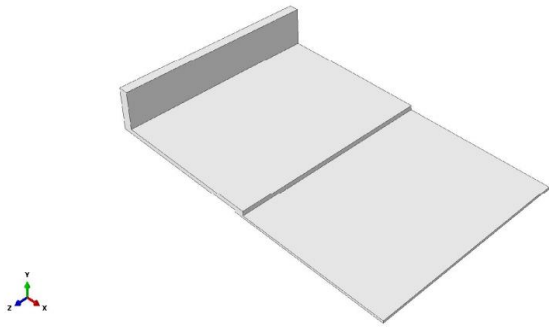


Fig 6. Modèle géométrique de l'assemblage de plaques.

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

B. Géométrie et Propriétés des matériaux

Les dimensions des pièces utilisées dans l'exemple sont :

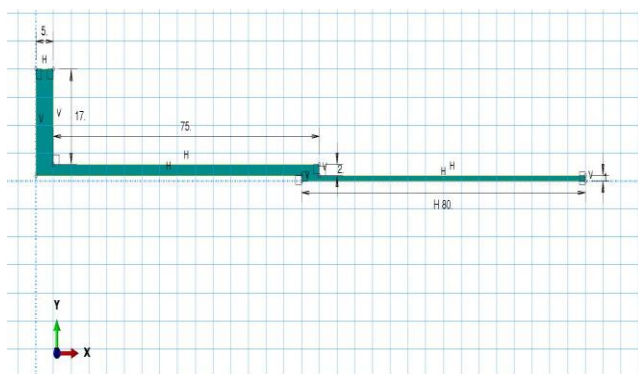


Fig 7 .Géométrie des plaque

Le matériau des deux parties est l'acier doux avec un module de Young $E = 20,700N / mm^2$ et un coefficient de poisson $\nu = 0,3$.

C. Le model élément finis

Les pièces sont modélisés et maillés par des éléments hexagonal linéaire a l'aide du logiciel ABAQUS [15]. L'ensemble se compose de 240 d'éléments et de 423nœuds.

Les sources de variation de la pièce sont marquées avec un carré plein, La discrétisation du problème est présenté dans la figure 8.

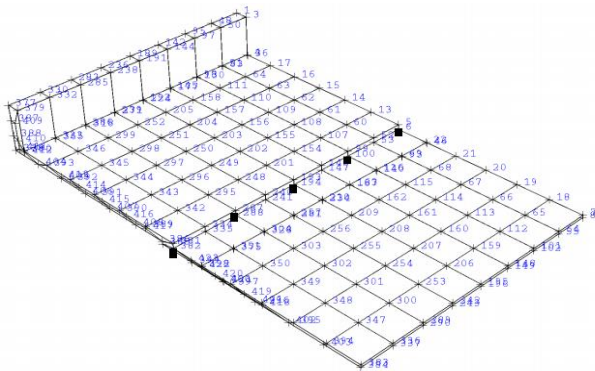


Fig 8 . Modèle éléments finis de l'assemblage de plaques.

D. Résultats

Le déplacement de tous les nœuds des plaques 1 et 2 est enregistré et schématisé sur la figure 9 après la déviation élastique. Par la suite une analyse par élément finis (ABAQUS Standard), finalement MATLAB [16], [17] a été utilisé pour analyser et exécuter les simulations.

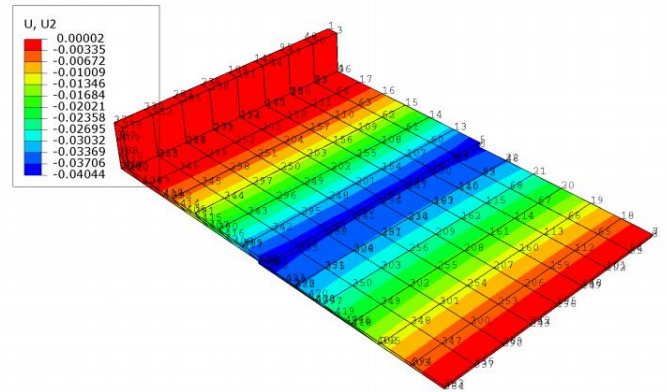


Fig 9 .Déplacement siuivant Zde l'assemblage en raison de source de variation.

Deux comparaisons sont faites à partir du résultat:

1. Simulation de monte Carlo;
2. Simulation de coefficients d'influence;

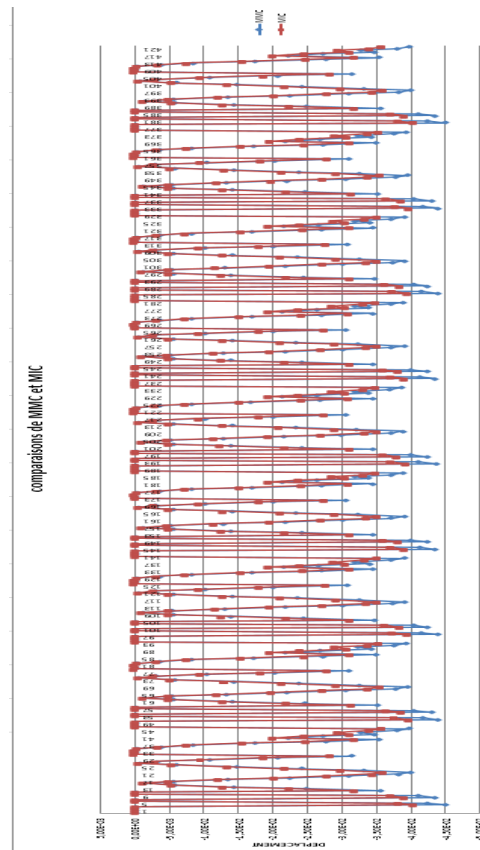


Fig 10. Comparaisons entre les déplacements calculés avec MMC et MIC.

La comparaison montre que, le résultat de MIC est presque identique au résultat de MMC. Cela signifie que MIC avec une variation linéaire peuvent être utilisé pour la simulation et l'analyse des assemblages flexibles.

Le tableau 2 montre la différence de temps de calcul pour les deux simulations.

TABLE 1. COMPARAISON DU TEMPS DE CALCULE

Simulation	Temps (s)
Simulation de monte Carlo	1237
Simulation de coefficients d'influence	7

Afin de vérifier la conformité géométrique des assemblages sachant que la liaison est complète sans jeux. On modélisera des défauts de 2000 assemblage, la loi des contributeurs est une loi normale de moyenne $\mu=0$ et d'écart type $\sigma=1$. les résultats sont affichés sur la figure 11. Après la simulation on a trouvé un taux de non-conformité de 4,05%.

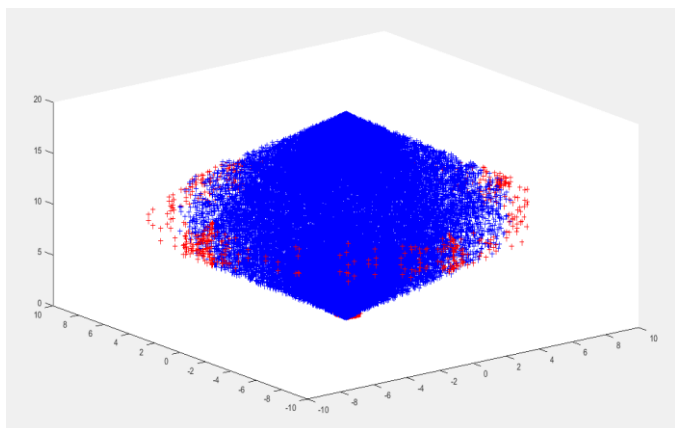


Fig 11. SMC conformité géométrique des assemblages

E. Conclusion

Afin d'analyser les tolérances des mécanismes déformables une nouvelle approche de simulation à l'aide de méthodes d'analyse la méthode des coefficients d'influence et simulation de monte Carlo, une étude consiste à effectuer des analyses de tolérances successives avec des instances de skin-model triés. Une étude comparative a été effectuée entre l'analyse des déplacements suivant l'axe Z, avec la MMC et MIC. En suite une comparaison entre le temps de simulation des deux méthodes, finalement une vérification de conformité géométrique des assemblages.

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 adaptée aux modèles de défauts de forme.

Références

- [1] Dahlström, S., and Camelio, J. A., 2003, "Fixture Design Methodology for Sheet Metal Assembly Using Computer Simulations," Proceedings 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington, D.C., November 15–21.
- [2] Liu, S. C., and Hu, J. S., 1997, "Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies Using Finite Element Methods," J. Manuf. Sci. Eng., 119, pp. 368–374.
- [3] HASSANI, A., Aifaoui, N., bennamara, A., samper, S., "méthodologie d'analyse et d'optimisation des tolérances dans un contexte de conception intégrée : TOL- ANALYSES," laboratoire genie mécanique LGM, l'école nationale d'ingénieurs de monastir.
- [4] Dahlström, S., and Camelio, J. A., 2003, "Fixture Design Methodology for Sheet Metal Assembly Using Computer Simulations," Proceedings 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington, D.C., November 15–21.
- [5] Dahlström, S., Lindkvist, L., 2007, "Variation Simulation of Sheet Metal Assemblies Using the Method of Influence Coefficients With Contact Modeling," Proceedings 2003 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington, D.C., pp. 615–622, June 2007.
- [6] Camelio, J. A., Hu, J. S., and Ceglarek, D., 2001, "Modeling Variation Propagation of Multi-Station Assembly Systems With Compliant Parts," Proceedings ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers & Information in Engineering Conference, Pittsburgh, PA, September 9–12.
- [7] Liao, X., Wang, G. G., 2004, "Employing fractals and FEM for detailed variation analysis of non-rigid assemblies," 2005 International Journal of Machine Tools & Manufacture 45 pp 445–454.
- [8] Michael Leon Stewart, 'variation simulation on fixtured assembly processes for compliant structures using piecewise-linear analysis', these, department of mechanical engineering, Brigham Young University, December 2004.
- [9] Petit J-P. 'Spécification géométriques des produits: méthode d'analyse de tolérances. Application en conception assistée par ordinateur', Thèse de Doctorat de Génie Mécanique, Université de Savoie, 2004.
- [10] Hassani A., Aifaoui N., Benamara A., Samper S., 'méthode d'analyse et d'optimisation des tolérances dans un contexte de conception intégré', Industries, 2009, 9 (5), pp.381-395.
- [11] M. desenfant, N. fischer, B. Blanquert, N. Bédjat, "évaluation de l'incertitudes en utilisant les simulations de monte carlo" .laboratoire nationale de métrologie et d'essais.
- [12] Tonks, M., and Chase, K. W., 2004, "Covariance Modeling Method for Use in Compliant Assembly Tolerance Analysis," Proceedings ASME 2004 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference, Salt Lake City, UT, September 28–October 2.
- [13] Dahlström, S., and Söderberg, R., 2002, "Analysis of the Final Geometry Due to Weld Process Effects in Sheet Metal Assemblies," Proceedings 4th International Symposium on Tools and Methods for Competitive Engineering, Wuhan, Hubei, China, April 22–26.
- [14] Sellem, E., and Rivière, A., 1998, "Tolerance Analysis of Deformable Assemblies," 1998 ASME Design Engineering Technical Conference, Atlanta, GA, September 13–16.
- [15] Julien Briche "Introduction à la CAO sur le logiciel ABAQUS,".
- [16] A.J.M.Ferreira "MATLAB codes for element analysis," series editor : G.M.L. GLADWELL, Department of Civil Engineering University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada N2L 3G1.
- [17] Alfred A. Manuel "Eléments de MATLAB," Université de Genève, Département de la Physique de la Matière Condensée, Atelier d'outils informatiques pour la physique (InfoPhys), 15 October 2004.

