



**HAL**  
open science

# Étude numérique de l'impact de la rugosité sur la réponse dynamique non-linéaire d'une liaison boulonnée

Jason Armand, Loic Salles, Christoph W Schwingshackl, Kai Willner,  
Dominik Suess

## ► To cite this version:

Jason Armand, Loic Salles, Christoph W Schwingshackl, Kai Willner, Dominik Suess. Étude numérique de l'impact de la rugosité sur la réponse dynamique non-linéaire d'une liaison boulonnée. 13e colloque national en calcul des structures, Université Paris-Saclay, May 2017, Giens, Var, France. hal-01922599

**HAL Id: hal-01922599**

**<https://hal.science/hal-01922599>**

Submitted on 14 Nov 2018

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Étude numérique de l'impact de la rugosité sur la réponse dynamique non-linéaire d'une liaison boulonnée

J. Armand<sup>1</sup>, L. Salles<sup>1</sup>, C.W. Schwingshackl<sup>1</sup>, K. Willner<sup>2</sup>, D. Suß<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Imperial College London, Mechanical Engineering, {j.armand,l.salles,c.schwingshackl}@imperial.ac.uk

<sup>2</sup> Friedrich-Alexander-Universitaet Erlangen-Nuernberg, Lehrstuhl fuer Technische Mechanik, kai.willner@fau.de

<sup>3</sup> MTU Aero Engines GmbH, dominik.suess@mtu.de

**Résumé** — La prédiction précise du comportement dynamique des interfaces de contact d'un moteur d'avion est critique en vue de l'évaluation de la performance et de la durée de vie de chacun de ses composants. On sait par ailleurs que la rugosité joue un rôle important dans les mécanismes de contact, mais son impact sur la réponse dynamique non-linéaire n'est pas aussi bien comprise. Cet impact est étudié dans le présent article au moyen d'une nouvelle méthode multi-échelle qui relie la rugosité aux grandeurs caractéristiques de contact de la surface et démontre son impact sur la réponse dynamique d'un liaison boulonnée.

**Mots clés** — liaison boulonnée, rugosité, dynamique non-linéaire, méthode d'équilibrage harmonique.

## 1 Introduction

Les structures présentes dans les turbines à gaz, telles que les disques aubagés, les arbres ou les carters sont constitués de différents composants connectés via des interfaces de contact telles que des liaisons boulonnées. Dans la plupart des cas pratiques, les efforts de liaisons engendrés sont fortement non-linéaires. Des méthodes numériques dédiées ont été développées pour résoudre les equations de dynamique non-linéaire qui en découlent. La méthode développée au sein de l'Imperial College est basée sur une formulation analytique d'éléments de contact qui fournit l'expression exacte des forces multi-harmoniques et des matrices de raideur de ces éléments, tel que décrit dans [1]. Dans cette méthode, un certain nombre d'éléments de contact sont introduits au niveau de l'interface de contact frottante afin de capturer son comportement non-linéaire.

Chaque élément de contact est composé de deux éléments de Jenkins [2] permettant un déplacement 2D dans le plan, et un troisième ressort autorisant une variation de la force normale. Ses propriétés sont caractérisées par quatre paramètres : le coefficient de frottement  $\mu$ , l'effort normal de contact initial  $N_0$ , et les raideurs de contact tangentielle  $k_t$  et normale  $k_n$ . Les valeurs de  $\mu$ ,  $k_n$  et  $k_t$  sont déterminées expérimentalement, tel qu'il est décrit dans [3]. L'effort normal de contact initial  $N_0$  est obtenu via une analyse statique non-linéaire réalisée au moyen d'un logiciel éléments finis. Dans cette méthode, ainsi que dans celles développées dans d'autres laboratoires [4, 5, 6], les valeurs des raideurs de contact sont supposées être uniformes sur toute la surface de contact. Cela implique que la dépendance connue entre ces valeurs de raideur de contact et les conditions de chargement, démontrée par exemple dans [7, 8], est présentement négligée.

Dans cet article, une nouvelle méthode multi-échelle est proposée afin de calculer les valeurs locales de raideurs de contact en fonction de la rugosité de la surface de contact et des conditions de chargement, et d'évaluer l'impact sur le comportement dynamique de structures présentant des interfaces de contact non-linéaires. Deux échelles spatiales sont utilisées : une échelle macroscopique pour la résolution du problème de dynamique non-linéaire et une échelle mésoscopique pour la résolution locale du problème de contact, qui permet une discrétisation plus fine de la zone de contact et donc une plus grande précision. Dans ce qui suit, chaque composante de la méthode proposée est décrite, avant d'être appliquée sur une liaison boulonnée afin de démontrer l'impact de la rugosité sur la réponse dynamique non-linéaire du système.

## 2 Description de l'analyse multi-échelle

Deux outils bien distincts sont utilisés dans la méthode multi-échelle proposée : un solveur dynamique non-linéaire appelé FORSE et qui fournit la réponse vibratoire multi-harmonique du système étudié et un solveur de contact basé sur la méthode des éléments finis de frontière permettant une analyse fine de l'interface de contact. Chacun de ces outils sont décrits en détail dans [9]. C'est pourquoi seule une description brève de la méthode proposée, incluant une nouvelle modification, sera donnée dans le présent article.

Tout d'abord, une analyse de l'interface de contact est réalisée avec le solveur basé sur la méthode des éléments finis de frontière. De cette analyse sont extraites les distributions d'effort normal, séparation et raideur de contact normale requises dans la définition des éléments de contact 3D utilisés dans FORSE (voir Fig. 2). A ce stade, les raideurs de contact tangentielles sont supposées égales aux raideurs normales. Une analyse dynamique non-linéaire est ensuite menée dans FORSE afin d'obtenir la réponse dynamique du système, ainsi que les efforts dynamiques de contact à l'interface. La somme des efforts de contact, incluant l'effort normal  $N$ , les efforts tangentiels  $T_x$  et  $T_y$ , les moments de flexion  $M_x$  et  $M_y$  et le moment de torsion  $M_z$ , est calculée au centre la zone de contact au cours d'un cycle de vibration. Ces efforts, injectés dans le solveur de contact, permettent d'obtenir les pressions, ainsi que la distribution locale de raideurs normales et tangentielles. Le modèle de dynamique non-linéaire est ensuite mis à jour avec ces nouvelles données.

Comme discuté dans [9], une approche énergétique de l'usure [10, 11, 12, 13] peut être utilisée en complément de la méthode qui vient d'être présentée afin de simuler l'usure par fretting [14] de la surface de contact et d'estimer l'évolution de la réponse dynamique non-linéaire du système au cours du temps.

## 3 Le système d'oscillateur

Le cas test retenu pour démontrer l'intérêt de la méthode multi-échelle proposée est un oscillateur, étudié précédemment par Süß et Willmer [15, 16]. L'oscillateur est en acier inoxydable et est constitué de deux masses connectées l'une à l'autre par un ressort de flexion et une liaison boulonnée. Comme les deux parties de la structure sont monolithiques, la seule interface de contact est la liaison boulonnée qui peut donc être étudiée de façon isolée.

### 3.1 Modèle éléments finis linéaire

Un modèle éléments finis 3D, représenté Fig. 1, a été créé dans Abaqus avec des éléments linéaires hexahédriques pour les deux masses et le boulon. Le boulon est connecté de façon rigide aux deux masses au niveau de la tête et de l'écrou du boulon. La présente analyse est concentrée sur le premier mode de flexion du ressort de flexion de la masse II (see Fig. 1).

### 3.2 Comportement dynamique non-linéaire du système avec une surface de contact lisse

Afin d'observer le comportement non-linéaire propre à ce système, une analyse initiale a été menée. Dans cette analyse, un élément de contact non-linéaire 3D a été introduit à chaque nœud d'éléments finis de la zone de contact (voir Fig. 2), ce qui représente un total de 304 éléments de contact. La surface de contact du joint est supposée être parfaitement plane et lisse. Une analyse statique non-linéaire réalisée dans Abaqus avec un effort de pré-tension de  $1.5kN$  dans le boulon fournit l'effort normal de chaque élément de contact. Les raideurs de contact normale et tangentielle de chaque élément sont prises égales à  $6e4[N/mm^3]$ , basé sur l'expérience des auteurs. La figure 3 montre la réponse obtenue sous différents niveaux d'excitation dans la direction  $x$  (voir Fig. 1) qui illustre le comportement typique d'une liaison boulonnée : à faible niveau d'excitation, le joint est entièrement collé et présente donc un comportement linéaire. Sous plus fortes sollicitations, une partie de la surface de contact du joint glisse, ce qui conduit un effet d'adoucissement du système et à un amortissement plus important. Ces résultats sont en accord avec les résultats numériques et expérimentaux obtenus par Süß [15, 16].

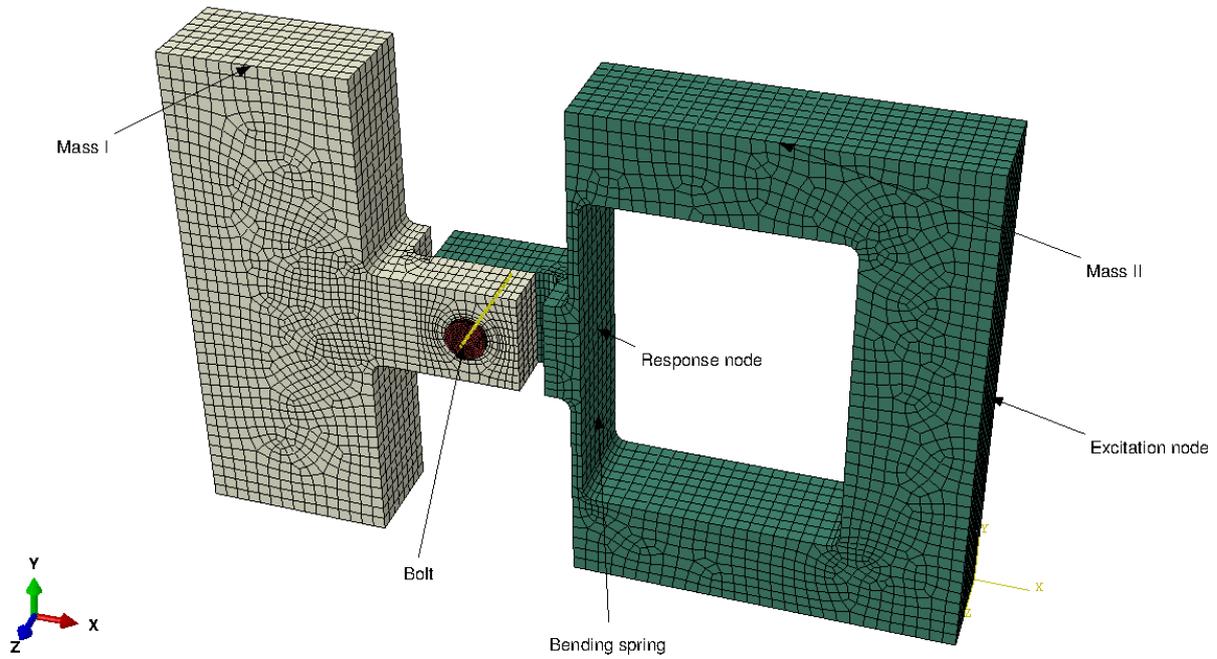


FIGURE 1 – Modèle éléments finis de l'oscillateur

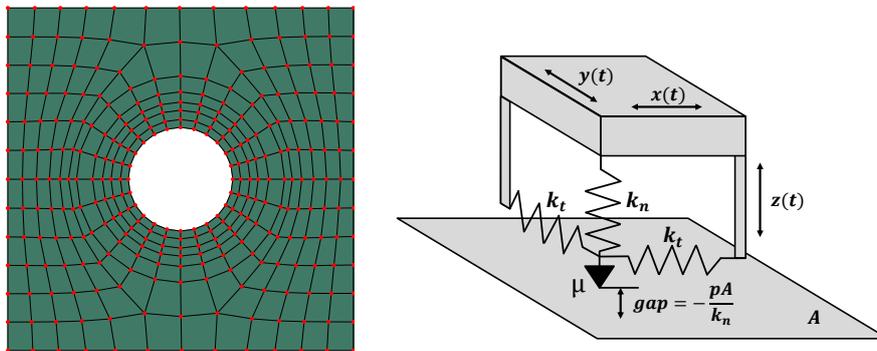


FIGURE 2 – Localisation des éléments non-linéaires de contact (gauche) et schéma d'un élément non-linéaire de contact (droite)

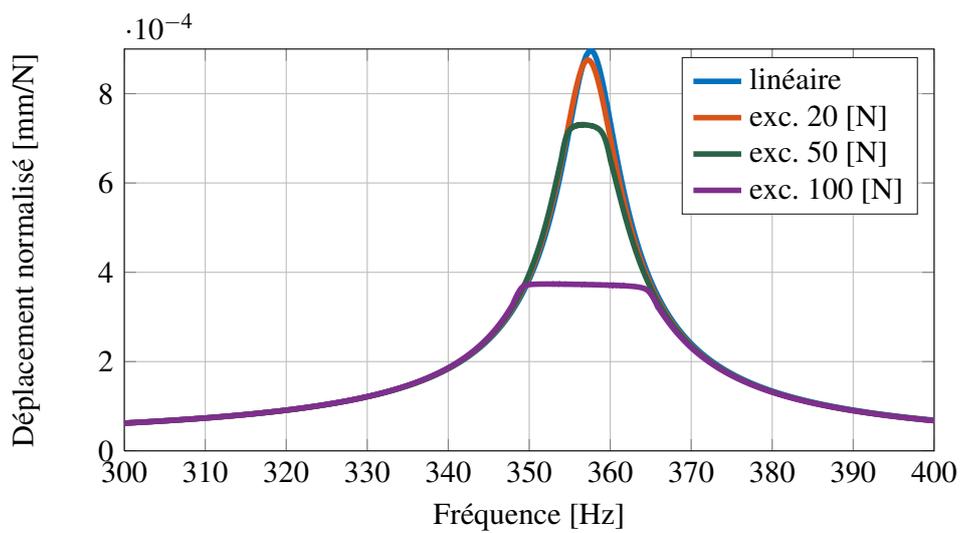


FIGURE 3 – Réponses dynamiques de l'oscillateur sous différentes excitations

### 3.3 Étude du contact avec une surface rugueuse

Dans le but d'obtenir une réponse plus physique de l'oscillateur, une analyse fine du contact a été réalisée avec le solveur basé sur la méthode des éléments finis de frontière. Les paramètres de chaque élément non-linéaire de contact peuvent être extraits de cette analyse. La surface de contact rugueuse représentée Fig. 4 a été générée avec une grille de  $256 \times 256$  éléments dont les hauteurs suivent une distribution de Gauss avec une rugosité moyenne quadratique  $R_q = 0.766[\mu m]$  et des longueurs de corrélation  $cl_x = cl_y = 0.57[mm]$  (les hauteurs ont été grossies 1000 fois pour permettre la visualisation de la rugosité). La figure 5 donne la distribution de pression obtenue sous un effort normal de  $1.5kN$  et

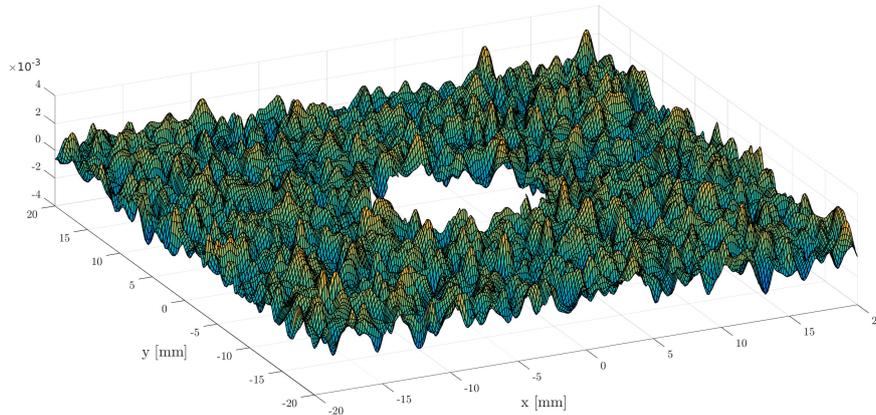


FIGURE 4 – Profil de la surface de contact rugueuse

montre que sous ce chargement et du fait de la rugosité de la surface de contact, l'aire réelle de contact ne représente qu'une très faible portion de l'aire totale de la surface du joint. Afin de raffiner d'avantage

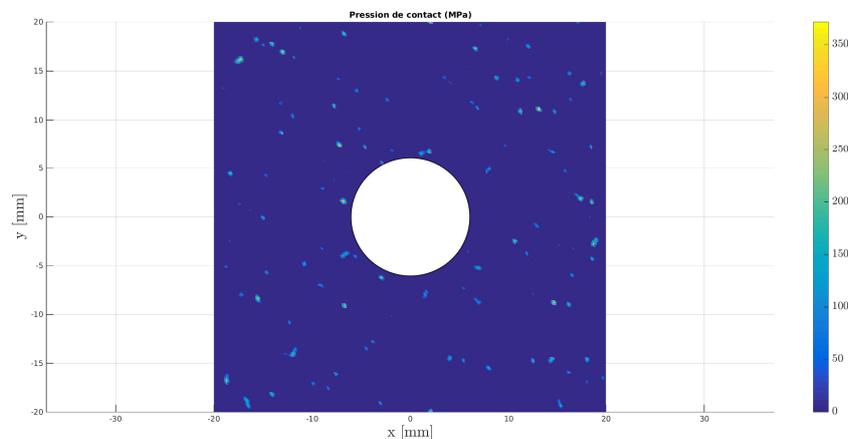


FIGURE 5 – Distribution de pression sous un effort normal de  $1.5kN$

le modèle dynamique, d'autres analyses de contact ont été réalisées pour extraire les valeurs locales de raideur de contact normale. L'interface du joint a été divisée en  $9 \times 9$  zones carrées. Une analyse de contact est faite sur chaque zone de telle sorte que l'évolution de l'effort normal  $N_z$  avec l'interférence  $\delta_z$  peut être obtenue. La raideur de contact normale  $k_n$  sous un chargement donné est définie comme la pente de la tangente à cette courbe.

La figure 6 montre la distribution de raideur de contact normales  $k_n$  extraite du solveur de contact. Contrairement à la distribution uniforme de raideur de contact, utilisée dans l'analyse initiale, conformément à l'état de l'art actuel, ces résultats montrent une variation importante de la raideur de contact normale qui traduit la variation d'effort normal au travers de la zone de contact.

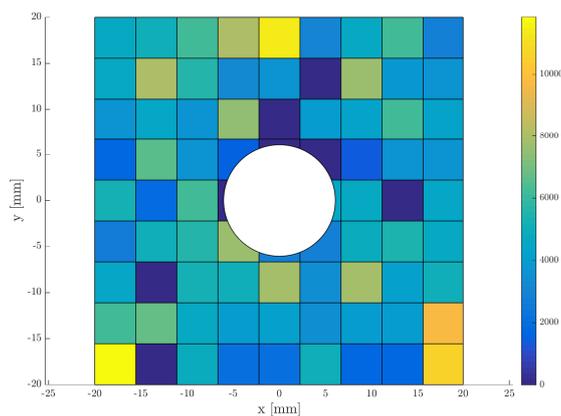


FIGURE 6 – Distribution de raideur de contact normale  $k_n$  en  $[N/mm^3]$

La figure 7 compare les réponses dynamiques obtenues initialement (dénnotées “référence” dans la légende) avec celles obtenues après mis à jour du modèle avec les efforts normaux et les raideurs de contact calculées pour une surface rugueuse. On constate des différences notables entre les deux configurations : un léger effet d’adoucissement combiné à une plus grande dissipation d’énergie. Ces effets sont dus à un changement complet du comportement dynamique local au niveau de chaque élément de contact pour lesquels le comportement, caractérisé en parti par l’effort normal et les raideurs de contact, est redéfini. Ce changement de comportement local est illustré par la figure 8 qui compare l’énergie dissipée dans chaque élément de contact à la résonance entre le modèle de référence et le nouveau modèle, pour une excitation de  $50[N]$ . En plus de l’impact sur la réponse globale du système, observé Fig. 7, cette redistribution d’énergie dissipée va modifier les mécanismes d’usure de la surface de contact au cours du temps.

Par ailleurs, la réponse obtenue pour une excitation de  $50[N]$  démontre que la méthode proposée permet de capturer le phénomène de micro-glissement, propre à un contact rugueux. En effet, au lieu du ‘plateau’, caractéristique d’un macro-glissement, observé à la résonance sur le modèle de référence, on obtient une meilleure transition entre le comportement complètement adhérent et le comportement complètement glissant avec une plus forte dissipation avec le nouveau modèle proposé.

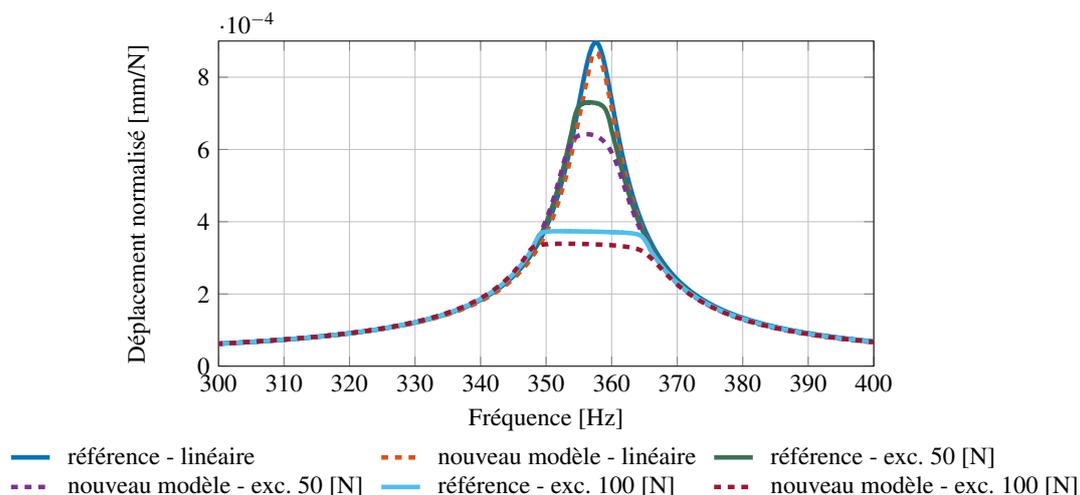


FIGURE 7 – Comparaison des réponses dynamiques entre la configuration de référence et le nouveau modèle proposé

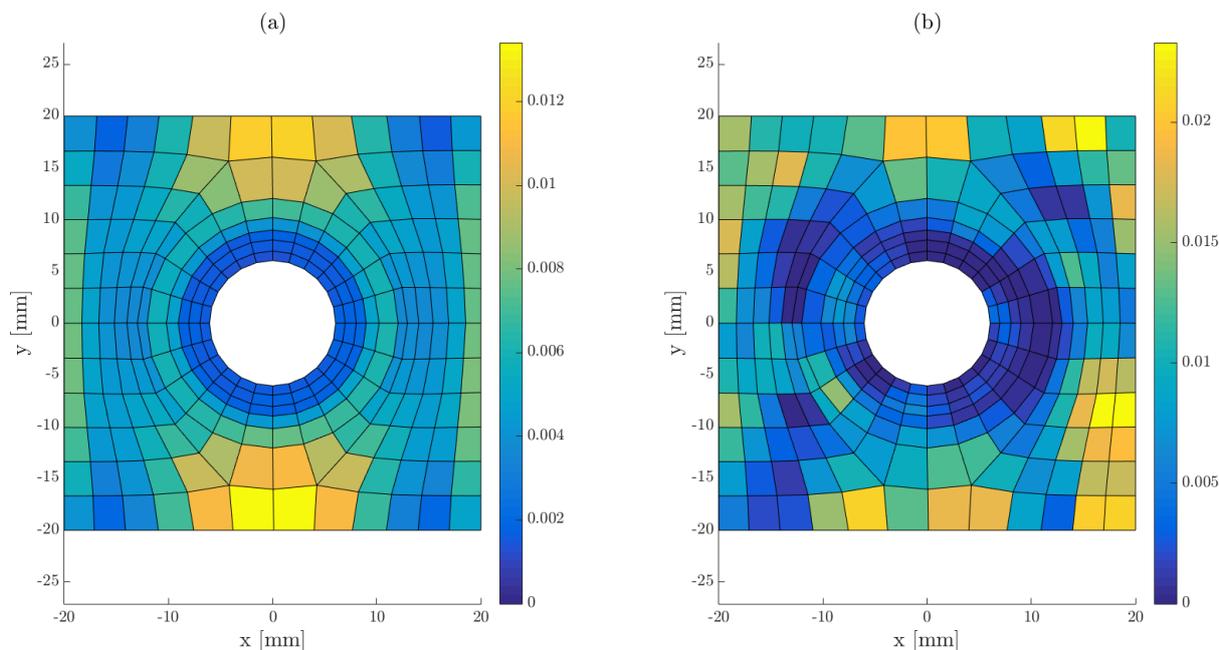


FIGURE 8 – Énergie dissipée [ $mJ$ ] à la résonance pour (a) le modèle de référence et (b) le nouveau modèle

## 4 Conclusions

Dans cet article, une méthode multi-échelle a été proposée pour améliorer la prédiction de la dynamique d'un système présentant des non-linéarités de contact. Cette approche est basée sur un solveur non-linéaire permettant d'obtenir la réponse vibratoire multi-harmonique du système et sur un solveur de contact basé sur la méthode des éléments finis de frontière permettant une analyse fine des interfaces de contact. Cette approche, utilisée sur une oscillateur comprenant une liaison boulonnée, a permis d'étudier l'impact de la rugosité de la surface de contact du joint sur la dynamique non-linéaire de l'oscillateur. Il a été montré que la rugosité entraîne une distribution d'effort normal et de raideurs de contact très différente de celle obtenue avec une surface de contact lisse. Ces différences ont un impact sur la réponse dynamique qui ne peut être négligé. Il a également été montré que la méthode proposée permettait de capturer le phénomène de micro-glissement, propre au contact rugueux.

## Références

- [1] E P Petrov and D J Ewins. State-of-the-art dynamic analysis for non-linear gas turbine structures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G : Journal of Aerospace Engineering*, 218(3) :199–211, January 2004.
- [2] L. Gaul and R. Nitsche. The role of friction in mechanical joints. *Applied Mechanics Reviews*, 54(2) :93, 2001.
- [3] Christoph W. Schwingshackl. Measurement of friction contact parameters for nonlinear dynamic analysis. In *Topics in Modal Analysis I, Volume 5*, pages 167–177. Springer Science Business Media, 2012.
- [4] Christian M. Firrone, Stefano Zucca, and Muzio M. Gola. The effect of underplatform dampers on the forced response of bladed disks by a coupled static/dynamic harmonic balance method. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 46(2) :363–375, mar 2011.
- [5] Ender Cigeroglu, Ning An, and Chia-Hsiang Menq. Forced response prediction of constrained and unconstrained structures coupled through frictional contacts. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 131(2) :022505, 2009.
- [6] D. Charleux, C. Gibert, F. Thouverez, and J. Dupeux. Numerical and experimental study of friction damping blade attachments of rotating bladed disks. *International Journal of Rotating Machinery*, 2006 :1–13, 2006.
- [7] S. Medina, D. Nowell, and D. Dini. Analytical and numerical models for tangential stiffness of rough elastic contacts. *Tribology Letters*, 49(1) :103–115, sep 2012.

- [8] Xi Shi and Andreas A. Polycarpou. Measurement and modeling of normal contact stiffness and contact damping at the meso scale. *Journal of Vibration and Acoustics*, 127(1) :52, 2005.
- [9] J. Armand, L. Pesaresi, L. Salles, and C. W. Schwingshackl. A multiscale approach for nonlinear dynamic response predictions with fretting wear. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(2) :022505, sep 2016.
- [10] C. Paulin, S. Fouvry, and S. Deyber. Wear kinetics of Ti-6Al-4V under constant and variable fretting sliding conditions. *Wear*, 259(1-6) :292-299, 2005.
- [11] M. Z. Huq and J.-P. Celis. Expressing wear rate in sliding contacts based on dissipated energy. *Wear*, 252(5-6) :375-383, March 2002.
- [12] S. Fouvry, T. Liskiewicz, Ph. Kapsa, S. Hannel, and E. Sauger. An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts. *Wear*, 255(1-6) :287-298, August 2003.
- [13] A. Ramalho and J.C. Miranda. The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems. *Wear*, 260(4-5) :361-367, February 2006.
- [14] Loic Salles, Alexander M. Gousskov, Laurent Blanc, Fabrice Thouverez, and Pierrick Jean. Dynamic analysis of fretting-wear in joint interface by a multiscale harmonic balance method coupled with explicit or implicit integration schemes. In *Volume 6 : Structures and Dynamics, Parts A and B*. ASME International, 2010.
- [15] Dominik Süß and Kai Willner. Investigation of a jointed friction oscillator using the multiharmonic balance method. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 52-53 :73-87, feb 2015.
- [16] Dominik Süß. *Multi-Harmonische-Balance-Methoden zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens von Strukturen mit Fügestellen*. PhD thesis, Dissertation, Erlangen, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU), 2016, 2016.