

**CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018**  
**14<sup>ème</sup> Congrès Français d'Acoustique**



**Etude par simulation des bruits de rattle d'un siège de TGV**

H. Hwang<sup>a</sup>, F. Aubin<sup>b</sup>, J. Kengne<sup>b</sup>, F. Dubois<sup>c</sup> et N. Merlette<sup>d</sup>

<sup>a</sup>CEVAA, 2, rue Joseph Fourier, 76800 St Etienne Du Rouvray, France

<sup>b</sup>SNCF, 4 Allée des Gémeaux, 72100 Le Mans, France

<sup>c</sup>SNCF, 40 avenue des terroirs de France, 75611 Paris, France

<sup>d</sup>CEVAA, 2 rue Joseph Fourier, 76800 Saint Etienne Du Rouvray, France

h.hwang@cevaa.com

Le calme et la tranquillité sont une composante essentielle pour garantir une bonne expérience aux voyageurs de train. Même si de nombreux travaux ont été menés pour améliorer l'ambiance à l'intérieur des *TGV* notamment, les voyageurs peuvent être gênés durant tout leur voyage par des grésillements ou autre cliquetis dus à des vibrations de tablette ou autre aménagement. Ainsi, on retrouve parfois à l'arrivée des petits bouts de papier pour empêcher ces vibrations. Le bruit de rattle (grésillement) est généré par des impacts aléatoires entre deux structures. Le travail présenté dans cet article est dédié à l'étude par simulation des phénomènes de rattle générés au sein d'un siège première classe de *TGV*. L'apparition de ce bruit est un vrai enjeu car elle est une des sources principales qui perturbent le confort des passagers. L'objectif est donc d'identifier les zones du siège qui peuvent présenter des risques de rattle et d'en comprendre les causes. Le module *SnRD* (*Squeak & Rattle Director*) intégré dans la suite *HyperWorks* est utilisé pour cette étude. Il met en œuvre la méthodologie *SAR-LINE<sup>TM</sup>* qui permet d'évaluer le déplacement relatif entre deux composants dans le domaine temporel. Les interfaces, nommées E-lines, sont définies directement sur le modèle éléments finis du siège dans des zones jugées pertinentes par l'ingénieur. L'application réalisée sur le siège considéré démontre l'intérêt de la simulation par éléments finis, en permettant d'identifier les zones critiques pouvant générer du rattle et les modes propres de vibration contribuant le plus à ce phénomène. Cette méthodologie présente un réel potentiel pour les phases de conception des voitures et des équipements intérieurs par rapport à la méthode traditionnelle qui nécessite un essai sur un prototype physique.

## 1 Introduction

Le bruit de S&R (*Squeak and Rattle*) est un sujet de recherche prolifique dans le domaine automobile. Des progrès significatifs diminuant les bruits principaux comme le bruit de motopropulseur, le bruit de roulement et le bruit aérodynamique ont engendrés naturellement les recherches sur les bruits parasites dans l'habitacle automobile. Toutefois, l'identification des zones critiques s'est appuyée classiquement sur l'analyse modale expérimentale qui est un processus coûteux car elle nécessite des essais physiques sur un prototype de véhicule. Dans le cas d'essais physiques, des nombreuses conditions doivent être testées pour obtenir des résultats fiables. Cependant, un seul échantillon est souvent considéré en réalité. Un autre problème dans cette méthode expérimentale est que l'analyse des causes est presque impossible. En effet, la détection de S&R s'appuie sur l'écoute ou le contact tactile avec la structure par un ingénieur expérimenté, donc l'identification de la source du problème devient subjective [1]. Afin d'éliminer ces limites de la méthode expérimentale et de réduire le coût de l'analyse, des solutions numériques qui peuvent être intégrées dans la phase de conception ont été développées.

En 2010, la méthode *SAR-LINE<sup>TM</sup>* [2] [3] a été développée et mise en œuvre dans des codes commerciaux d'éléments finis. C'est une solution numérique qui estime une réponse de S&R pour des différents sous-systèmes d'un véhicule comme un hayon, une planche de bord, des portes, etc. Les interfaces sont placées sur des zones critiques d'une structure considérée et le risque de S&R est déterminé pour chaque interface dans le domaine temporel. Dans cette méthode, l'information géométrique est précisément contrôlée pour chaque interface, ce qui est avantageux lorsque la qualité d'un maillage ne peut pas exactement reproduire le détail de la vraie structure. La méthode permet aussi d'appliquer des chargements différents qui peuvent représenter des profils différents de route et des scénarii physiques divers.

Cette méthode est adaptée à d'autres types de véhicule concernés par des problèmes de bruit de S&R dans un habitacle. Comme dans un véhicule automobile, le confort acoustique à l'intérieur d'une rame de train est aussi attribué à différentes sources et chemins de transfert. Les bruits parasites ont pour origines des contacts entre pièces qui se produisent en réponse à l'excitation mécanique

induite par le matériel circulant sur la voie. Le contenu fréquentiel de ce type de bruit est marqué dans le domaine fréquentiel de la parole, où l'acuité auditive est maximale. En l'absence d'un phénomène de masquage par une autre source de bruit, les bruits parasites sont alors parfaitement audibles dans un environnement sonore calme.

Le travail présenté concerne un siège de la salle haute dans la première classe de *TGV*, comme présenté dans la Figure 1. On s'intéresse au bruit de rattle audible lorsque le train circule sur la voie. Le vrai enjeu est que ce type de bruit puisse être un indicateur du vieillissement du siège au cours du temps. L'objectif de ce travail est donc d'identifier les zones critiques et d'estimer le risque de rattle à l'aide d'une analyse par éléments finis. Cette étude numérique permet non seulement de détecter des zones de rattle mais aussi d'effectuer l'analyse des causes. Elle est donc une première étape pour éliminer le phénomène de rattle et améliorer en définitive la durabilité du siège. Il convient de noter que ce travail concerne uniquement le bruit de rattle.



Figure 1. Le siège de la première classe de *TGV*

## 2 Méthodologie SnRD

Le travail présenté dans cet article utilise la méthode E-line (*Evaluation-line*) mise en œuvre dans le module *SnRD*

(*Squeak and Rattle Director*) qui est intégré dans la suite *HyperWorks*. La méthode se compose de trois étapes :

1. Pré-traitement : les E-lines sont définies sur un modèle d'éléments finis. Les données DTS (Dimensional Technical Specification) spécifiant les jeux et les tolérances sont définies pour chaque E-line.
2. Calcul modal transitoire : en réponse à une excitation variant dans le domaine temporel, les déplacements de chaque point des E-lines sont calculés.
3. Post-traitement : les résultats de la deuxième étape sont post-traités pour obtenir les déplacements relatifs des E-lines. Ensuite, l'analyse des causes du phénomène de rattle est réalisée. On détermine alors la contribution modale relative pour les modes propres qui induisent les forts niveaux de déplacements sur les E-lines jugées critiques.

## 2.1 E-line

Le risque de rattle est estimé pour une E-line qui est placée entre deux composants produisant vraisemblablement le bruit de rattle. Le choix de placer une E-line dépend de la distance entre les composants et des valeurs de déplacement des déformées modales calculées : un fort déplacement et une distance faible amène à considérer une probabilité de rattle importante.

Une E-line se compose d'une série d'éléments *CBUSH* (ressort) qui connectent deux surfaces : maître et esclave. Dans un premier temps, une ligne géométrique est placée sur un composant (maître ou esclave) pour identifier l'emplacement d'une E-line. Ensuite, une E-line est définie le long de la ligne géométrique. Chaque extrémité des éléments *CBUSH* est liée aux nœuds dépendants d'un élément. L'élément *RBE3* distribue une charge parmi des nœuds sans provoquer une raideur artificielle. La Figure 2 montre la configuration d'une seule E-line. De nombreuses E-lines peuvent être définies avec une numérotation qui permet d'identifier les différentes zones et d'analyser chaque E-line séparément.

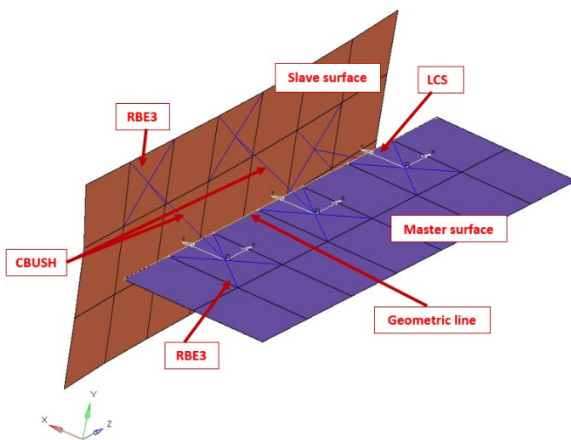


Figure 2. Une E-line définie le long d'une ligne géométrique

La sélection des surfaces du maître et de l'esclave permet d'orienter l'élément *CBUSH* selon le SCL (Système de Coordonnées Locales) le long de l'E-line. Une

illustration de ce modèle est présentée sur la Figure 3. Chaque élément *CBUSH* a une raideur nulle ( $K_x = K_y = K_z = 0 \text{ N}$ ) qui permet aux deux surfaces de se déplacer sans contrainte dans les trois directions de l'espace. Pour la ligne de rattle, les éléments *CBUSH* doivent être placés dans la direction normale ( $z$ ) qui est orientée de la surface maître vers la surface esclave.

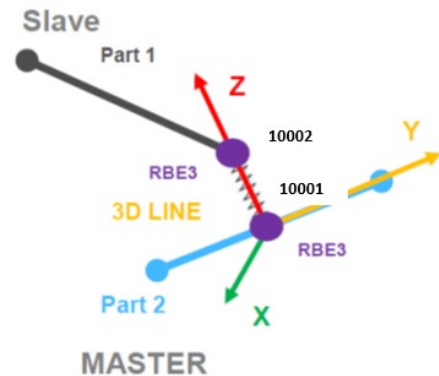


Figure 3. L'élément *CBUSH* sur un point d'une E-line. 10001 et 10002 sont les numéros du maître et de l'esclave respectivement.

Le risque de rattle est estimé seulement pour la direction normale à la surface maître pour laquelle un jeu et une tolérance entre deux composants sont définis. L'information géométrique est renseignée pour chaque E-line en utilisant les données DTS qui spécifient les jeux et les tolérances. Cette fonctionnalité permet au *SnRD* de réaliser l'analyse du rattle quelle que soit la qualité du maillage qui peut ne pas représenter correctement les détails géométriques d'une vraie structure. Chaque E-line est affectée avec les données DTS qui sont ultérieurement utilisées dans le post-traitement pour déterminer le risque de rattle.

## 2.2 Calcul modal transitoire

Différents profils de signal d'entrée peuvent être appliqués à un modèle d'éléments finis dans le domaine temporel. Les profils multiples permettent de simuler différentes conditions de roulage (vitesse et voie). Différents chargements génériques comme la DSP (Densité Spectrale de Puissance) peuvent aussi être utilisés pour représenter une condition de chargement plus sévère. La méthode permet aussi de simuler différents scénarii physiques e.g. un seul chargement mono-axe ou tri-axe appliqué à un seul point ou à plusieurs points ou différents chargements mono-axe ou tri-axe appliqués à un seul point ou à plusieurs points [1].

Ensuite, le calcul modal transitoire (ou calcul transitoire par superposition modale) est réalisé à l'aide du solveur *Optistruct* qui donne les déplacements des surfaces maître et esclave pour chaque E-line. On notera que le résultat inclut la réponse statique i.e. un vecteur résiduel à 0 Hz ou au temps = 0.

Ces résultats sont post-traités pour sortir les déplacements relatifs qui sont alors comparés par rapport aux jeux et aux tolérances.

## 2.3 Evaluation statistique

La définition du rattle est subjective car la réponse de la structure est fonction du chargement en entrée. Le rattle peut être défini par un seul impact ou des impacts répétés. C'est-à-dire qu'une seule valeur maximale ne peut pas représenter la réponse de la structure à une histoire de chargement aléatoire. Afin de résoudre cet enjeu, une approche statistique est mise en œuvre dans le post-traitement pour évaluer le déplacement relatif.

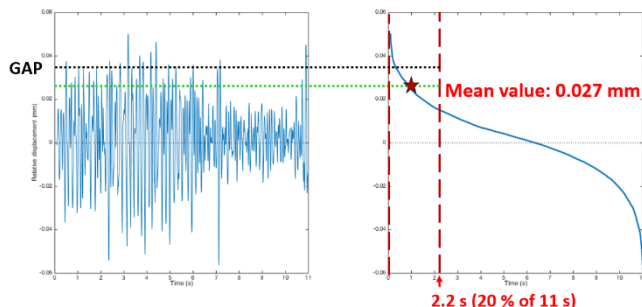


Figure 4. L'évaluation statistique : Aucun rattle n'apparaît si le déplacement relatif est évalué à M 20% HV.

Les trois étapes présentées dans la Figure 4 sont implémentées :

1. Le déplacement relatif calculé est trié en fonction de l'amplitude (du plus élevé au plus bas).
2. Un pourcentage de l'amplitude la plus élevée est sélectionné.
3. Une valeur moyenne des amplitudes les plus élevées (une moyenne de toutes les amplitudes dans le délai sélectionné) est calculée. Le risque de rattle est alors présent si cette valeur moyenne dépasse le jeu défini pour l'interface considérée. Par exemple, M 20% HV signifie une valeur moyenne de 20 % des amplitudes les plus élevées. Plus pourcentage est élevé, plus la valeur moyenne devient faible, lequel peut entraîner aucun rattle si le jeu est supérieur à la valeur moyenne.

Dans le cas où une seule valeur maximale dépasse le jeu, un seul impact est considéré comme générant du rattle. C'est-à-dire qu'une évaluation statistique à M 0% HV est capable de détecter tout impact de rattle.

## 3 Modèle du siège

### 3.1 Matériaux

Le siège peut être divisé en neuf sous-groupes structurels qui sont montrés dans la Figure 5. Le siège se compose de neuf matériaux différents dont l'aluminium et le magnésium représentant de 68 % de la masse totale. Les matériaux sont répertoriés dans le *Tableau 1*.

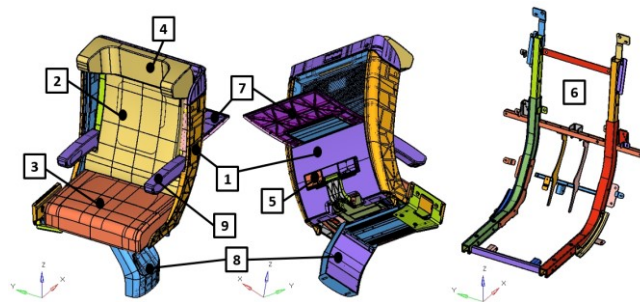


Figure 5. Sous-groupes structurels du siège : (1) panneau arrière, (2) dossier, (3) assise, (4) appui tête, (5) repose pied, (6) ossature, (7) tablette, (8) embase tournante, (9) accoudoir

Tableau 1. Les propriétés mécaniques des composants du siège

Matériau	Module Young (Pa)	Coefficient Poisson	Densité (kg/m <sup>3</sup> )
Acier	2.1e11	0.33	7850
Fer	1.69e11	0.3	7850
Aluminium	7e10	0.33	2700
Magnésium	4.4e10	0.35	1740
Verre	8.55e7	0.3	2800
Polyflam RPP 2000s	2e6	0.2	55
Lexan 2034 SABIC	2.35e9	0.4	1240
Polypropylène	1.67e9	0.4	90
Mousse Polyuréthane	2e6	0.2	95

### 3.2 Modèle d'éléments finis

Le modèle d'éléments finis du siège est composé de 209629 éléments coques (triangles et quadrangles) et de 2816 éléments volumiques. Le modèle a 1309443 degrés de liberté. 149 éléments de poutre sont utilisés pour modéliser les vis dans l'ossature. Les variations d'épaisseur des composants sont prises en compte dans le maillage. De nombreux composants en mousse de polyuréthane comme l'appui tête et la mousse d'assise sont modélisés en tant que masses ponctuelles.

Le siège étant fixé au châssis au niveau du sol et du côté, des conditions aux limites d'encastrement sont utilisées. Les chargements sont appliqués sur les deux fixations comme cela est montré dans la Figure 6. Les signaux d'excitation correspondent à des segments temporels de 10 secondes, extraits de réponses vibratoires mesurées par des accéléromètres triaxiaux au niveau des fixations du siège sur un train en roulement sur la voie. Ces segments sont sélectionnés pour leurs amplitudes élevées qui peuvent induire une réponse de rattle. On notera que les caractéristiques du rail comme les irrégularités et l'ondulation de rail et autres rugosités vibratoires ne sont pas connues.

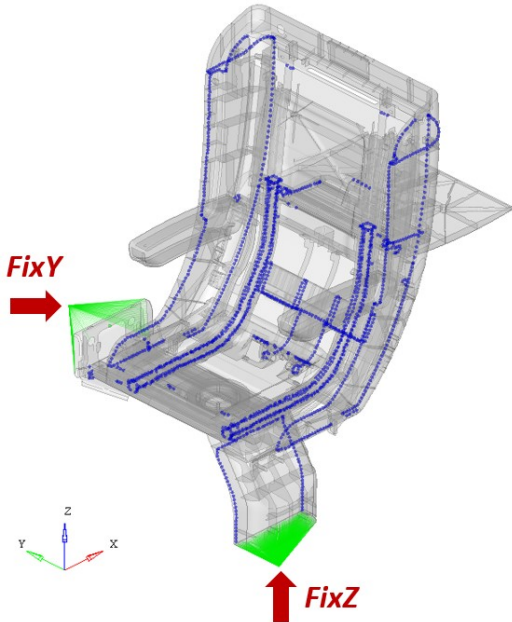


Figure 6. 99 E-lines de rattle et les chargements vibratoires du siège

La Figure 7 montre les signaux d'entrée (*FixY* et *FixZ*) selon les trois axes x, y et z dans le domaine temporel. Les signaux sont les déplacements en millimètre car le calcul du rattle dans le module SnRD nécessite une excitation par un déplacement imposé. Les signaux sont obtenus par double-intégration des accélérations en utilisant la méthode des trapèzes. Les filtres (passe-haut et detrend) sont utilisés pour éliminer l'erreur de l'intégration qui s'accumule lorsque la fréquence augmente i.e. zero-offset effect [4]. Ensuite, le calcul modal transitoire est réalisé en prenant en compte les modes propres du siège jusqu'à 200 Hz.

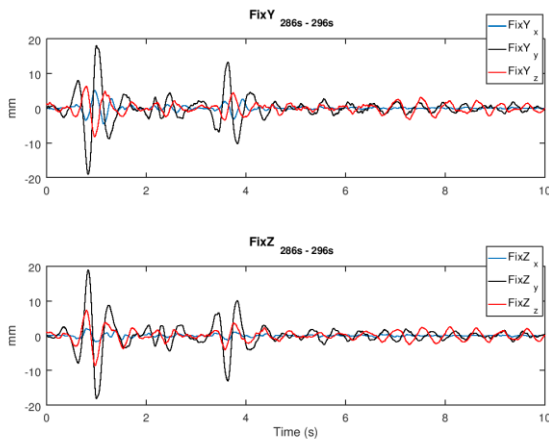


Figure 7. Les signaux d'entrée de 10 secondes.

## 4 Résultat

Les résultats du post-traitement peuvent être évalués globalement et en détail. C'est-à-dire que les déplacements relatifs obtenus pour toutes les E-lines peuvent être présentés de manières différentes : une réponse temporelle sur un point, une réponse d'une E-line et des contours (la magnitude et la tolérance dynamique) sur la structure entière.

## 4.1 Tolérance dynamique

La Figure 8 montre le contour des tolérances dynamiques. Les zones en rouge indiquent les interfaces présentant un risque de rattle. Ce risque est déterminé à partir des déplacements relatifs selon z dans lequel les jeux et les tolérances sont renseignés. Une E-line présente un risque de rattle si le déplacement relatif dépasse la différence entre le jeu et la tolérance. L'équation de la tolérance dynamique indiquant le risque de rattle peut alors s'écrire :

$$\text{Jeu} - \text{Tolérance} - \xi_z < 0 \quad (1)$$

avec  $\xi_z$  le déplacement relatif dans la direction normal à la surface maître. On notera que les deux autres réponses (xy) ne sont pas considérées car les données DTS ne concernent que les directions normales. Ainsi, 10 E-line présentent un risque de rattle.

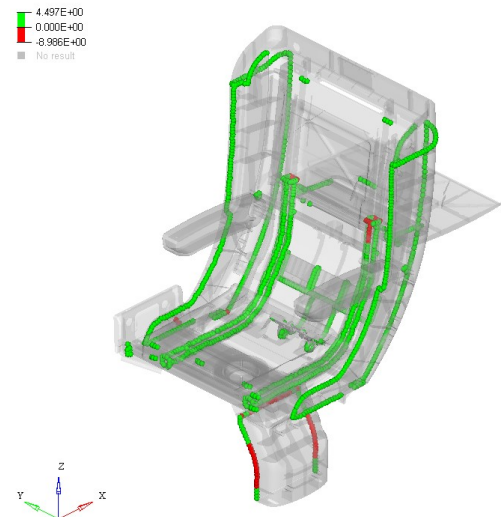


Figure 8. Le contour de rattle (les tolérances dynamiques obtenus par l'Eq. (1)) : Les zones en rouge indiquent le risque de rattle

## 4.2 Analyses du rattle

Dans cette section, les résultats d'une E-line ayant un fort risque de rattle sont analysés en détail. La Figure 9 (a) présente les déplacements relatifs de l'E-line 607077 dans les trois directions. Sur cette E-line, il y a 77 éléments de *CBUSH*. L'E-line est placée sur la poutre extérieure dont le jeu avec la poutre intérieure est 0,5 mm. Les déplacements relatifs selon z dépassent le jeu vers l'extrémité de l'E-line, indiquant un risque de rattle. Le déplacement relatif maximal est 0,59 mm sur le dernier point 607077 comme indiqué par les flèches rouges dans la Figure 9. La magnitude des déplacements relatifs ( $\sqrt{\xi_x^2 + \xi_y^2 + \xi_z^2}$ ) est tracé le long de cette E-line sur le maillage, comme présenté dans la Figure 9 (b).

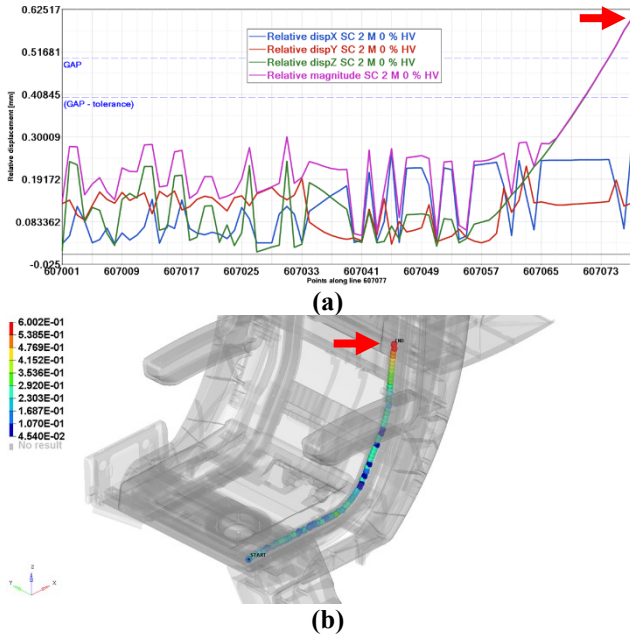


Figure 9. E-line 607077 : (a) Les déplacements relatifs selon x, y et z, (b) La magnitude des déplacements relatifs le long de l'E-line

Ensuite, l'analyse des causes est réalisée par calcul de la CMR (Contribution Modale Relative) et de la sensibilité modale qui peut directement démontrer les contributions des modes dans le domaine temporel. La Figure 10 présente les cinq premiers modes en fonction de leurs CMR qui sont calculées pour le déplacement relatif selon z du point 607077. Le 11<sup>ème</sup> mode à 26.75 Hz a la contribution la plus élevée (17,5 %). La Figure 11 présente la déformée modale de ce mode, qui est une flexion avant-arrière de la poutre intérieure.

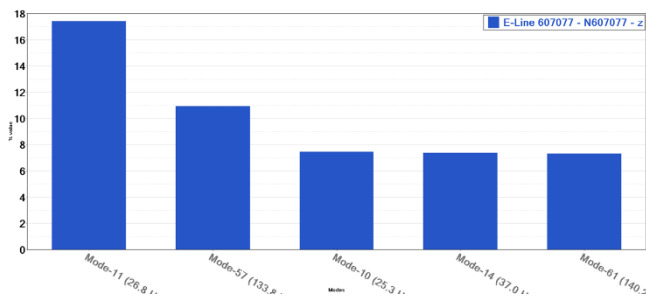


Figure 10. La RMC (Relative Modal Contribution) calculée pour la réponse selon z du point 607077

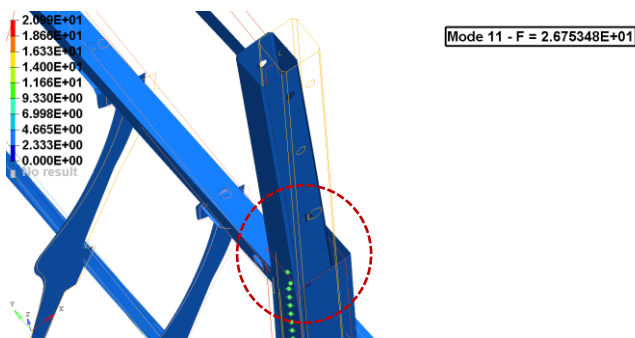


Figure 11. La déformée modale autour de l'E-line 607077 dans l'ossature. Le filaire jaune et rouge représente

l'équilibre statique. Un facteur d'échelle de cinq est appliqué à la déformée.

La Figure 12 présente la réponse temporelle sur le point 607077. Deux pics dépassent le jeu, indiquant un risque de rattle sur ce point. La sensibilité modale affichée dans la Figure 13 montre qu'enlever 70 % du 11<sup>ème</sup> mode (26.75 Hz) ne peut pas totalement éliminer le rattle. Cependant, la réponse diminue en dessous du jeu quand les contributions des trois premiers contributeurs (11<sup>ème</sup>, 57<sup>ème</sup> et 10<sup>ème</sup> modes) sont réduites de 70%. Cela met en évidence que plusieurs modes contribuent au rattle sur cette E-line.

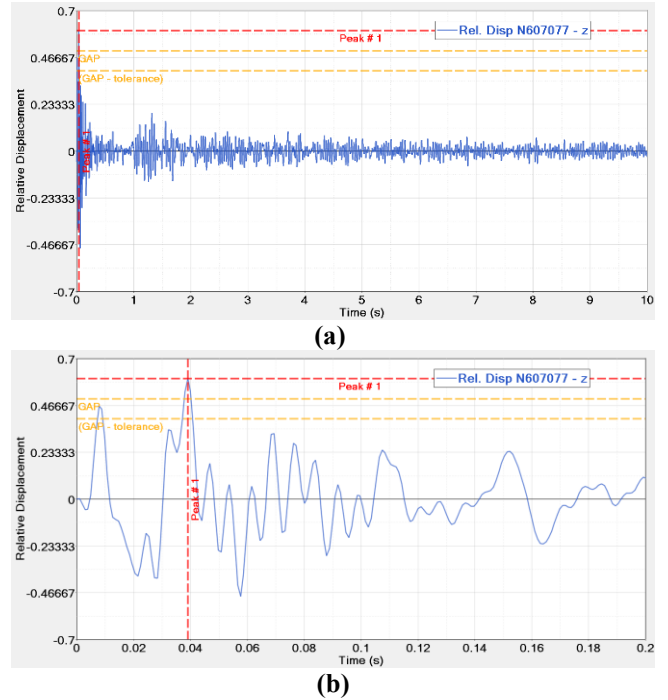


Figure 12. La réponse temporelle selon z du point 607077 : (a) La réponse entière, (b) La réponse zoomée jusqu'à 0.2 s

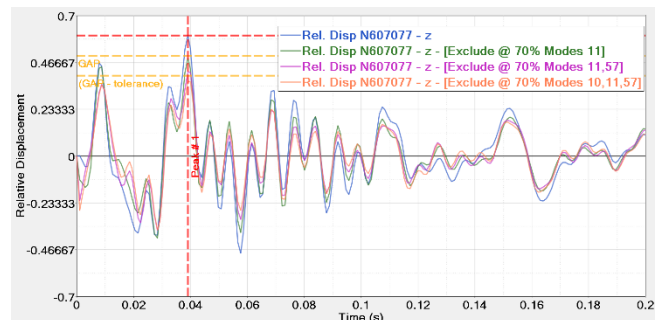


Figure 13. La sensibilité modale selon z du point 607077 : La réponse originale est comparée aux réponses calculées avec une contribution réduite de 70% pour les 11<sup>ème</sup>, 57<sup>ème</sup> et 10<sup>ème</sup> modes.

Le Tableau 2 montre les modes qui présentent les contributions modales les plus élevées au phénomène de rattle observé sur 10 E-lines. La plupart des modes sont en dessous de 100 Hz, notamment le 11<sup>ème</sup> mode, qui contribue le plus pour quatre E-lines. Hormis l'E-line 464046 dont la

CMR la plus élevée est de 69 %, les autres E-lines présentent une CMR inférieure à 20 %. Cela démontre que le rattle est un phénomène multi-résonance.

Tableau 2. Les 10 E-lines avec leurs modes les plus contributeurs.

Identifiant E-line	Numéro du mode	Fréquence (Hz)	CMR (%)
464046	2	7.9	69
582028	38	96.2	12.2
589081	11	26.8	17.5
598080	22	68.5	18
607077	11	26.8	17.5
610024	11	26.8	12.3
613027	57	133.8	12.5
631014	22	68.5	18
634014	11	26.8	17.5
640004	61	140.2	17

## 5 Conclusion

La méthode présentée dans ce travail estime un risque de rattle des structures dynamiques dans le domaine temporel. La réponse de rattle est prédite à partir des déplacements relatifs pour les interfaces nommées E-lines à l'aide des données DTS qui permet à cette méthode de fonctionner quelle que soit la qualité du maillage. La méthode est appliquée ici à un siège première classe de TGV. Elle permet différents niveaux d'investigation pour évaluer le risque dans chaque zone d'interface considérée et analyser les causes. Elle présente un vrai potentiel pour être intégré dans un processus virtuel de développement dans un stade amont de conception.

Une suite envisageable des travaux est de valider les déplacements relatifs prédits. Pour cela, la première étape est de réaliser une corrélation modale en utilisant la matrice de MAC (Modal Assurance Criterion). Cette corrélation peut améliorer le modèle du siège en mettant à jour les propriétés des matériaux et les conditions aux limites. Ensuite, pour valider les déplacements relatifs, l'essai physique nécessite une table d'excitation multiaxe qui peut reproduire les chargements temporels au niveau des deux points de fixation du siège. Un vibromètre laser à balayage 3D doit être utilisé pour mesurer les vitesses des E-lines. Après un changement de repère et un filtrage des signaux mesurés, les déplacements relatifs peuvent être directement corrélés aux niveaux prédits.

## Remerciements

Ce travail est réalisé dans le cadre d'un projet recherche au sein de la Direction de l'Innovation et de la Recherche de la SNCF.

## Références

[1] Gourg, S. et al. *Simulation and Optimization Driven Design Process for S&R Problematic - PSA Peugeot*

*Citroën Application for Interior Assembly*, SIA Technical Paper 9<sup>th</sup> Symposium, (2016).

- [2] Weber, J. and Benhayoun, I. *Squeak & Rattle Simulation – A success enabler in the development of the new Saab 9-5 cockpit without prototype Hardware*, SAE Technical Paper 2010-01-1423, (2010).
- [3] Weber, J. and Benhayoun, I. *Squeak & Rattle correlation in time domain using the SAR-LINE<sup>TM</sup> method*, SAE Technical Paper 20121-01-1553, (2012).
- [4] Himelblau, H. et al. *IES Recommended Practice 012.1: Handbook for Dynamic Data Acquisition and Analysis*, Institute of Environmental Sciences and Technology