

Conception et validation d'une liaison boulonnée dissipative

Chaima HAMMAMI ¹, Etienne BALMES ^{1,2}, Mikhail GUSKOV ¹

¹ Arts et Metiers Paritech, PIMM, prenom.nom@ensam.eu

² SDTools, balmes@sdtools.com

Résumé — On présente ici une méthodologie de conception d'une liaison boulonnée dissipative ainsi que sa validation par une étude expérimentale. Un premier calcul statique permet de caractériser la zone de compression induite à l'interface par le serrage. Cette zone contribue seule à la tenue statique de la liaison et est conservée en liaison métallique. On justifie ensuite l'intérêt d'introduire une couche de matériau viscoélastique dans le reste de la surface de contact. La réalisation expérimentale permet de montrer des augmentations d'amortissement d'un facteur supérieur à trois pour les modes globaux et illustre les difficultés liées aux défauts de forme des surface de contact. On montre enfin comment les performances peuvent être optimisées numériquement.

Mots clés — Amortissement, Liaison boulonnée, Surface de contact, Précontrainte statique.

1 Introduction

Les vibrations sont à l'origine d'endommagements, de nuisances sonores et d'inconfort. L'introduction de dissipation additionnelle peut être source d'améliorations notables. Dans le cadre du projet FUI MAIAS (Maîtrise des Amortissements Induits dans les ASsemblages) on s'intéresse à la caractérisation et à l'optimisation de l'amortissement présent dans les liaisons. Plus spécifiquement on a cherché ici à montrer comment une méthodologie numérique peut être utilisée pour orienter la conception. Comme dans des travaux antérieurs sur les liaisons, les principaux mécanismes physiques de dissipation considérés sont le contact/frottement [1, 2, 3] et le comportement viscoélastique [4, 5].

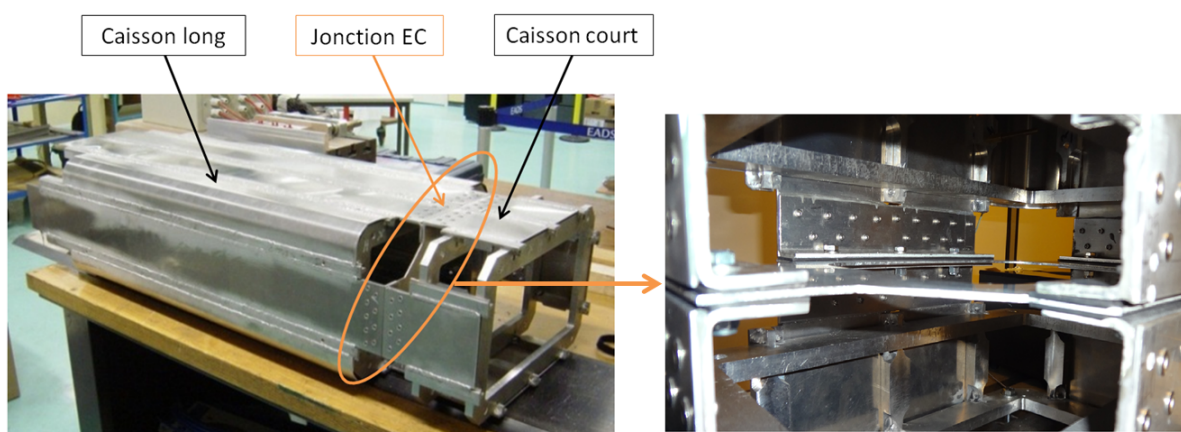


Fig. 1 – Maquette MAIAS/SP4 dans sa configuration liaison EC (équerre)

Pour donner une meilleure compréhension des mécanismes de dissipation d'une liaisons réaliste, on a cherché ici à respecter les techniques d'assemblage d'un fuselage aéronautique. Deux caissons sont assemblés par boulonnage d'équerres enserrant un voile. Le caisson court, visible en figure 1, est ensuite encastré pour obtenir une zone de travail importante au niveau de la

liaison. Pour permettre une analyse de l'amortissement induit par la liaison, on a cherché à minimiser les autres sources d'amortissement. Les caissons, formés de cadres, lisses et peaux, sont assemblés par soudure. Les équerres sont collées et rivetées aux peaux et il a été vérifié par des essais partiels que l'amortissement induit par cet assemblage est très faible.

Dans le cas de liaisons boulonnées, la conception implique une compréhension détaillée de l'état de contrainte statique induit par le serrage. La section 2 détaille différentes modélisations (raffinement de maillage et représentation du boulon) permettant de comprendre l'état de contrainte induit. Cette analyse est utilisée pour motiver le fait que la raideur de la liaison est essentiellement liée à une zone de contact permanent sous le boulon et. Une proposition de découpage de la surface de l'équerre en une zone de contact permanent portant l'essentiel de la rigidité et une zone de travail avec un matériau viscoélastique est donc faite en section 3.

Les sections 4 et 5 montrent ensuite l'efficacité du concept à travers une corrélation calcul/essai de configurations avec montage à sec et amorti, puis utilisent une optimisation numérique pour analyser les performances pouvant être attendues.

2 Statique de la liaison boulonnée

Le premier objectif d'un boulon est la création d'une zone de précontrainte statique sur laquelle en l'absence de glissement et décollement, la raideur vue par la structure complète est celle d'une liaison parfaite des deux structures en contact. Le maintien de cette zone d'absence de glissement contribue aussi à éviter un travail du boulon en flexion et/ou cisaillement, ce qui est souhaité pour éviter des problèmes de fatigue.

Pour estimer la zone de contact, il faut estimer l'effort axial de serrage. Bien que la connaissance exacte de cet effort soit difficile du fait de l'influence de la friction, on peut l'estimer par la formule de Kellermann et Klein [?]

$$F = C / \left(\frac{P}{2\pi} + 0.583\mu_f + \frac{D}{2\mu_t} \right) \quad (1)$$

avec, F l'effort de tension dans la vis, C le couple de serrage appliqué, p le pas du filetage, d le diamètre à flanc de filetage, μ_f le coefficient de frottement dans le filetage, D le diamètre moyen sous tête et μ_t le coefficient de frottement sous tête.

On a par ailleurs un couple résiduel, associé à la torsion de la vis, qui représente environ 40% du couple de serrage. Ce couple est ici estimé par $C_t = F * (\frac{P}{2\pi} + 0.583\mu_f)$.

Dans le cas présent, une étude sur un seul boulon a montré des effets négligeables du couple sur les contraintes normales.

Dans les modélisation classiques des boulons [8, 9], le corps de vis peut être représenté par une poutre ou un volume (SOLID). La tête de vis et l'écrou, peuvent être considérés comme rigides (RBE2) ou comme imposants le déplacement moyen d'un noeud central (RBE3).

La réponse statique au serrage d'une liaison boulonnée en acier de $h = 9.4mm$ d'épaisseur avec un boulon M6 serré à $C = 10N.m$ est montré en figure 2. Pour un maillage volumique en cinq couches d'éléments quadratiques, les isovaleurs de contraintes normales sont affichées dans la partie supérieure pour les modèles de boulon SOLID et RBE3.

Une zone sous la tête/écrou du boulon reste en compression après serrage. Rotsher [6] a proposé d'assimiler la zone en compression à un cône d'angle 45° dans chaque section duquel la contrainte est uniforme. Basé sur la théorie de cône, Rasmussen [6] a effectué par la suite une étude en éléments finis lui permettant de proposer une expression pour le calcul de la section équivalente à partir des grandeurs géométriques de l'assemblage et de considérer par suite un cône d'angle variable en fonction de la géométrie des pièces. Le calcul de la section équivalente a été développé afin de permettre le calcul des raideurs des pièces. En effet, la section équivalente correspond au cylindre qui, chargé uniformément, aurait la même raideur que la pièce considérée. La section équivalente A_p développée par Rasmussen [6] est donnée par la relation suivante :

$$A_p = D_a^2 * \left(\frac{\pi}{4} (1 - D_t^{*2}) + 0.5 (D_p^{*2} - 1) \cdot \tan^{-1} \left[\frac{0.35 \sqrt{L_p^*} + \sqrt{1 + 2L_p^{*2}} - 1}{2(D_p^{*2} - D_t^{*2})} \right] \right) \quad (2)$$

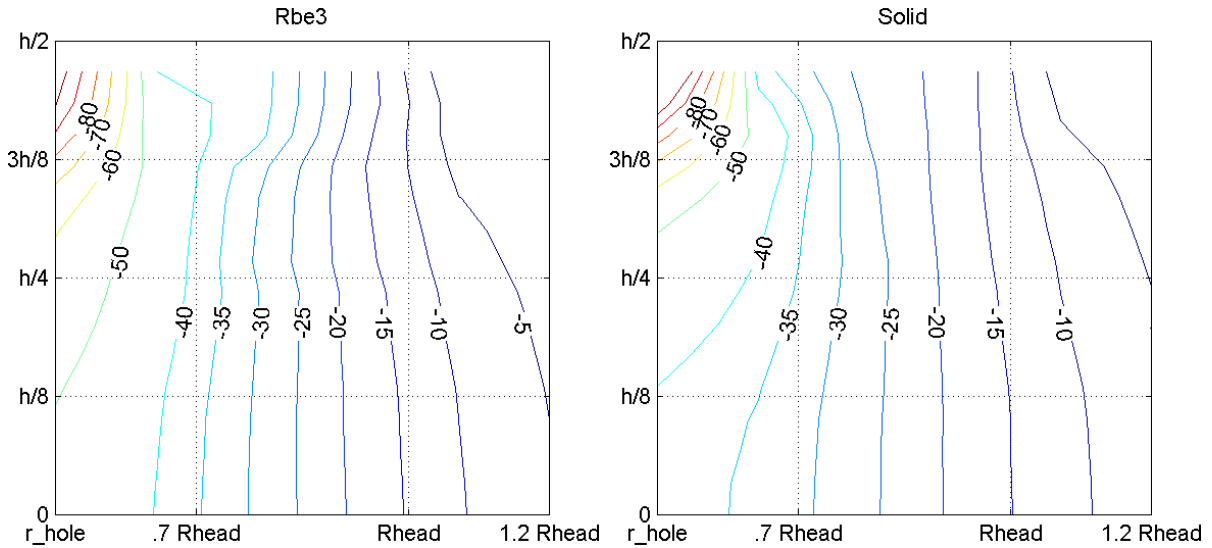


Fig. 2 – Isovaleurs des contraintes σ_{zz} . Gauche : RBE3, droite : SOLID

Tels que les paramètres adimensionnés : $D_t^* = \frac{D_t}{D_a}$, $L_p^* = \frac{L_p}{D_a}$, $D_p^* = \frac{D_{Peq}}{D_a}$. Avec D_a le diamètre de la tête du boulon utilisé, D_t le diamètre du trou de passage du boulon, L_p la hauteur totale de l'empilement des pièces et D_{Peq} le diamètre équivalent fictif de la pièce dans le cas d'un assemblage prismatique.

La surface équivalente correspondante à la structure en acier et calculée par la méthode de Rasmussen [6] correspond à un rayon de $6.21mm$. Dans la figure 2, il y a une concentration importante de contrainte sous la tête du boulon de rayon $Rhead = 6.5mm$ surtout au voisinage des limites du trou de passage. En s'éloignant de cette zone, les contraintes se répartissent sous forme conique (d'angle différent de 45°) pour diminuer progressivement. Il est clair que l'évolution de la répartition des contraintes est moins dure dans le cas du modèle RBE3. Par ailleurs, la distribution des contraintes au delà des limites de la tête du boulon semble être plutôt similaire. Ainsi, l'hypothèse de Rasmussen [6] est bien vérifiée dans ce cas.

3 Proposition de liaison dissipative

Partant du principe que la tenue fonctionnelle de la liaison est assurée par l'existence d'une zone de compression sous le boulon et, comme l'a montré la section précédente, que l'étendue de celle-ci est limitée. On propose de réaliser une liaison au comportement fonctionnel presque identique en insérant une rondelle métallique de surface égale à la surface estimée par la formule de Rasmussen [6]. Puis d'utiliser une optimisation numérique pour ajuster les propriétés d'un matériau viscoélastique remplissant le reste de la surface entre les deux équerres (figure 3).

Pour bien montrer l'utilité de la zone de contact métallique, on affiche en figure 3 l'évolution des fractions d'énergie de déformation des boulons (screw), des couches visco (visco) et du reste de la maquette (rest) pour le premier mode propre de la maquette dans une configuration avec une couche entièrement viscoélastique. La configuration de contact habituelle est un contact dur (module visco $Ev > 103MPa$), le boulon n'est presque pas sollicité et la déformation a lieu dans les équerres et partiellement dans la couche visco. Pour une valeur de Ev entre 1 MPa et 103 MPa, il existe une valeur optimale du module de Young ($Ev = 70MPa$) pour laquelle la fraction d'énergie de la couche visco est d'environ 30%. Pour des valeurs plus faibles ($Ev < 1MPa$), l'énergie n'est plus dans la couche visco (moins de 5%) mais dans les boulons. On illustre ainsi que l'utilité des boulons n'est pas de fournir de la raideur, mais de réaliser une liaison parfaite entre les équerres sur une zone dont le diamètre correspond à la zone restante en contact permanent.

La liaison EC comporte dix boulons M6 à embases lisses de $D_a = 12.5mm$ avec un diamètre de trou de passage des boulons $D_t = 6.2mm$ et une hauteur d'empilement $L_p = 10mm$. Ainsi,

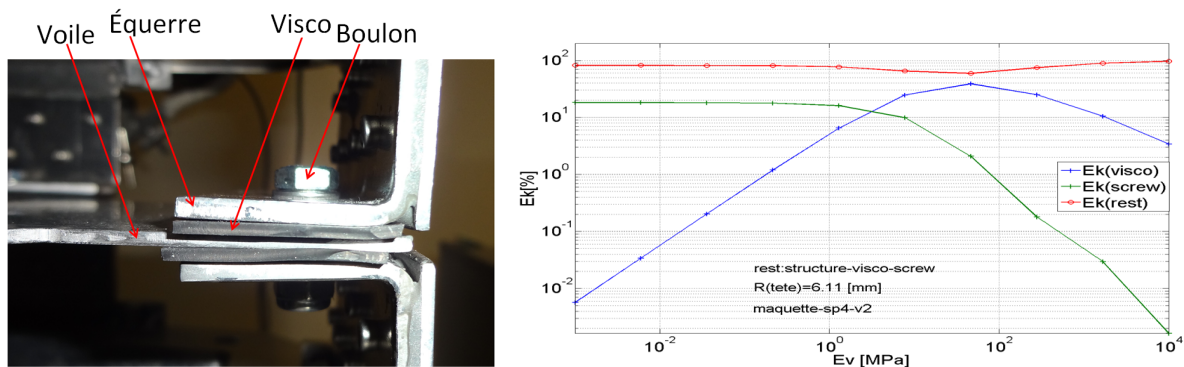


Fig. 3 – Gauche : Liaison EC. Droite : évolution des fractions d'énergie

$A_p = 121.55\text{mm}^2$ ce qui correspond à un rayon $\geq 6.32\text{mm}$. Les boulons sont modélisés par le modèle de boulon RBE3 (Figure 3). Une poutre verticale représente l'arbre du boulon dont le déplacement est imposé par la liaison RBE3 (somme pondérée des déplacements des nœuds de peau).

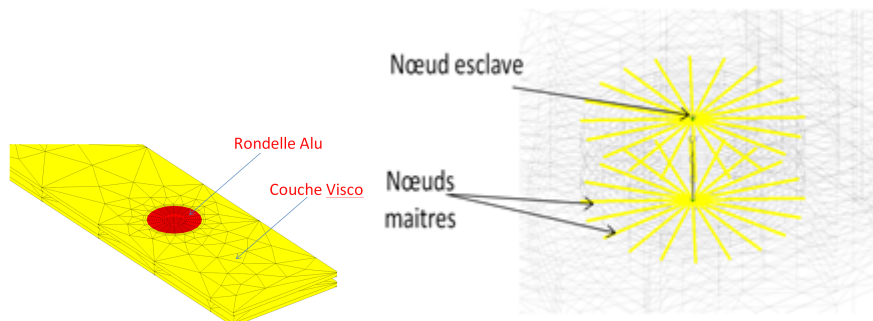


Fig. 4 – Gauche : zones métalliques et viscoélastiques, droite : modèle du boulon

En appliquant un couple de serrage de $C = 10\text{N.m}$ aux boulons de la liaison EC, on présente dans la figure 5, la répartition des contraintes normales dans la couche d'interface de la liaison boulonnée pour une configuration avec rondelle en aluminium de rayon 7.11mm et visco de module élastique $Ev = 70\text{MPa}$ puis dans une liaison entièrement en aluminium.

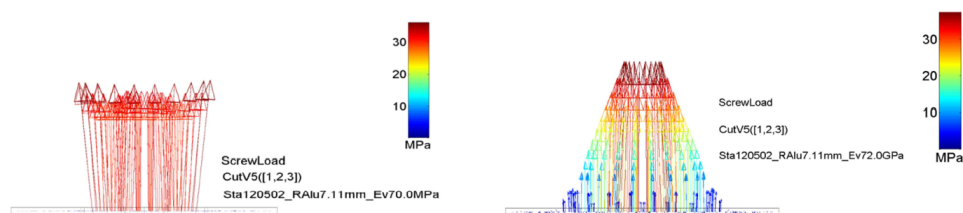


Fig. 5 – Répartition des contraintes normales dans la couche visco d'interface de la maquette

Les tracés montrent que la valeur maximum des contraintes est presque identique dans les deux configurations. Ceci peut être expliqué par le fait que la force exercée par le boulon s'applique principalement sur la rondelle en aluminium, car son rayon correspond à celui du cône d'action du boulon. À l'inverse, la répartition des contraintes change. En effet, pour un module de Young très faible (70MPa), il y a un saut de valeur de contrainte. Ce saut correspond au rapport des modules d'Young qui est très important dans ce cas. Ainsi que pour une couche visco très souple, qui n'oppose pas de résistance au déplacement, la rondelle se déforme uniformément sous l'action de la force de tension. La répartition des contraintes normales est donc également uniforme. Pour une couche d'interface de même module que la rondelle, le milieu est homogène. Par conséquent, l'évolution de la contrainte normale du centre vers le bord est continue, il n'y

a donc plus de saut.

4 Corrélation calculs essais

Des essais ont été réalisés sur plusieurs configurations de la maquette. Dans une configuration sur marbre, montrée en figure 6, on a constaté de façon très inattendue un couplage fort entre les modes du marbre et les premiers modes de la structure. Un encastrement sur plancher en béton a donc été nécessaire. Un essai marteau sur 80 points des deux faces perpendiculaires de la maquette a permis ensuite de d'identifier les déformées modales et de vérifier la corrélation.

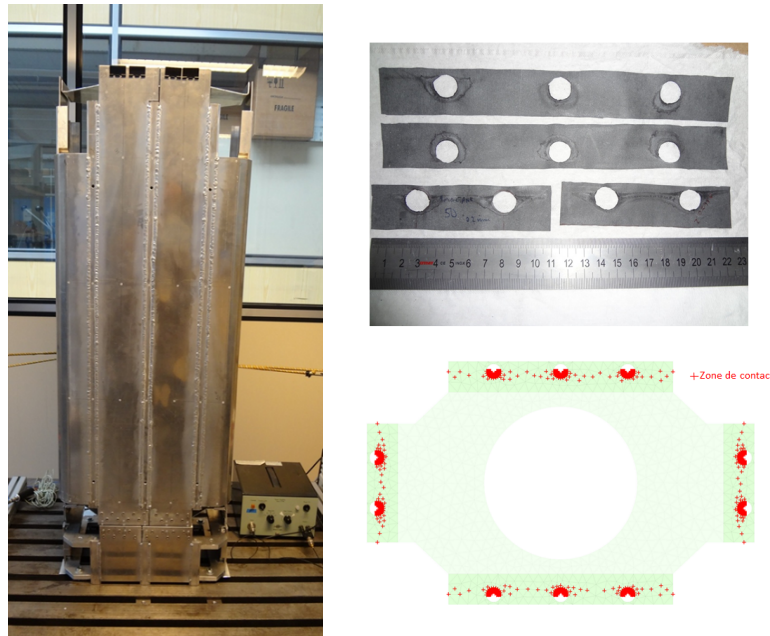


Fig. 6 – Gauche : configuration d'essai sur marbre, droite : couche viscoélastique au démontage avec contact partiel

Le modèle élément fini réalisé (figure 7) reproduit assez fidèlement la géométrie des peaux, cadres et lisses avec un soin particulier apporté à la gestion des positions de fibre neutre. Dans la zone d'intérêt on retrouve des modes globaux (flexions X et Y et torsion) et des modes locaux des panneaux supérieurs.

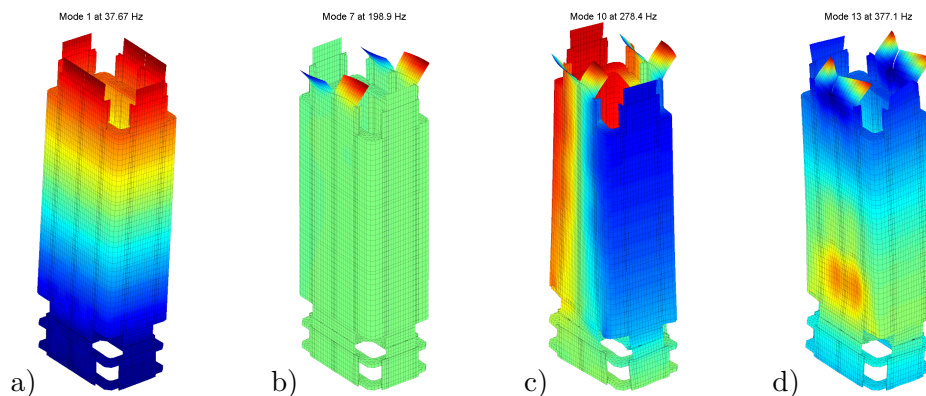


Fig. 7 – a) Flexion X, b) mode de panneau supérieur, c) torsion, d) deuxième flexion X

Le tableau 4 affiche les fréquences et amortissement des modes globaux et de certains modes locaux de panneaux supérieurs. Au niveau de l'essai on considère une mesure avec contact métallique (nommée SEC) et une configuration avec un film de Smactane 50 de 0.2mm d'épaisseur (nommée Smac50).

Mode	Essai					Calcul Sec			
	SEC		Smac50 0.2mm			V1		V2	
Name	$\omega[Hz]$	$\zeta[\%]$	$\omega[Hz]$	$\zeta[\%]$	MAC	$\omega[Hz]$	MAC	$\omega[Hz]$	MAC
BendX	34.2	0.298	34.4	0.934	95	43.8	81.52	37.7	81.48
BendY	69.0	0.396	73.5	1.525	97	102.6	25.84	76.2	24.05
TopPanel BendX	179.9	0.058	180.1	0.098		247.4		176.0	
TopPanel BendY	198.2	0.040	198.3	0.054		254.6		176.1	
TopPanel TorsionX	202.0	0.041	202.1	0.059		272.3		199.5	
Bend2X	268.3	0.454	273.3	1.350	3	395.5	76.66	377.1	79.17
Torsion	318.2	0.051	318.4	0.217	39	440.1	92.09	392.2	39.71
PanelBend X	398.4	0.008	398.8	0.015		487.4		405.6	

Tableau 1 – Modes identifiés (configurations à sec et avec Smactane) et calculés (calcul à sec avec contact partiel ou total)

Du point de vue amortissement, l'essai montre très clairement la pertinence de l'ajout du Smactane. Les amortissements des modes globaux (flexion X,Y, torsion, ...) sont multipliés par 3. Pour les modes locaux des panneaux supérieurs, on constate une évolution beaucoup plus faible. Ceci était attendu dans la mesure où la fraction d'énergie présente dans la liaison est très faible pour ces modes. L'identification des modes propres de la configuration SEC était moins évidente que celle du Smac50. Ceci est dû à une non linéarité très visible dans les fonctions de transferts (Nyquist dissymétriques). L'ajout du matériau viscoélastique linéarise très clairement la réponse.

Du point de vue corrélation, deux calculs sont réalisés. Dans le *V1* on a contact bilatéral sur toute la surface des équerres et sur toute la longueur des lisses. Dans le *V2* un contact partiel est supposé être entre les équerres et les peaux qui sont supposées non soudées aux lisses sur le dernier noeud de la lisse (la soudure réelle ne va effectivement pas jusqu'au bout de la lisse). Dans la figure 6 (droite), les couches visco démontées présentent des zones sombres au voisinage des trous de passage des boulons. Ces zones présentent les zones de contact réels après serrage. Pour le modèle élément fini, on a représenté ce contact partiel comme le montre la figure 6 (les croix en rouges indiquent les liens rigides de contact). Les différences de fréquence illustrent la sensibilité très notable des modes de flexion globale à l'existence d'un contact permanent ou non sur la surface des équerres (-16% pour le mode suivant X et -34% suivant Y). Pour les modes de panneaux supérieurs, c'est la longueur de soudure qui induit un shift très important (-40%). Pour la torsion, on constate toujours une sur-estimation de la fréquence que l'on peut très probablement attribuer à des défauts dans la modélisation des soudures du caisson court.

5 Optimisation de l'amortissement

Pour l'optimisation de l'amortissement, on cherche d'abord à maximiser les taux d'amortissement modaux. Pour une interface en matériau viscoélastique de $0.2mm$ d'épaisseur, on fait donc varier le module d'Young dans une gamme $Ev = [70MPa - 10GPa]$ pour évaluer l'amortissement optimal pouvant être obtenu avec une rondelle en aluminium de $7.11mm$.

La figure 8 (haut) montre très clairement des amortissements optimaux de 2.3% et 3.5% pour les deux premiers modes. Vers $250Hz$, on distingue une série de modes presque pas amortis. Ce sont les modes de panneau supérieur. Entre 300 et $450 Hz$, plusieurs modes fortement amortis correspondent aux modes de voile qui font beaucoup travailler le matériau viscoélastique. La torsion, juste avant $300 Hz$, et la deuxième flexion x, juste avant $400 Hz$, présentent aussi un certain amortissement, mais moins marqué car il s'agit de modes globaux.

La corrélation calcul/essai a montré le besoin de considérer un contact partiel. Par ailleurs les lisses n'étant pas soudées jusqu'à leur extrémité, une petite correction est réalisée dans le maillage. Dans cette deuxième configuration, la figure 8 (bas) montre comme attendu une baisse

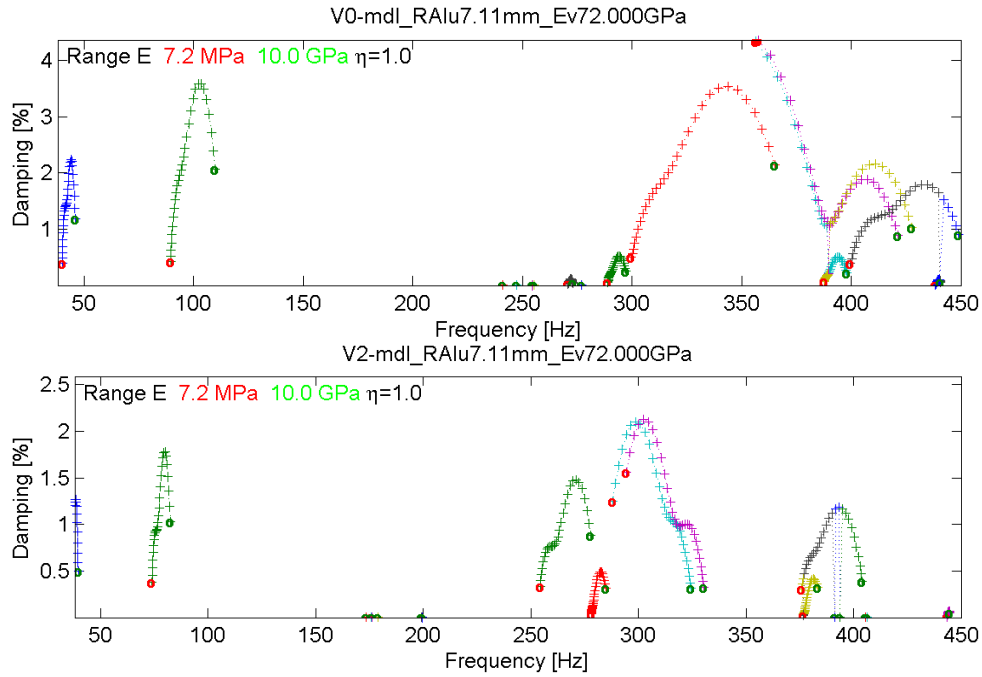


Fig. 8 – Evolution des pôles pour $E \in [7MPa - 10GPa]$. Haut : V0 contact total, bas : V1 contact partiel

notable des amortissements.

Par ailleurs une étude sur le rayon de la zone de contact sur rondelle montre, comme on pouvait s’y attendre, une augmentation de l’amortissement pouvant être atteint quand le rayon de la rondelle est diminué.

La figure 9 montre des iso-valeurs d’amortissement du premier mode dans une carte module/taux de perte. Les courbes d’évolution E, η en fonction de la température sont ensuite affichées pour les matériaux Smactane 50 et Courbhane 60R. Ceci permet de constater l’évolution de performance que l’on pourrait attendre pour une évolution de la température. Comme il est clairement visible que la raideur du matériau viscoélastique joue un grand rôle, il est utile d’optimiser l’épaisseur de visco puisque la raideur de couche est inversement proportionnelle à cette épaisseur. En jouant sur l’épaisseur il est donc possible de décaler horizontalement les courbes d’évolution matériau avec la température.

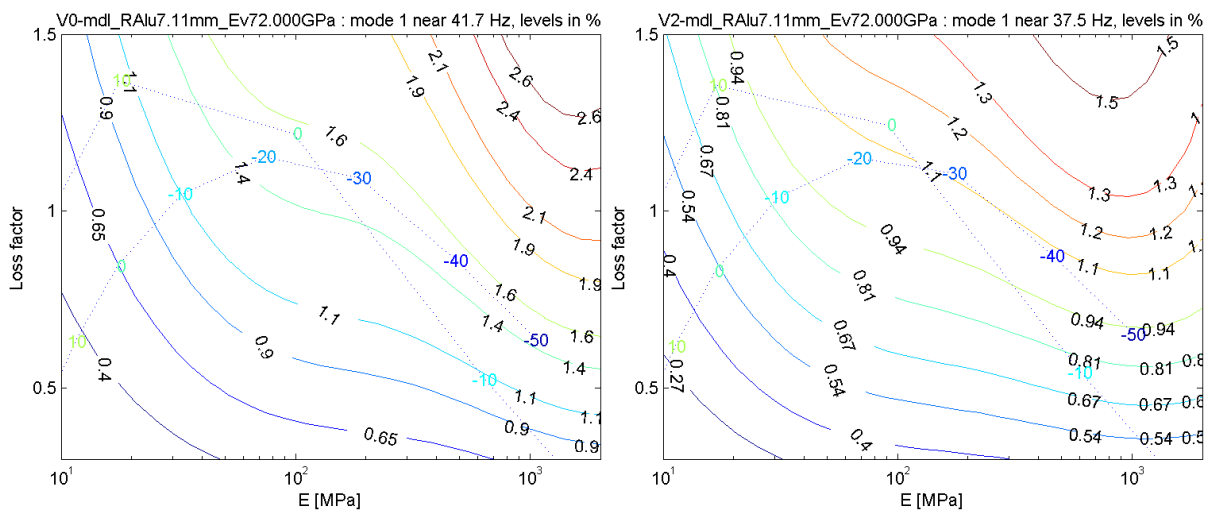


Fig. 9 – Carte d’amortissement du premier mode de flexion dans un espace module taux de perte avec évolution des caractéristiques matériau Smactane 50 et Courbhane 60R en fonction de la température.

6 Conclusion

On a ici mis clairement en évidence le fait que les liaisons boulonnées réalistes sont susceptibles de ne pas présenter un contact permanent sur toute la surface de contact. Cette constatation a permis de proposer une procédure dans laquelle, la surface de la liaison est décomposée en une surface de contact métallique et une surface de travail dynamique réalisée en matériau viscoélastique. La surface de contact est calculée à partir de la zone de pression sous tête/écrou du boulon et permet ainsi de garantir les mêmes caractéristiques de tenue du serrage. Les propriétés de la surface viscoélastique peuvent alors être ajustées en fonction d'objectifs de dissipation.

Dans la réalisation expérimentale mise en place, l'ajout d'une couche viscoélastique n'abaisse pas les fréquences propres et permet de multiplier les taux d'amortissement par un facteur proche de 3. Cette valeur peut être plus élevée si le contact à l'interface de la liaison n'est pas partiel. En effet, dans la réalité les défauts de forme de la structure ne permettent pas un contact totale. seule 10% de la surface totale supposée être en contact l'est réellement. Pour cela, on envisage de réaliser une étude ultérieure permettant de compenser les défauts de formes. Ceci est en adoptant des matériaux viscoélastiques d'épaisseurs variables compatibles avec les défauts.

La modélisation d'une liaison boulonnée se base sur la définition de certaines caractéristiques géométriques et des paramètres de précontraintes induits de l'effet de serrage. En plus, Afin d'intégrer un modèle de liaison boulonnée dans une structure assez complexe, il faut optimiser le niveau de raffinement du maillage correspondant.

Pour ces raisons, la prédiction des ambiances vibratoires dans les phases d'études est primordiale. La conception des systèmes vibrants demande une prédiction des vibrations sur une grande gamme de fréquence. Des telles prédictions sont actuellement accessibles avec des modèles de grande taille prenant en compte de la géométrie détaillée des pièces, mais les simulations sont alors linéaires. L'amplitude des vibrations est limitée par des phénomènes de dissipation que l'on doit prédire de façon précise pour maîtriser les niveaux en fonctionnement.

Références

- [1] L. Gaul and J. Lenz. Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints. *Acta Mechanica*, 125(1-4) :169–181, 1997.
- [2] L. Gaul, S. Hurlbauss, J. Wirnitzer, and H. Albrecht. Enhanced damping of lightweight structures by semi-active joints. *Acta Mechanica*, 195 :249–261, 2008.
- [3] Zouhir Abbadi. *Modélisation prédictive de l'amortissement dans les modèles vibroacoustiques de caisses automobiles pour la réduction du bruit et vibrations*. PhD thesis, Ecole Centrale de Paris, 2005.
- [4] E. Balmes and S. Germès. Tools for viscoelastic damping treatment design. application to an automotive floor panel. *ISMA*, September 2002.
- [5] E. Balmes. *Viscoelastic vibration toolbox, User Manual*. SDTools, 2004-2009.
- [6] *Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen*. Konstruktion, 1955.
- [7] Jerome Montgomery. Methods for modeling bolts in the bolted joint. In *ANSYS User's Conference*, 2002.
- [8] J. Yoon J. Kim and . Kang. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling* 31, 2007.
- [9] Jamel Chakhari. *Modélisation d'une fixation par éléments filetés d'une structure à forte excentration de chargement et soumise a des sollicitations en fatigue*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse et Ecole Nationale d'ingénieurs de Tunis, 2007.