

# Accélération des essais en environnement mécanique. Apports de la simulation numérique à l'approche physique

*Environmental Accelerated Testing.  
Use of Virtual Test to Extend Physical Approach*

## Andrew Halfpenny

HBM United Kingdom Limited  
Advanced Manufacturing Park  
Technology Centre  
Brunel Way  
Catcliffe, Rotherham S60 5WG  
South Yorkshire UK  
Tel. : +44 (0) 845 620 6060  
Fax : +44 (0) 114 254 1245

## Frédéric Kihm

HBM-nCode Durability Products  
Saint James Park  
3, chemin de la dime  
95700 Roissy en France  
Tel. : +33 (0)1 30 18 20 20  
Fax : +33 (0)1 30 18 20 19

## Résumé

Les composants fonctionnant dans un environnement mécanique vibratoire sont largement sensibles au phénomène d'endommagement par fatigue. La validation expérimentale de ces composants passe la plupart du temps par la spécification d'une Densité Spectrale de Puissance (DSP), construite à partir d'un profil de mission sur la base d'équivalences de dommage par fatigue et de réponse extrême. Des facteurs d'accélération d'essais peuvent alors être introduits, qui lorsqu'ils sont bien maîtrisés, conduisent à des réductions notables en termes de coûts et de délais de développement. La simulation numérique peut alors aider à optimiser ce process, en vérifiant que le chargement synthétique représenté par cette DSP est réaliste et en établissant une cartographie de l'endommagement sur le composant à partir de lois de comportements réelles. Cet article présente cette approche mixte test/simulation et son application à un cas concret.

## Abstract

Vibrating components are highly susceptible to fatigue failure. Most components must fulfil some form of durability certification test prior to production. Tests are conducted on real prototype components or use a CAE based simulation of the component. The drive signals are often in the form of PSD's obtained using the FDS and SRS/ERS test tailoring approach. The sign-off test can be accelerated using reduction factors applied on the PSD's in order to optimise costs and development duration. Numerical Simulation may help by verifying the loading is realistic and representative and by showing a contour plot of the component damage calculated using real materials fatigue data. This paper presents this mixed Test/CAE approach and its application in a case study.

## Objectifs du projet

Lors de la qualification des composants pour la mise en production, il est courant de les soumettre à un essai, qu'ils doivent passer avec succès. Cet essai a pour but de déterminer si le composant répond aux exigences du client. La véritable limite du composant pourra rester inconnue, ainsi que la distribution de cette limite. Si cette limite est connue (c'est-à-dire si le test a échoué), des modifications doivent être apportées dans la conception, et un essai de suivi sera nécessaire.

Les équipementiers automobiles et leurs fournisseurs s'efforcent de réduire les coûts de conception et de fabrication de leurs produits afin de rester compétitifs face à la mondialisation du marché. Dans un effort de réduction des coûts de développement, le temps et les prototypes consacrés aux essais physiques traditionnels ont été considérablement réduits. On utilise des coefficients comme les facteurs d'essai pour pallier le nombre limité d'essais d'endurance.

Cet article explique comment la démarche de personnalisation des essais (que l'on appelle également Accélération des essais dans les produits nCode) peut être complétée par une simulation numérique virtuelle de la fatigue afin de créer des spécifications d'essais accélérés et réalistes pour un pot d'échappement utilisé sur un bus urbain. Cet exemple fait partie d'un projet réalisé en collaboration avec un fabricant de systèmes d'échappement.

Ce projet comprenait 4 phases :

- Mesure de l'accélération réelle sur un pot d'échappement en fonctionnement sur un banc d'essai;
- Création d'un essai accéléré de fatigue utilisant une DSP aléatoire;
- Réalisation de l'essai accéléré sur un modèle «éléments finis» afin de déterminer si la conception est valide;
- Réalisation d'un essai accéléré sur un prototype en utilisant un pot vibrant et comparaison des résultats avec l'analyse par éléments finis.

L'accent a été mis sur les raisons pour lesquelles l'essai vibratoire virtuel a été mené et la façon avec laquelle il a été réalisé. Nous avons également comparé les essais physiques et les essais virtuels.

Avant de poursuivre, il convient de passer en revue les conditions requises pour un bon essai d'endurance :

- L'essai doit être adapté au composant, qu'il s'agisse d'un simple élément, d'un sous-ensemble ou du produit complet ;
- L'essai doit reproduire les mécanismes de défaillance observés dans l'environnement réel ;
- L'essai doit être représentatif de l'environnement réel, dans la limite des marges statistiques connues ;
- L'essai doit être accéléré quand cela est possible afin d'améliorer les délais de développement et de réduire les coûts. Il faut cependant veiller à ne pas générer de charges excessivement élevées qui pourraient modifier les mécanismes de défaillance ;
- Les spécifications de l'essai doivent être adaptées aux bancs d'essai sur table vibrante et à l'analyse par éléments finis.

### Mesures des charges appliquées – Profil de mission

En général un profil de mission contient plusieurs événements de charge mesurés, que l'on considère comme représentatifs des différentes situations rencontrées dans la réalité. Par exemple, pour un véhicule terrestre, on pourra trouver des événements relatifs à l'utilisation sur autoroute, en ville, en léger tout-terrain, en cross, avec un véhicule en pleine charge ou en charge partielle, avec des nids-de-poule, des bordures de trottoir, ainsi que les dommages initiaux associés au conditionnement et au transport des pièces. On mesure les DSP ou les signaux temporels représentatifs pour chaque événement, ainsi que la durée estimée de cet événement pour le véhicule en fonctionnement.

Les accélérations ont été mesurées sur le pot d'échappement au cours de plusieurs tours de pistes d'essai. Le programme d'endurance original cible une endurance équivalente à 53 jours de conduite en continu. Les mesures ont été enregistrées à la fois sur les pavés et sur les surfaces de comportement. Les spectres d'endommagement par fatigue (FDS = Fatigue Damage Spectrum) et les spectres de réponse au choc (SRC ou SRS = Shock Response Spectrum) ont été calculés pour chaque tour ainsi que la moyenne pondérée, statistiquement utilisée comme étant représentative de la surface. Les valeurs des FDS ont ensuite été remises à l'échelle de l'endurance-cible du composant.

La figure 1 ci-après représente le pot d'échappement et sa configuration de montage. Deux accéléromètres triaxiaux ont été utilisés et placés près des pattes de fixation avant et arrière du châssis. D'autres accéléromètres ont également été fixés sur le composant afin de vérifier les caractéristiques modales du montage, mais ils n'ont pas été utilisés lors des tests accélérés.

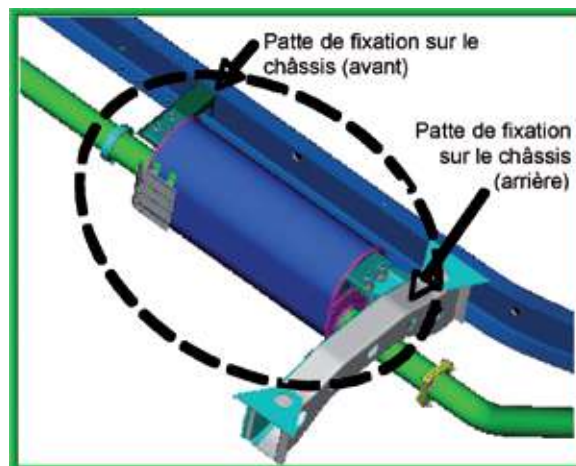


Fig. 1 : Le pot d'échappement, son système de fixation et la position des accéléromètres

Comme on le voit sur la figure 1, l'accéléromètre placé à côté de la patte de fixation avant est en fait fixé sur la partie longitudinale du châssis, alors que celui de la patte de fixation arrière est fixé sur une partie transverse. Ils représentent la charge d'entrée du pot d'échappement.

### Développement d'un profil vibratoire – Synthèse de l'essai

#### La méthode de personnalisation des essais

On a besoin d'un essai qui produise au minimum le même endommagement par fatigue que celui qui est subi par un composant au cours de sa vie entière. La meilleure façon d'atteindre cet objectif est d'utiliser un procédé appelé «Profilage de mission et synthèse de l'essai» ou «Personnalisation de l'essai».

On crée un signal de pilotage synthétique lors de la phase de synthèse de l'essai. Ce signal doit contenir au minimum le même endommagement par fatigue que le «Profil de mission» mais sur une période d'essai accélérée. La méthode de personnalisation des essais utilisée ici est basée sur la norme militaire française GAM-EG 13 [7] et sur le projet de norme de l'OTAN AECTP 200 [8]. Sa feuille de route est illustrée à la figure 2.

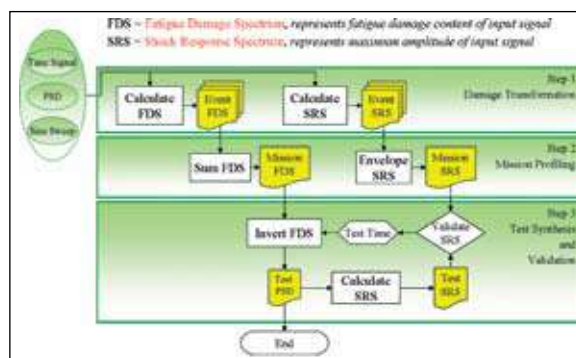


Fig. 2 : Feuille de route de la méthode de personnalisation des essais

### Endommagement par fatigue et spectres de réponse au choc ou spectres de réponse extrême

Le «spectre d'endommagement par fatigue» (FDS) représente l'endommagement par fatigue en fonction de la fréquence naturelle d'un système à un degré de liberté. De même, le «spectre de réponse extrême» (SRE) et le «spectre de réponse au choc» (SRC) représentent l'amplitude ou la charge maximale en fonction de la fréquence naturelle d'un système à un degré de liberté. La méthode de personnalisation des essais est basée sur l'hypothèse que les caractéristiques dynamiques du véhicule final ne sont pas connues. Elle part d'une accélération de départ générique et estime les valeurs d'accélération probables pour chaque composant monté sur ce véhicule en supposant une fonction de transfert d'un système à un degré de liberté entre l'entrée et la réponse. La fréquence naturelle du système étant également inconnue, la méthode utilise une fonction pour calculer l'endommagement par fatigue ou par choc pour une gamme donnée de fréquences naturelles. Ceci permet de s'assurer que toutes les possibilités sont prises en compte. Dans la réalité, les applications sont rarement constituées par des systèmes à un degré de liberté. Toutefois, dans la plupart des cas, la réponse est dominée par un seul mode dynamique et ceci, ainsi que le conservatisme inhérent à cette approche, suffit à garantir que l'essai synthétisé est au moins aussi strict que les conditions réelles. Pour de plus amples informations sur les algorithmes des FDS/SRE et des SRC, nous invitons le lecteur à consulter Halfpenny [8].

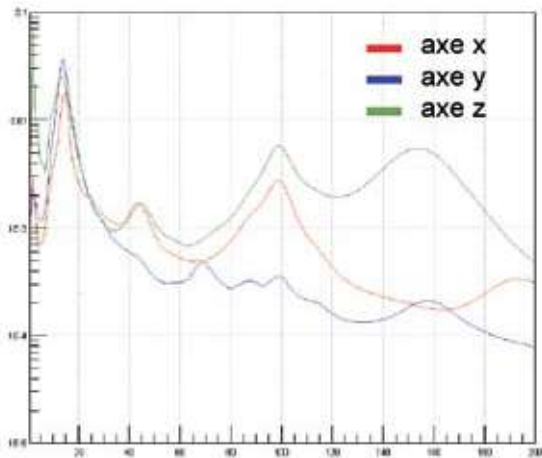


Fig. 3 : DSP accélérée - 72 heures par axe

### Profil vibratoire aléatoire résultant

La figure 3 présente la DSP obtenue. Ce profil vibratoire aléatoire est obtenu à partir de la méthode de personnalisation des essais. Les spécifications de l'essai accéléré ont été définies pour une exposition de 72 heures par axe sur la table vibrante.

Les spécifications de l'essai sont donc réduites approximativement d'un facteur 6 c'est-à-dire  $53/(3 \cdot 3)$ .

La méthode de personnalisation des essais permet de comparer les SRC de l'essai et de la mission afin de vérifier que l'essai n'a pas été trop accéléré et de s'assurer que les charges appliquées n'étaient pas exagérément élevées. La figure 4 présente, pour chaque direction, les spectres de réponse superposés.

On peut clairement observer les points suivants :

- Axe X – Chargement d'essai de plus forte amplitude pour les basses fréquences : ceci est dû au «wheel-hop» (fréquence naturelle de la roue et raideur du ressort de la suspension). Nous avons décidé de négliger ce point car les contraintes du design interdisent les fréquences naturelles dans cette région.
- Axe X – Chargement d'essai de plus faible amplitude pour les hautes fréquences : chargement de choc impulsionnel. Un choc ou un impact impulsionnel excite les modes élevés pendant une courte durée ; cependant l'essai DSP est relativement long (72 heures), et ces impulsions haute fréquence ont une amplitude réduite. Nous proposons de compléter l'essai DPS avec un essai de choc afin de prévenir toute défaillance due à une surcharge.
- Axe Y – Voir ci-dessus.
- Axe Z – Voir ci-dessus. Il s'agit de la direction de chargement dominante. On notera la bonne correspondance des deux courbes.

### Essais physiques

#### Configuration

Les essais physiques ont été réalisés à l'aide d'un pot vibrant. Ce dernier est alimenté par une accélération définie et fait vibrer le composant en opposition à sa propre inertie. Les contraintes générées sont attribuées au produit de la masse du composant avec l'accélération appliquée.



Fig. 4 : Comparaison des SRC entre la charge de l'essai et la charge mesurée

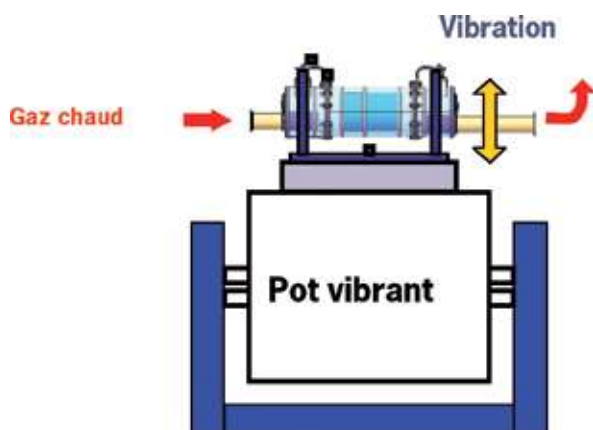


Fig. 5 : Configuration de l'essai physique



Fig. 6 : Montage pot vibrant/pot d'échappement

Les figures 5 et 6 présentent la configuration de l'essai.

### Résultats

Plusieurs pots d'échappement ont été testés successivement afin d'en autoriser la production.

Pour les besoins de ce projet, les essais ont été prolongés jusqu'à la défaillance du produit.

Des fissures de fatigue sont apparues sur les pattes de fixation au même emplacement que celui qui a été observé lors des conditions réelles de fonctionnement.

L'écart entre la durée de vie minimale et la durée de vie maximale des produits atteint un facteur 2.

### Simulation numérique – Pot vibrant virtuel

#### Concept et conditions requises pour un pot vibrant virtuel

Comme on l'a vu plus haut, la méthode de personnalisation des essais permet d'obtenir une DSP qui est représentative des conditions réelles de fonctionnement. Elle se base sur un certain nombre d'hypothèses pour calculer l'endommagement, en particulier en ce qui concerne le comportement des matériaux.

Avec une analyse basée sur la méthode des éléments finis,

on peut appliquer la DSP obtenue au modèle «éléments finis» du composant, en utilisant les données propres au matériau. On calcule ensuite l'endommagement pour chaque nœud ou chaque élément. On obtient une cartographie qui indique les «points chauds», c'est-à-dire les endroits où le composant subit le plus d'endommagement, ainsi que sa durée de vie.

Un essai «éléments finis» virtuel complètera l'essai personnalisé dans les cas où :

- le test physique a été réalisé avec succès, puisqu'il donne une marge de sécurité ;
- le test physique a échoué, puisqu'il est utile pour la phase de re-conception.

L'analyse vibratoire «éléments finis» équivaut à simuler un essai sur table vibrante le long d'un seul axe, que l'on appellera «Pot vibrant virtuel». Parmi les autres atouts de la simulation numérique, on peut citer :

- la réalisation d'essais physiques plus intelligents et plus rapides, grâce à une simulation préliminaire ;
- l'estimation virtuelle de la durée de vie du composant en amont afin de moins dépendre de l'essai physique et d'éviter des modifications de conception et d'outillage coûteuses.

Les calculs numériques sont généralement effectués à l'aide d'une simulation par éléments finis. L'analyse la plus simple utilise une approche quasi-statique dans laquelle le composant n'est pas sensible aux effets dynamiques comme la résonance ou les phénomènes transitoires. Si les effets dynamiques sont importants, des analyses plus poussées seront nécessaires : analyse vibratoire aléatoire, analyse transitoire, analyse transitoire modale. L'analyse vibratoire aléatoire s'effectue dans le domaine fréquentiel avec des charges spécifiées à l'aide d'une fonction de Densité Spectrale de Puissance (DSP). Ce type d'analyse est relativement rapide. L'analyse transitoire est réalisée dans le domaine temporel et nécessite un temps de calcul significatif. Elle n'est en général utilisée que dans le cas d'événements discrets très courts, et en aucun cas lorsque l'endommagement par fatigue est attribuable à de longues périodes de vibrations aléatoires.

Dans ce sens, la méthode de personnalisation des essais facilite l'essai virtuel : elle permet de simplifier la charge appliquée en une DSP représentative, qui est beaucoup plus facile à manipuler, plus rapide à traiter et qui fournit un meilleur contenu statistique qu'une longue série temporelle.

#### L'analyse par éléments finis

Nous avons effectué une analyse vibratoire aléatoire en utilisant le programme «éléments finis» MSC.Nastran. Nous avons exécuté une fonction de transfert afin d'établir la réponse du composant, fonction qui a été utilisée par le programme nCode DesignLife™ pour estimer sa durée de vie.

Le programme nCode DesignLife™ est dédié à l'analyse de la fatigue. Il comprend les fonctionnalités suivantes :

- Aléatoire (chargement de DSP)
- Sinus balayé
- Offset statique possible
- Corrections de température
- Utilisation de données matériaux réelles, multi-segment

La figure 7 représente le modèle «éléments finis» et ses conditions aux limites. La DSP appliquée par chargement au point d'excitation est l'enveloppe des DSP avant et arrière. Des éléments rigides relient le point d'excitation aux pattes de fixation (à l'endroit où elles sont montés sur les organes du châssis).

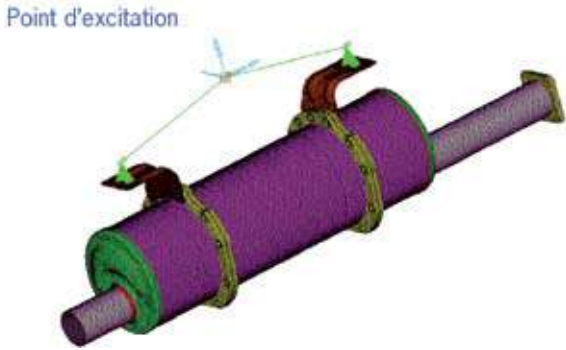


Fig. 7 : Modèle «éléments finis» obtenu par l'essai vibratoire virtuel

On évalue l'endommagement pour chaque nœud du composant à l'aide de la procédure illustrée sur la figure 8. Le compteur de cycles DSP est crucial dans cette procédure. Les compteurs les plus courants sont décrits et comparés dans le paragraphe suivant.

### Compteurs de cycles DSP

Cette partie décrit les trois approches possibles utilisées pour le calcul de la résistance à la fatigue, ou de l'endommagement, directement à partir des DSP des contraintes et non à partir du signal temporel. Pour plus

d'informations sur le sujet, voir Bishop et Sherratt [1] et Halfpenny [2], [7].

### Méthode bandes fines (Bendat et Rice)

En 1964, Bendat [3] a proposé le premier pas significatif vers une méthode de détermination de la durée de vie à partir des DSP. Dix ans plus tôt, en 1954, Rice [4] avait montré que la fonction de densité de probabilité (fdp) des pics pour un signal en bandes fines tendait vers une distribution de Rayleigh lorsque la bande passante diminuait. Si l'on utilise cette hypothèse, la fdp de la gamme des contraintes tendrait également vers une distribution de Rayleigh. Afin de finaliser sa solution, Bendat a utilisé une série d'équations dérivées par Rice [4] pour estimer le nombre de cycles attendus en utilisant les moments de la surface sous les DSP. La solution «bandes fine» de Bendat pour l'histogramme des contraintes est donc déterminée à partir de la fdp exprimée dans l'équation (3).

$$N(S) = E[P] \cdot T \cdot \left\{ \frac{S}{4 \cdot m_0} \cdot e^{-\frac{S^2}{8 \cdot m_0}} \right\} \quad (3)$$

où N est le nombre de cycles attendus pour la gamme de contraintes S se déroulant pendant T secondes.  $m_0$  est le zéroième moment de la surface de la DSP, et  $E[P]$  est le nombre de pics attendu obtenu par l'équation (4).

$$E[P] = \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (4)$$

$m_4$  et  $m_2$  sont respectivement les 4<sup>e</sup> et 2<sup>e</sup> moments de la surface de la DSP où le n<sup>ième</sup> moment de la surface est défini par  $m_n = \int f^n \cdot G(f) df$ , et  $G(f)$  est la valeur de la DSP à une seule bande à la fréquence de fHz.

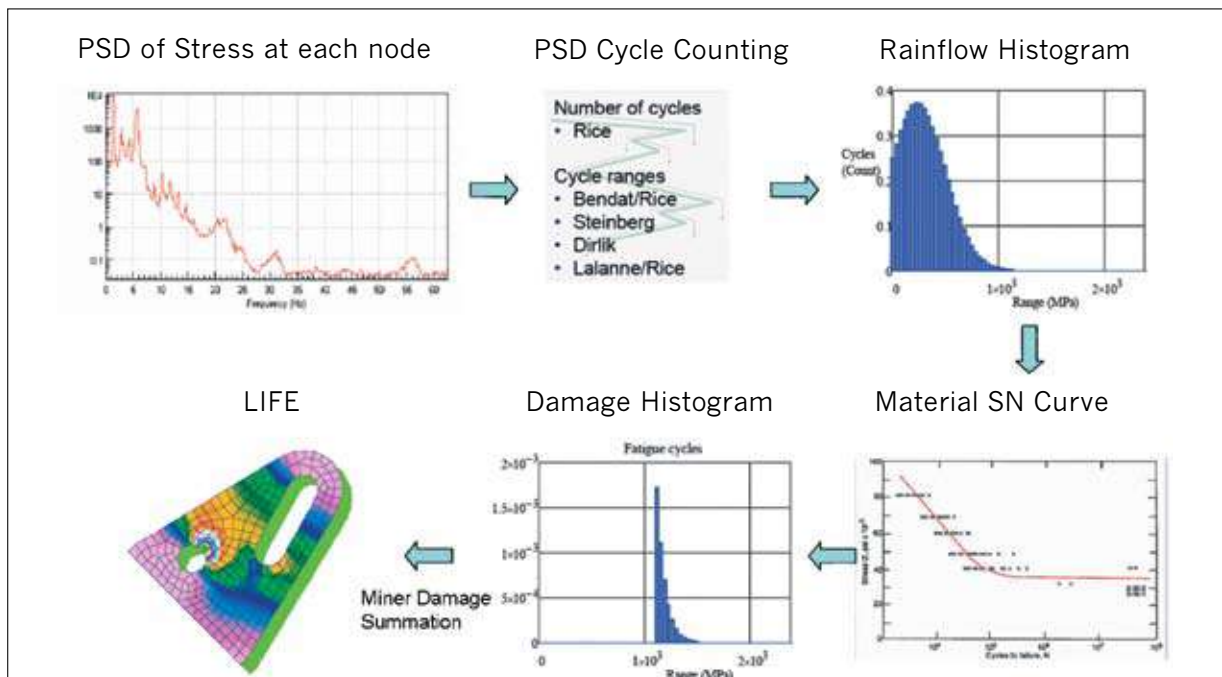


Fig. 8 : Déroulement de l'analyse de la fatigue vibratoire

Le terme entre crochets dans l'équation (3) est la distribution des probabilités de Rayleigh. La solution «bandes fines» de Bendat a tendance à être conservatrice pour les signaux larges bandes.

Rice [4] a proposé une mesure fiable de la bande passante sous la forme du rapport du nombre de dépassements de zéro avec pente positive dans un signal temporel sur le nombre de pics. Ce rapport, souvent appelé «facteur d'irrégularité», est donné par l'équation (5). Pour les signaux «bandes fines», le facteur d'irrégularité tend vers 1, tandis que les signaux «larges bandes» tendent progressivement vers zéro.

$$\gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 \cdot m_4}} \quad (5)$$

Dirlik

Rice a conclu que pour un signal de bande passante quelconque, on pouvait obtenir la fdp des pics à partir de la somme pondérée des distributions de Rayleigh et de Gauss. Cependant, la fdp des pics n'est pas identique à la fdp de la gamme de contraintes dont on a besoin pour l'analyse de la fatigue. En 1985, Dirlik [5] a proposé une solution analytique empirique pour estimer la fdp de l'étendue des

contraintes basée sur de longues simulations numériques utilisant la technique de Monte Carlo. Apparemment bien plus compliquée que certaines autres méthodes, il ne s'agit que d'une fonction de quatre moments de la surface de la DSP,  $m_0$ ,  $m_1$ ,  $m_2$  et  $m_4$ . La formulation de Dirlik est donnée par les équations 7 et 8.

$$N(S) = E[P] \cdot T \cdot p(S) \quad (7)$$

où,  $N(S)$  est le nombre de cycles de contraintes d'étendue  $S$   $N/mm^2$  attendu pour la période  $T$  sec.  $E[P]$  est le nombre de pics attendu, obtenu par l'équation (4).

$$p(S) = \frac{D_1 \cdot e^{-\frac{Z}{Q}} + D_2 \cdot Z \cdot e^{-\frac{Z^2}{R^2}} + D_3 \cdot Z \cdot e^{-\frac{Z^2}{2}}}{2 \cdot \sqrt{m_0}} \quad (8)$$

$$D_1 = \frac{2 \cdot (x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad D_3 = 1 - D_1 - D_2$$

$$Z = \frac{2}{2 \cdot \sqrt{m_0}} \quad Q = \frac{1,25 \cdot (\gamma - D_3 - D_2 \cdot R)}{D_1} \quad R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad x_m = \frac{m_1}{m_0} \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

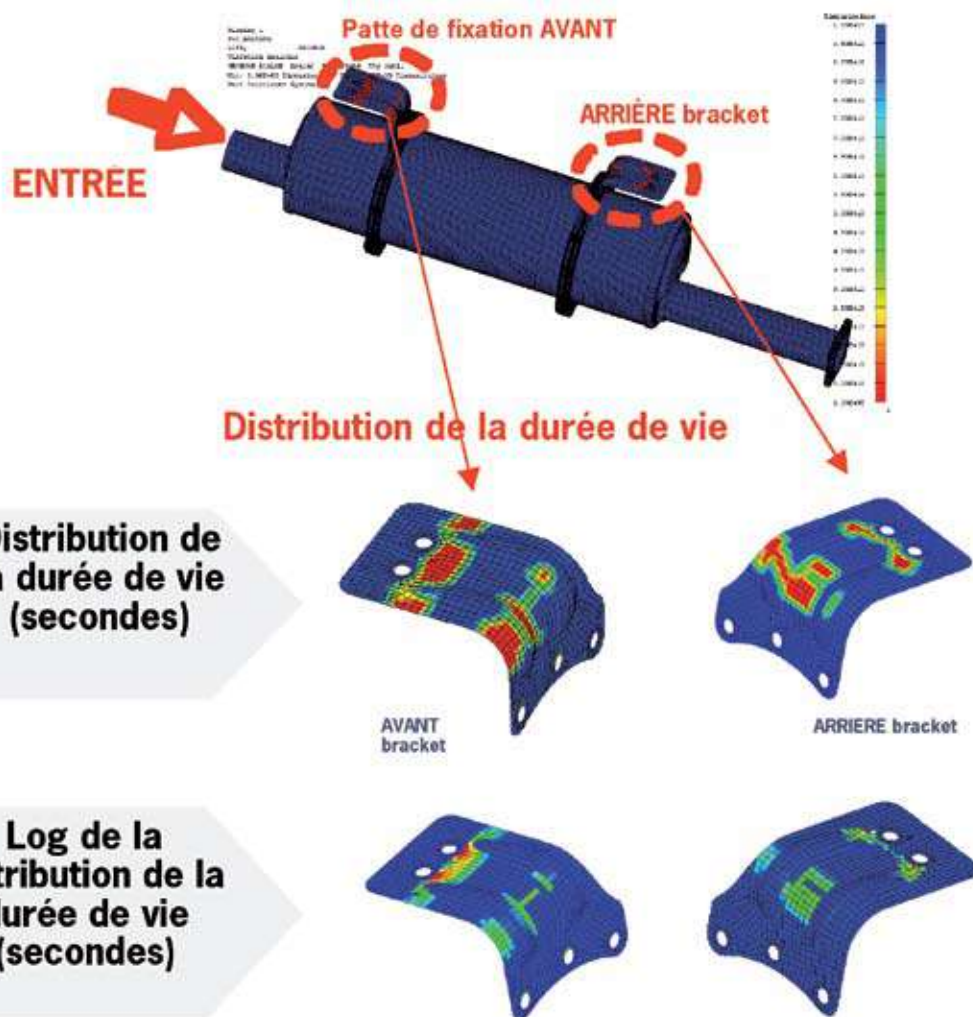


Fig. 9 : Cartographie de l'endommagement sur le pot d'échappement et ses fixations

L'équation de Dirlik repose sur la somme pondérée des distributions de Rayleigh, de Gauss et de la probabilité exponentielle. En termes de précision, il a été démontré que la formule empirique de Dirlik était bien supérieure aux méthodes présentées précédemment. La méthode de Dirlik présente également une robustesse remarquable.

*Lalanne et Rice*

Rice [4] a développé une expression théorique pour déterminer la fdp des pics pour un signal de bande passante arbitraire.

Lalanne [6] a utilisé cette expression et montré que l'on pouvait également s'en servir comme base pour déterminer la fdp de la gamme des contraintes appliquées en cycles. La formule de Lalanne est donnée par l'équation (9).

$$N(S) = \frac{1}{rms} \cdot \frac{\sqrt{1-\gamma^2}}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{S^2}{2rms^2(1-\gamma^2)}} + \frac{S \cdot \gamma}{2rms} \cdot \left[ 1 + \operatorname{erf} \left( \frac{S \cdot \gamma}{rms \sqrt{2(1-\gamma^2)}} \right) \right] \quad (9)$$

où  $g$  est le facteur d'irrégularité déterminé à partir de l'équation (5), et  $\operatorname{erf}(x)$  est une fonction d'erreur définie par :

$$\operatorname{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^x e^{-t^2} dt$$

L'approche Lalanne/Rice est aussi robuste que celle de Dirlik. Elle donne des résultats similaires et présente l'avantage d'être moins empirique.

Pour une comparaison plus détaillée de ces deux compteurs de cycles DSP, voir Halfpenny [7].

## Résultats obtenus

Les résultats de l'analyse de la fatigue basée sur une méthode par éléments finis se présentent sous la forme de plusieurs indicateurs :

- Les points chauds, c'est-à-dire les endroits où les fissures de fatigue vont probablement se produire;
- Les valeurs de la durée de vie.

### *Points chauds*

L'analyse par éléments finis a identifié avec précision la localisation des défaillances. Elle correspond parfaitement aux résultats obtenus par les essais physiques, ainsi qu'aux observations faites dans les conditions de fonctionnement réelles : les pattes de fixations sont les pièces les plus endommagées.

### *Durée de vie*

Il existe un facteur 2 entre les résultats obtenus à l'aide des méthodes de Dirlik et de Lalanne/Rice et les résultats observés.

La figure 9 présente la cartographie de l'endommagement sur le pot d'échappement et plus particulièrement sur les pattes de fixations.

Nous avons décrit comment dériver un profil vibratoire aléatoire à partir d'un profil de mission. La DSP obtenue est utilisée comme signal de pilotage pour un essai d'endurance physique sur un pot vibrant et également pour une analyse virtuelle de la fatigue par simulation numérique. La comparaison des durées de vie obtenues a montré une excellente corrélation.

Les avantages des essais virtuels sont ici évidents. Ils donnent une idée de la durée de vie du composant et fournissent ainsi des informations sur la marge de sécurité (durée de vie du composant comparée aux exigences du véhicule). Ils permettent également une analyse de la sensibilité (modifications de la conception, des matériaux ou du chargement) et aident ainsi au développement d'un design valide à un coût optimal.

Cependant, il y a des risques à utiliser cette méthode. Il n'est pas possible de s'appuyer uniquement sur les prévisions virtuelles de performance, sans obtenir aucune confirmation par un essai physique. Dans le cas contraire, on ne pourra pas exclure un comportement imprévu qui ne sera détecté que tardivement dans le processus de développement... conduisant à davantage de modifications de conception ou d'outillage et à de possibles surcoûts liés à l'allongement des délais !

De plus, les essais virtuels sont limités lorsque les caractéristiques des matériaux du composant ne sont pas totalement connues ou difficiles à modéliser (non-linéarité, hétérogénéité, etc.).

Les essais virtuels ne remplaceront probablement jamais les essais physiques. Ils sont cependant très utiles en parallèle en raison de tous les avantages mentionnés ici, dans une configuration simple et robuste.

## Références bibliographiques

- [1] Bishop, NWM. and Sherratt, F (1989). "Fatigue life prediction from power spectral density data." *Environmental Engineering*, 2
- [2] Halfpenny, A. and Bishop, NWM. (1997). "Vibration Fatigue." nCode International Ltd. 230 Woodbourn Road, Sheffield, S9 3LQ. UK
- [3] Bendat, JS. (1964). "Probability functions for random responses." NASA report on contract NAS-5-4590
- [4] Rice, SO. (1954). "Mathematical analysis of random noise." *Selected papers on noise and stochastic processes*, Dover, New York
- [5] Dirlik T (1985). "Application of computers to fatigue analysis" PhD Thesis, Warwick University
- [6] Lalanne C (2002) "Mechanical vibration and shock" Volumes 3, 4 and 5. Hermes Penton Science, London
- [7] Halfpenny A (2007). Rainflow Cycle Counting and Fatigue Analysis from PSD. doc, Astelab 2007, France
- [8] Halfpenny A. (2006). Mission Profiling and Test Synthesis based on fatigue damage spectrum. Ref. FT342, 9th Int. Fatigue Cong. Atlanta, USA. Elsevier, Oxford, UK

## Conclusion

Cet article décrit la façon dont on peut compléter la méthode de personnalisation des essais à l'aide d'une analyse virtuelle de la fatigue par simulation numérique afin de définir une spécification d'essai accéléré et réaliste pour un pot d'échappement utilisé sur un bus urbain.