



## Open Archive Toulouse Archive Ouverte (OATAO)

OATAO is an open access repository that collects the work of Toulouse researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <http://oatao.univ-toulouse.fr/>  
Eprints ID: 5904

**To cite this version:** Gourinat, Yves and Salem , Amgad *L'amortissement dynamique non-destructif au sein des matériaux structuraux*. (2001) Sciences, vol. 3. pp. 57-65. ISSN 0151-0304

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository administrator: [staff-oatao@inp-toulouse.fr](mailto:staff-oatao@inp-toulouse.fr)

# L'amortissement dynamique non-destructif au sein des matériaux structuraux

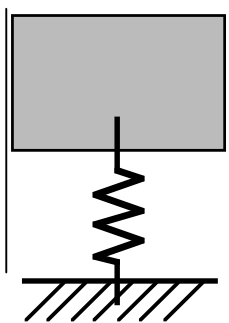
par Yves Gourinat, professeur à l'École Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Constructions Aéronautiques  
Amgad Salem, Doctorant à l'ENSICA.

## Résumé

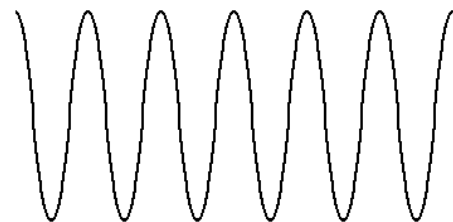
Les déformations - même légères - au sein des structures donnent lieu à des irréversibilités opérant une absorption d'énergie mécanique au cours du mouvement. Celle-ci peut être appréhendée sur des phénomènes répétitifs (de type vibratoire) ou transitoires (de type onde de choc). Le comportement élastique réversible du matériau est représenté par sa rigidité, reliant statiquement les contraintes aux déformations. Quant à son comportement dissipatif, la "viscosité" du matériau le modélise convenablement, reliant cinétiquement les contraintes aux variations de déformations dans le temps. La rigidité peut être constante ou non, selon que le matériau est linéaire ou non. De même, la viscosité peut être variable selon la non-linéarité de la dissipation. Pour évaluer correctement l'amortissement intrinsèque aux matériaux de constructions et à leurs assemblages, il est nécessaire de procéder à des essais sous vide, afin d'éliminer toute dissipation fluide d'origine externe (aérodynamique). Cela permet de mieux connaître le comportement dynamique des matériaux structuraux, notamment pour les véhicules aérospatiaux dans lesquels la dissipation peut être utile pour amortir les phénomènes vibratoires ou pour minimiser la transmission des chocs.

## L'amortissement Dynamique

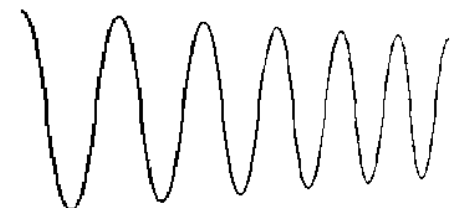
Une structure en mouvement peut être représentée en mécanique des solides comme un assemblage de corps déformables soumis à diverses sollicitations et interactions. Si l'on considère par exemple les modes vibratoires autour d'une configuration d'équilibre de référence, on conçoit que les oscillations ne sauraient être indéfiniment stables dans le temps, et donc qu'un mouvement macroscopique perpétuel n'est pas envisageable. Pour fixer les idées, considérons le système dynamique le plus simple constitué d'une masse liée à un ressort élastique linéaire :



Si on soumet ce système dynamique à un "lâcher" à partir d'une position voisine de la configuration de référence, le mode qui s'ensuit est une sinusoïde d'amplitude constante pour un système théorique non-amorti :

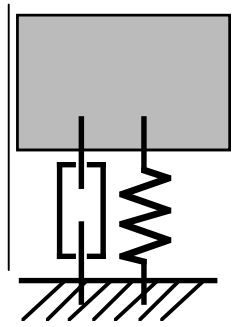


En réalité, on observe une courbe quasi-périodique bornée dans une enveloppe convergeant lentement (mais sûrement) vers une amplitude nulle :



Nous nous intéressons ici à ces phénomènes dynamiques structuraux "quasi-réversibles".

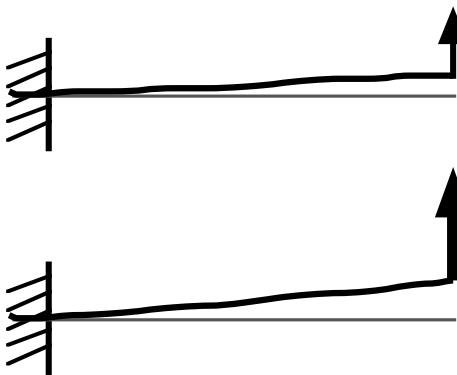
On représente symboliquement cet amortissement par un élément dissipatif en parallèle avec le ressort (qui est l'élément élastique conservatif).



Nous nous intéressons à l'amortissement intrinsèque (interne) aux matériaux solides, à l'exclusion de toute dissipation extérieure. Pour éliminer les éventuelles dissipations mécaniques de type fluide (aérodynamique, viscosité de l'atmosphère environnant la structure), il est nécessaire de réaliser ce type d'essai sous vide. On a ainsi accès à la seule dissipation d'énergie des matériaux déformables et à leurs interfaces, en mécanique des solides. On constate alors la lente décroissance d'amplitude mentionnée ci-dessus. Nous allons à présent analyser ce phénomène de non-réversibilité structurale au sein des solides, phénomène qui caractérise l'incapacité des matériaux structuraux à restituer dynamiquement l'intégralité de l'énergie de déformation.

## Structure réversible linéaire

Considérons une structure élastique (réversible, c'est à dire non-dissipative), pour laquelle on s'intéresse aux déplacements (par rapport à la configuration d'équilibre au repos) sous l'effet d'une charge appliquée. Son comportement est linéaire si les déplacements sont proportionnels à la charge :

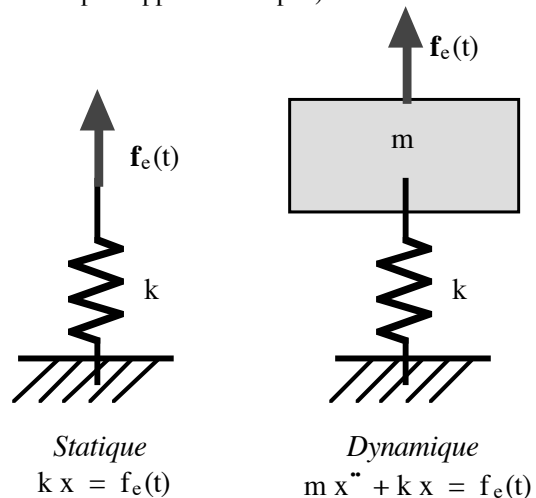


Du point de vue du déplacement de l'extrémité par rapport à la charge appliquée (en ce même point), la structure (poutre dans l'exemple ci-dessus) peut être représentée par un ressort équivalent. Ce ressort est linéaire, ce qui signifie que sa rigidité est constante.

La proportionnalité globale des effets aux causes implique nécessairement d'une part une linéarité géométrique qui assure une répartition des contraintes proportionnelle aux charges extérieures, obtenue en petits déplacements si le système est mécaniquement bien conditionné, et d'autre part la linéarité comportementale du matériau, assurant localement la proportionnalité des contraintes aux déformations au cœur du matériau.

Dans les matériaux structuraux classiques, cette linéarité rhéologique du matériau est assurée jusqu'à une certaine contrainte limite élastique. Au-delà, le matériau devient non-linéaire, mais peut rester élastique, la déformation étant réversible (du moins en première approche). Il faut dépasser une deuxième contrainte limite, dite élastique, pour voir apparaître des déformations permanentes statiques. Notons également qu'il existe des matériaux intrinsèquement non-linéaires - à microstructure expansée par exemple - générant des contraintes non proportionnelles aux déformations même (et parfois surtout) en petites déformations. Ainsi, linéarité et élasticité d'un matériau constituent deux notions indépendantes.

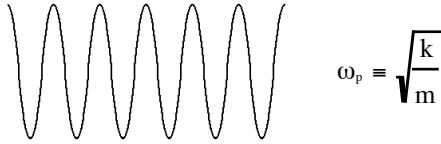
La linéarité statique de la structure s'étend aisément à la dynamique, en ajoutant une masse inertielle constante ; on arrive bien ainsi au système masse-ressort, dont l'équation dynamique fait intervenir l'accélération (le symbole  $\cdot$  désignant la dérivée totale exacte par rapport au temps  $t$ ).



La force d'excitation  $f_e(t)$  peut être générée par des forces extérieures (d'origine aérodynamique, dues à un système tournant, ou à un exciteur harmonique spécifique pour les essais) ou par le caractère non-inertiel du référentiel (forces d'inerties appliquées à la masse, dues aux vibrations du bâti par exemple).

Le système réversible linéaire conduit donc à un modèle différentiel du second ordre à coefficients constants et sans dérivée première. Il correspond au système L,C, sans résistance dans l'analogie de maille électrodynamique de Maxwell.

En l'absence d'excitation extérieure (  $f_e(t) \equiv 0$  ), le système oscille librement, et on retrouve la sinusoïde d'amplitude constante (dépendant des conditions initiales) et de pulsation  $\omega_p$  propre au système.

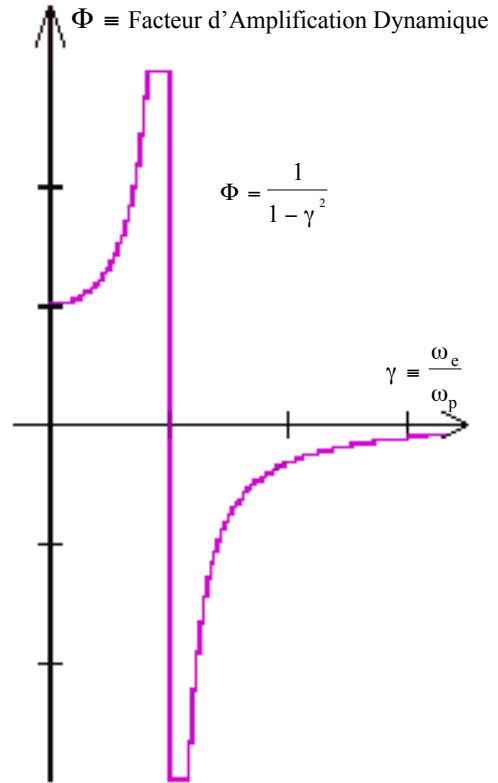


Cette solution est celle de l'équation sans second membre, et restitue une dynamique dans laquelle l'énergie mécanique est constante, en un perpétuel échange entre énergie potentielle et énergie cinétique (ou énergie de charge capacitive et d'induction dans l'analogie rhéo-électrique).

Cette solution sinusoïdale nous amène à considérer une excitation elle aussi sinusoïdale d'amplitude unitaire, sans nuire à la généralité du propos. En effet, la linéarité du système permettra, via la transformée de Fourier du signal d'excitation, de générer en fait une excitation absolument quelconque dans le temps. Ainsi l'équation générale du système linéaire réversible peut-elle s'écrire :

$$m x'' + k x = f \cos(\omega_e t)$$

La solution en régime permanent (ou forcée) conduit de manière classique à une amplitude de la réponse tendant hyperboliquement vers l'infini à la résonance, et passant alors en opposition de phase avec l'excitation, ce qui peut représenter schématiquement (en tronquant à la résonance).

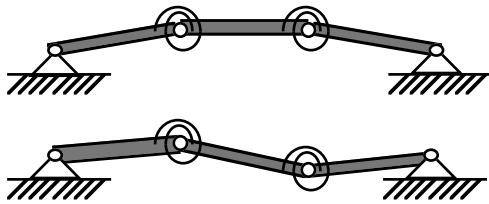


On rappelle que ce facteur définit l'amplification dynamique du système, considérée par rapport à sa réponse statique : si  $\varepsilon$  est l'amplitude de la réponse en déplacement, alors :

Cette représentation dans le domaine fréquentiel harmonique est fondamentale, car représente le caractère passe-bande essentiel de tout système linéaire, avec inversion de phase à la résonance.

Il faut remarquer que ce type de modélisation masse-ressort (ou masse-fréquence propre) est très suffisant pour la plupart des structures classiques, pour plusieurs raisons :

a un système linéaire discret à N degrés de liberté peut se ramener en analyse harmonique à N modes propres, dans lesquels les inerties sont en phase, correspondant donc réellement à des systèmes masse-ressort équivalents (par le biais des masses et rigidités modales effectives).



En effet, considérons le système matriciel couplé d'origine :

$$[M] (\ddot{q}) + [K] (q) = (f)_e$$

[M] : matrice N×N (symétrique) des masses généralisées du problème discret linéaire

[K] : matrice N×N des raideurs généralisées de ce même problème

(q) : vecteur colonne des N degrés de liberté (distances ou angles)

(f)<sub>e</sub> : vecteur colonne des N excitations (forces ou moments).

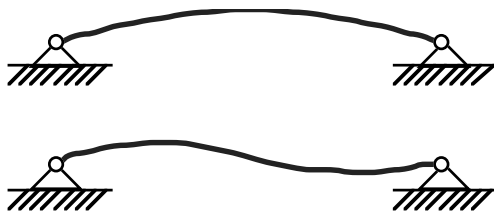
La diagonalisation - toujours possible car les matrices [K] et [M] sont définies positives - conduit à n systèmes indépendants sur les N paramètres principaux (p) :

$$[M_{\text{diag}}] (\ddot{p}) + [K_{\text{diag}}] (p) = (f_p)_e$$

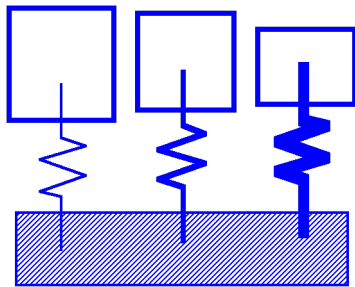
Ainsi, le système d'origine à N degrés de liberté couplés est ramené en réalité à N systèmes-masses ressorts (modes), les masses et rigidités modales portant sur les paramètres principaux de diagonalisation.

Ce sont simplement les termes diagonaux  $M_i$  et  $K_j$  des matrices  $[M_{diag}]$  et  $[K_{diag}]$ . La diagonalisation - toujours possible car les matrices  $[K]$  et  $[M]$  sont définies positives - conduit à  $N$  systèmes indépendants sur les  $N$  paramètres principaux ( $p$ ). Notons que ces termes de masse et de rigidité représentent des inerties et raideurs effectives des modes, dans la mesure où les amplitudes modales sont normées à l'unité (au sens de la norme euclidienne). Les masses effectives représentent alors les contributions inertielles de chaque mode, prises par rapport à la masse totale du système.

b un système continu mince (poutre ou coques) peut lui aussi être appréhendé par troncature fréquentielle à  $N$  modes continus ;



La résolution modale consiste justement, comme dans le cas des systèmes discrets, à trouver une base particulière des solutions dynamiques, base constituée de solution harmoniques dans lesquelles le champ des déplacements varie sinusoidalement dans le temps en phase dans toute la structure. Cela revient en réalité à se ramener à des systèmes équivalents, chacun à un degré de liberté, avec leurs masses et rigidités modales effectives.



Comme pour les systèmes discrets, chaque mode fait intervenir une fraction de la masse totale de la structure. Les fréquences augmentant avec l'ordre des modes, la connaissance d'un nombre limité de modes est suffisante dans la bande de fréquence du problème dynamique.

c dans le cas d'un système déformable massif, cette analyse modale peut se ramener à un calcul similaire d'onde élastique ;

d le comportement élastique reste linéaire dans le domaine d'utilisation "normal" en rigidité de la structure (domaine de toutes façons limité par des considérations de résistance mécanique) ;

e l'amortissement est faible dans les structures et la simple troncature en amplitude à résonance d'un système non-amorti donne déjà une très bonne approximation des systèmes réels quant à leur comportement dynamique général.

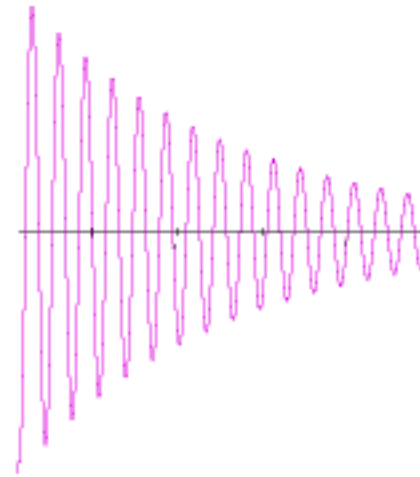
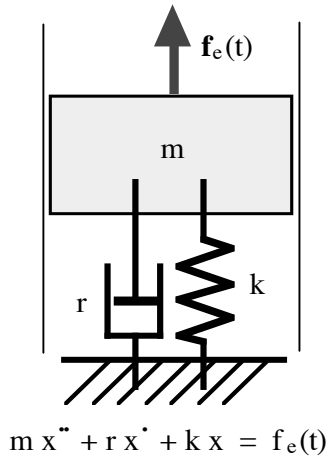
Enfin, observons que la représentation d'un phénomène rapide transitoire par spectre de choc ramène également à un système équivalent masse-ressort, qui génère décidément la quasi totalité des modèles dynamiques !

## Amortissement linéaire

Cependant, il peut être intéressant (voire essentiel) d'appréhender la dissipation à l'intérieur. En effet, c'est elle qui écrête les résonances et peut aussi minimiser les effets des propagations d'ondes de choc dans les structures, lors de phénomènes rapides : séparation de type pyrotechnique, déconnexion d'un système, etc... Elle est également de toute première importance pour la compréhension de phénomènes de divergence vibratoire dynamique comme le flottement aérodynamique sur les surfaces portantes, l'effet Pogo sur les lanceurs, le "shimmy" des systèmes roulants, etc...

### Amortissement visqueux interne

La dissipation la plus simple que nous pouvons considérer génère une force proportionnelle aux vitesses. Physiquement, elle correspond à un glissement dynamique de type "fluide visqueux" à l'intérieur du milieu continu que constitue le solide déformable. Graphiquement, on la symbolise par un petit amortisseur à piston. Mathématiquement, elle correspond naturellement à une équation différentielle du second ordre complète à coefficients constants :



Vitesse et accélération décroissent naturellement également selon une exponentielle.

La transformée de Laplace  $x = \exp(st)$  conduit immédiatement au polynôme complet du second degré :

$$ms^2 + rs + k = f$$

dont le discriminant fait apparaître naturellement l'amortissement critique :

Nous nous plaçons dans le cas usuel des structures, où l'amortissement réduit est faible, soit :

et même :  $\zeta \ll 1$ .

Dès lors, les solutions sont toujours de type oscillatoire. Dans le domaine harmonique de Fourier ( $s=i\omega$ ), cela se traduit par :

- Une solution libre (non-excitée) quasi-périodique :
  - dont la "pulsation" reste constante et très voisine de la pulsation propre non-amortie :

$$\omega_a = \omega_p \sqrt{1 - \zeta^2} \approx \omega_p$$

- dont l'enveloppe (ou "amplitude") décline lentement selon une loi exponentielle décroissante :

$$\alpha = \alpha_0 \exp(-\zeta\omega_p t)$$

- Une réponse permanente forcée d'amplitude bornée par l'amortissement, le pic de résonance en amplitude se trouvant :

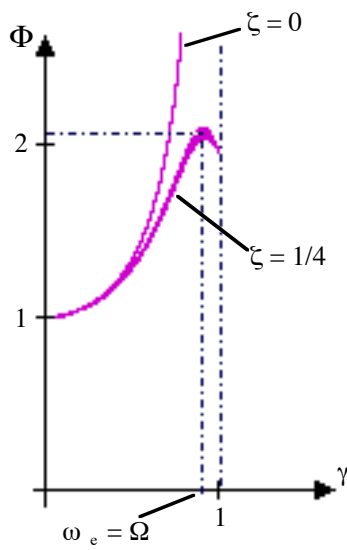
- "raborté", la valeur maximale du facteur d'amplification dynamique  $\Phi$  devenant finie :

$$\Phi_{\max} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \approx \frac{1}{2\zeta}$$

- légèrement décalé (vers le bas) en fréquence, la fréquence d'amplitude maximale étant :

$$\Omega = \omega_p \sqrt{1-2\zeta^2} \approx \omega_p$$

Le graphe ci-dessous représente un exemple simple présentés jusqu'à la fréquence de résonance non-amortie, pour plus de clarté :





## Amortissement structural interne

Dans les phénomènes “quasi-sinusoïdaux” qui nous intéressent ici, la relation de dérivation se ramène en fait à un déphasage quadrature, à un multiple près (pulsation). C’est d’ailleurs une très bonne définition mathématique corollaire des fonctions circulaires : de même que l’exponentielle est la fonction qui est sa propre dérivée, les fonctions circulaires et hyperboliques sont les couples de fonctions alternativement et réciproquement dérivées (avec changement de signes pour les circulaires). Plus précisément, et très simplement :

$$\begin{aligned} x(t) &= A \cos(\omega t) \\ \Rightarrow \dot{x}(t) &= -A \omega \sin(\omega t) = -A \omega \cos(\omega t - \frac{\pi}{2}) \\ \text{soit : } \dot{x}(t) &= -\omega x(t - \tau) \end{aligned}$$

D’où l’idée de considérer l’amortissement comme une force liée au déplacement mais avec un déphasage, que l’on peut interpréter comme un “temps de réaction élastique” de la structure. Toutefois, il faut bien remarquer que l’on n’a l’équivalence avec la dissipation visqueuse harmonique que dans une bande de fréquence - par exemple autour d’une résonance - puisque la relation liant déplacement et vitesse fait intervenir explicitement la fréquence  $f$  (ou pulsation  $\omega = 2\pi f$ ).

L’intérêt d’une telle représentation de l’amortissement structural est d’éviter le recours à un terme de vitesse, à condition d’employer une rigidité  $k$  complexe, l’équation dynamique harmonique devenant :

$$\begin{aligned} m z'' + \kappa z &= \exp(i \omega_e t) \\ \text{avec } \kappa \in \mathbf{C}, m \in \mathbf{R} \end{aligned}$$

On considérera naturellement la partie réelle de cette équation ( $x = \text{Re}(z)$ ). Observons que la masse  $m$  peut elle-même être complexe, dans le cas où on considère explicitement les couplages gyroscopiques, et qu’en toute généralité, la prise en compte d’une excitation transitoire par transformée de Laplace envisage un second membre de la forme  $\exp(\sigma t)$  ( $\sigma \in \mathbf{C}$ ), la linéarité permettant toutefois d’envisager un module unitaire devant l’exponentielle sans nuire à la généralité.

L’équation la linéaire dynamique la plus générale serait donc :

$$\begin{aligned} \mu z'' + \kappa z &= \exp(\sigma t) \\ z = x + i y : & \quad x : \text{déplacement} \\ & \quad y : \text{terme de phase} \\ \mu = m + i n : & \quad m : \text{inertie} \\ & \quad n : \text{terme gyroscopique} \\ \kappa = k + i k_a : & \quad k : \text{rigidité statique} \\ & \quad k_a : \text{terme d'amortissement structural} \\ \sigma = s + i \omega_e : & \quad s : \text{terme transitoire de l'excitation} \\ & \quad \omega_e : \text{terme périodique de l'excitation} \end{aligned}$$

De manière générale, les analyses structurales, se placent dans le cadre de structures (et non de mécanismes) bien conditionnées à rappel (même non-linéaire) vers une configuration de référence. Cela élimine du même coup les termes  $n$  et  $s$ , ramenant à la formulation précédente, à inertie réelle, excitation périodique, déplacement et rigidité complexes.

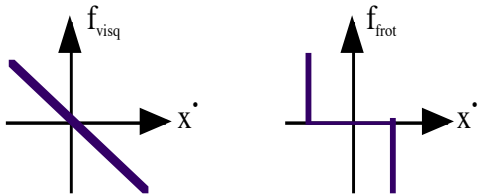
La représentation de l’amortissement structural par rigidité complexe (incluant un déphasage en quadrature par rapport aux déplacements) est commode car elle évite formellement le terme de viscosité. Elle permet en particulier d’étendre la notion de mode propre en rigidité complexe, sans nécessiter explicitement l’hypothèse de Basile de systèmes visqueux.

## Amortissement non-linéaire

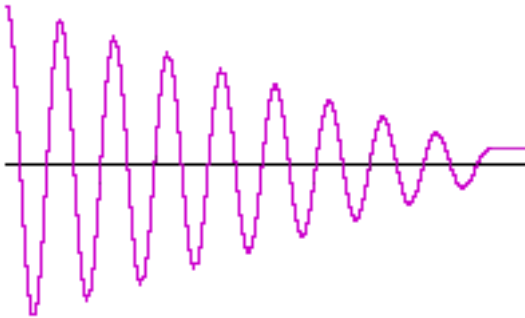
Comme la dissipation fluide, qui comporte au moins deux termes - quadratique par rapport aux vitesses pour les échanges d'énergie cinétique en fluide parfait et linéaire par rapport aux vitesses pour le frottement visqueux par gradient de vitesse - le frottement solide interne peut comporter des termes non-linéaires.

### Frottement de glissement solide

La première non-linéarité d'amortissement possible est le frottement de glissement interne, que l'on peut se représenter comme un frottement sec entre éléments mécaniques. Son intensité n'est pas proportionnelle à la vitesse, mais ne dépend que de son orientation, le module étant en première approximation constant :

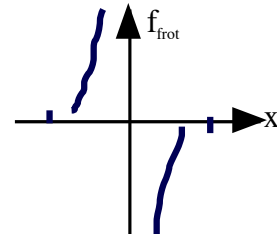


Un tel terme de frottement à force constante (et de signe opposé à celui de la vitesse) considéré seul conduit, dans un essai de lâcher, à une décroissance sous forme de demi-sinusoïdes alternées d'amplitude évoluant linéairement vers zéro (allure valable en déplacement ou en accélération) :



L'origine mécanique de ce type de frottement interne doit être recherchée dans le glissement granulaire et microstructural (micro-craques par exemple) et aussi naturellement dans les frottements aux assemblages, voire aux rattrapages de jeux aux entures. Par extension, il existe d'ailleurs toute une mécanique des "fluides" fondée sur les chocs avec glissement et frottements d'éléments constituant un milieu discontinu ; cette mécanique (dont l'exemple typique est l'écoulement du sable dans un sablier) permet de modéliser les mouvements des billes dans des canalisations, d'icebergs dans des chenaux, etc...

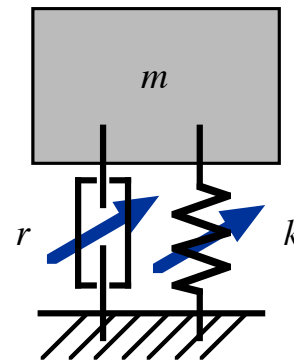
Une analogie complète avec le frottement sec solide-solide de Coulomb-Morin nécessiterait de faire apparaître un seuil statique de déclenchement suivi d'une légère décroissance du frottement avec la vitesse :



### Autres termes dissipatifs

Les matériaux structuraux peuvent également donner lieu à des dissipations quadratiques, voire à puissance non-entières par rapport à la vitesse. Une analyse rhéologique polynomiale est ici nécessaire.

En résumé, un système quelconque peut être schématisé, quant à son comportement dynamique général, par un système masse-ressort-amortisseur dans lequel la non-linéarité rhéologique est prise en compte par le caractère variable des éléments structuraux, que l'on peut symboliser comme suit :



Une méthode simple consiste à généraliser l'approche harmonique, en considérant  $r(\omega)$  et  $k(\omega)$ , la masse  $m(\omega)$  étant simplement la masse effective des modes classiques linéaires et non-amortis.

le specimen, permettant d'ajuster sa température sous vide par rayonnement.

## Matériaux structuraux

Des essais nombreux ont été menés pour appréhender les termes intrinsèques d'amortissement au sein des matériaux structuraux, notamment pour les véhicules aérospatiaux ou de technologie aérospatiale. L'objectif est ici de mieux connaître leur comportement afin d'une part de mieux prévenir les phénomènes destructifs ou endommageants, qu'ils soient oscillatoires (vibrations) ou transitoires (explosifs), et d'autre part d'envisager des systèmes protecteurs d'équipements sensibles, afin de filtrer certaines fréquences ou ondes mécaniques nuisibles.

L'optimisation des performances de systèmes et l'élargissement des gammes de dimensions structurales rendent désormais indispensable la prise en compte de ces paramètres de comportement dès la conception, et même en avant-projet, et non au stade de la certification ou qualification.

Dans le cadre de recherches liées notamment à la maîtrise des phénomènes dynamiques rapides au sein des structures aérospatiales, notamment lors d'es phénomènes de séparation pyrotechnique, l'ENSICA s'est dotée de moyens d'essais permettant de mesurer les amortissements intrinsèques d'éléments de structures.

Les paramètres environnementaux pour ce type d'essais sont ici :

- la suppression de l'amortissement externe ; les essais doivent avoir lieu sous vide pour toutes les systèmes présentant des surface libres significatives. L'atmosphère environnante induit en effet un amortissement important sur les structures minces de type aérospatial, par déplacement de fluide et viscosité, que nous qualifierons d'"amortissement atmosphérique". Sa suppression an caisson à vide est essentielle pour accéder à l'amortissement intrinsèque du système solide.
- la prise en compte de la température effective du matériau qui influence son état micro-structural ;
- enfin les conditions mécaniques d'applications des charges dynamiques (lâcher, choc, vibrations) et de leurs conditions limites, notamment des assemblages.

Le laboratoire du Département Génie Mécanique de l'ENSICA a réalisé divers essais en flexion dynamique dans l'enceinte à vide spatial représentée figure 1, avec introduction des charges dynamiques à travers la paroi et mesure des fonctions de transfert par mesures accélérométriques in situ. L'excitation produit ici un déplacement connu à la base d'une structure de type plaque en flexion - structure encastree sur un chariot ajusté en translation - induisant des déplacements mesurés à l'extrémité libre de la plaque. On observera également sur cette photographie le corps noir entourant

Les matériaux testés sont ici un alliage léger classique boulonné, un drappage équilibré de fibres de carbone avec résine époxy, et une structure aluminium assemblée avec des joints de polymères.

La courbe expérimentale présentée figure 2 montre, dans le domaine temporel, l'amortissement intrinsèque d'un élément en flexion en alliage léger boulonné, testé dans un essai de lâcher dynamique libre sous vide. L'accélération mesurée montre clairement qu'il y a combinaison de plusieurs types d'amortissements.

Concernant le régime forcé, on observera en figure 3 la courbe de réponse en flexion du même élément structural en alliage léger avec et sans atmosphère. La structure est ici excitée en déplacement à sa base, et on observe le transfert du mouvement de la base au sommet de la structure, par mesure accélérométrique comparée. On constate que, pour ce type de matériau à amortissement faible ( $\zeta \approx 0.01$ ), la part de l'amortissement dû à l'atmosphère est significative, mais sans être dominante dans les basses fréquences. On constate de manière cohérente que le premier pic (correspondant au premier mode de flexion), est moins sujet à l'amortissement atmosphérique que le second (correspondant à un premier mode de torsion-gauchissement). En effet, l'amortissement aérodynamique comporte un terme cinétique quadratique par rapport aux vitesses, donnant un amortissement très sensible aux fréquences élevées. Enfin, on constate également le glissement des fréquences.

Des essais d'enture en membrane-flexion incluant des films polymères ont été menés. La fonction de transfert dynamique est fortement influencée par ce type de film, comme il apparaît clairement sur le graphe de la figure 4. On constate que des films minces (quelques dixièmes de millimètre) placés aux entures changent radicalement la nature de l'amortissement au sein de la structure, et que leur emploi judicieux peut localement minimiser les charges dynamiques.

Des essais dynamiques spécifiques ont également été menés sur des matériaux minces élastomères en couches cisailées, isolés de la structure, afin de mieux connaître leur rhéologie, en vue de qualifier des systèmes écrétant les niveaux de choc et de vibrations sur les supports d'équipements embarqués.

Ces essais comportementaux ont mis en évidence trois caractéristiques principales pour ce type de matériau :

- en statique comme en dynamique, la non-linéarité est ici la règle, ces matériaux étant complexes intrinsèquement ;
- les taux d'amortissement sont très nettement plus élevés que dans les matériaux structuraux, et peuvent être ajustés dans la gamme de fréquence désirée, selon le matériau retenu ;
- il existe une certaine "mémoire" du matériau qui apparaît de deux manières :
  - un "rodage" vibratoire initial, au cours duquel le matériau acquiert ses caractéristiques opérationnelles ;
  - un effet d'hystérésis, selon le cycle de sollicitations subies en opération.

## CONCLUSION

La modélisation globale des structures légères en dynamique générale peut être approchée sans tenir compte de l'amortissement autrement que par des écrêtages forfaitaires aux résonances. En effet, les matériaux structuraux sont le siège de phénomènes quasi-réversibles, à deux exceptions près : la fatigue ou micro-endommagement qui est un - pour ne pas dire le - critère classique de dimensionnement structural, et l'amortissement en dynamique.

La connaissance réelle et la modélisation du phénomène interne d'amortissement dynamique au sein des matériaux constitutifs des structures, est aujourd'hui indispensable, compte tenu des évolutions en performances. Elle peut se faire en linéaire dans une bande de fréquence adéquate, mais demeure en réalité un phénomène complexe non-linéaire. Les enjeux sont ici une meilleure connaissance et donc une meilleure maîtrise du contrôle passif dynamique des phénomènes vibratoires et de transmission transitoire en opération, contrôle qui vient naturellement en parallèle et en complémentarité au contrôle actif.

L'absorption destructive unique par plastification ou rupture fait quant à elle l'objet de très nombreux développements pour la qualification au crash et en dépressurisation explosive.

## Références Bibliographiques

- [1] Luigi BALIS CREMA, Renato BARBONI, Antonio CASTELLANI  
" *Structural Damping of Composite Materials for Space Application* "  
Istituto di tecnologia Aerospaziale via Eudossiana, 16-00184 Roma - Italy
- [2] Yves GOURINAT  
" *Introduction à la Dynamique des Structures* "  
ISBN 2.85428.545.x, mars 2001 CEPADUES - EDITIONS
- [3] S. LAROZE  
" *Mécanique des Structures, Tome III* "  
Thermique des structures dynamique des structures. Cours ENSAE département structures matériaux technologie. édition 1991
- [4] A. W. LEISSA  
" *The free vibration of rectangular plates* "  
Journal of sound and vibration (1973) 31 (3), pp.257-293
- [5] KENNETH A. RAMSEY  
" *Effective Measurement for Structural Dynamics Testing, part II* "  
Spectral Dynamics, Inc
- [6] ERIC E. UNGAR AND EDWARD M. KERWIN, JR  
" *Plate damping due to thickness deformation in attached viscoelastic layers* "  
The Journal of the Acoustical Society of America, February 1964, volume 36, number 2

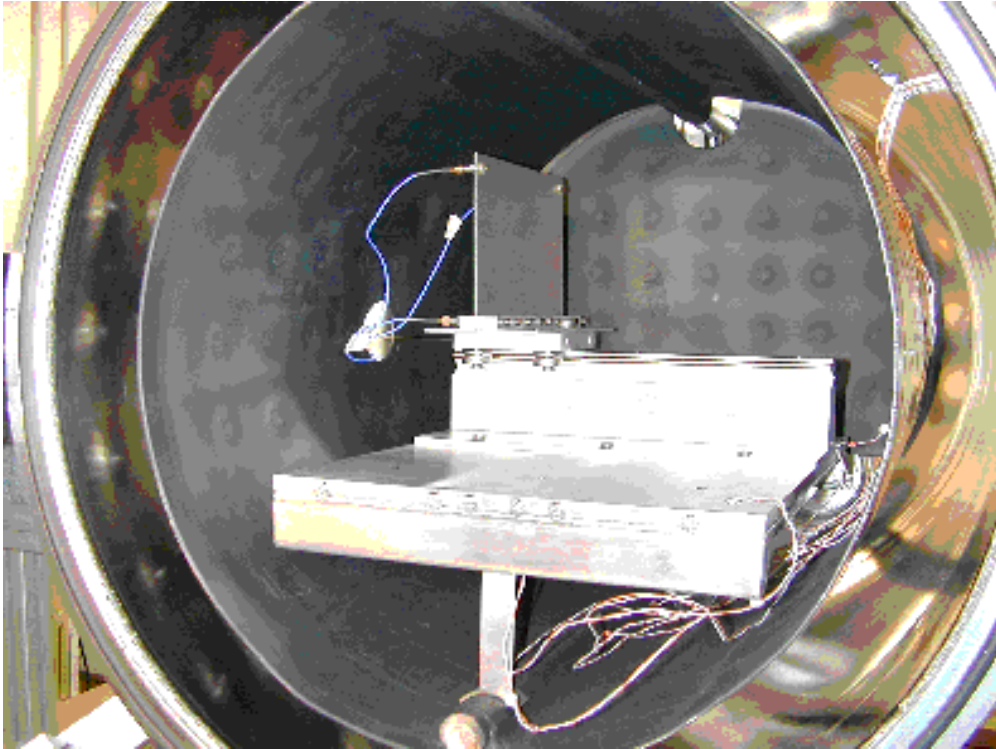


Figure 1: enceinte à vide spatial pour essais dynamiques  
(photo: ENSICA)

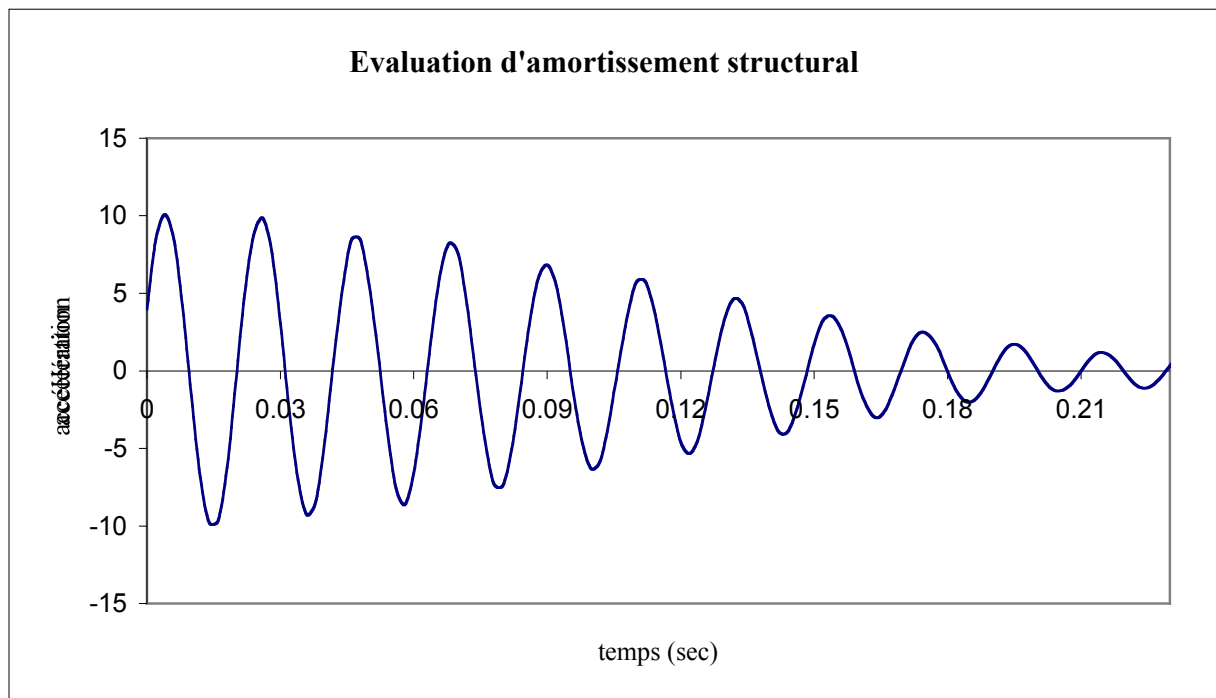


Figure 2: Décroissance naturelle après un essai de lâcher sur structure aluminium boulonnée  
(essais : ENSICA)

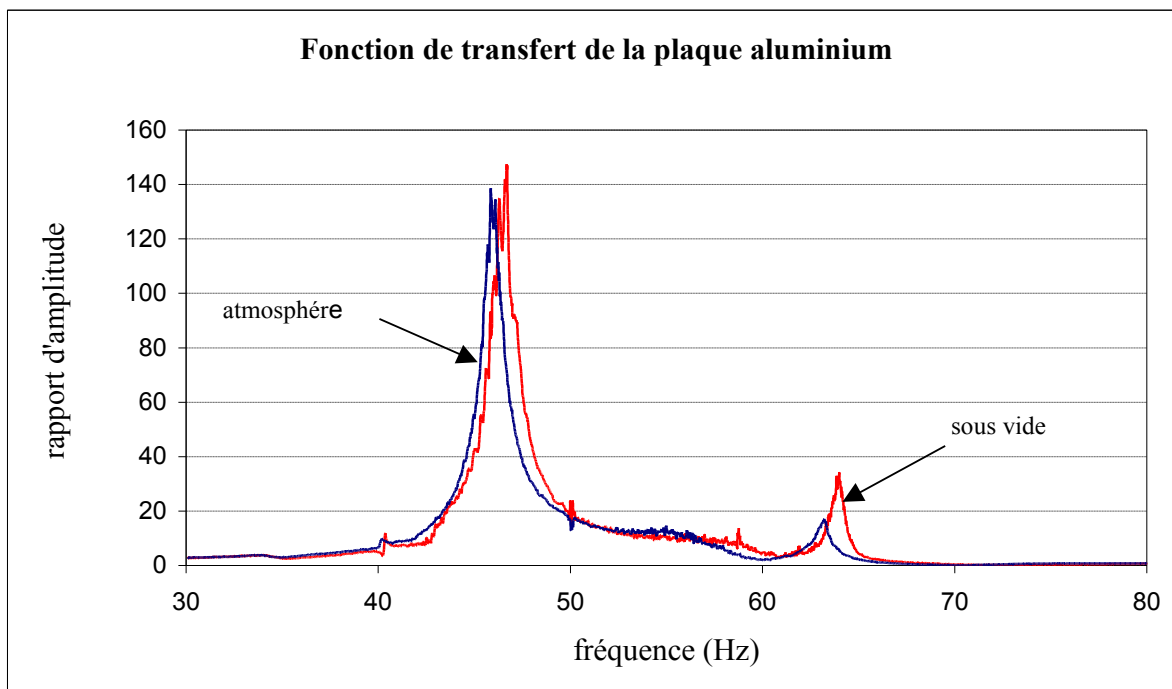


Figure 3: Influence de l'amortissement atmosphérique sur l'amortissement dynamique (structure aluminium boulonnée) (essai : ENSICA)

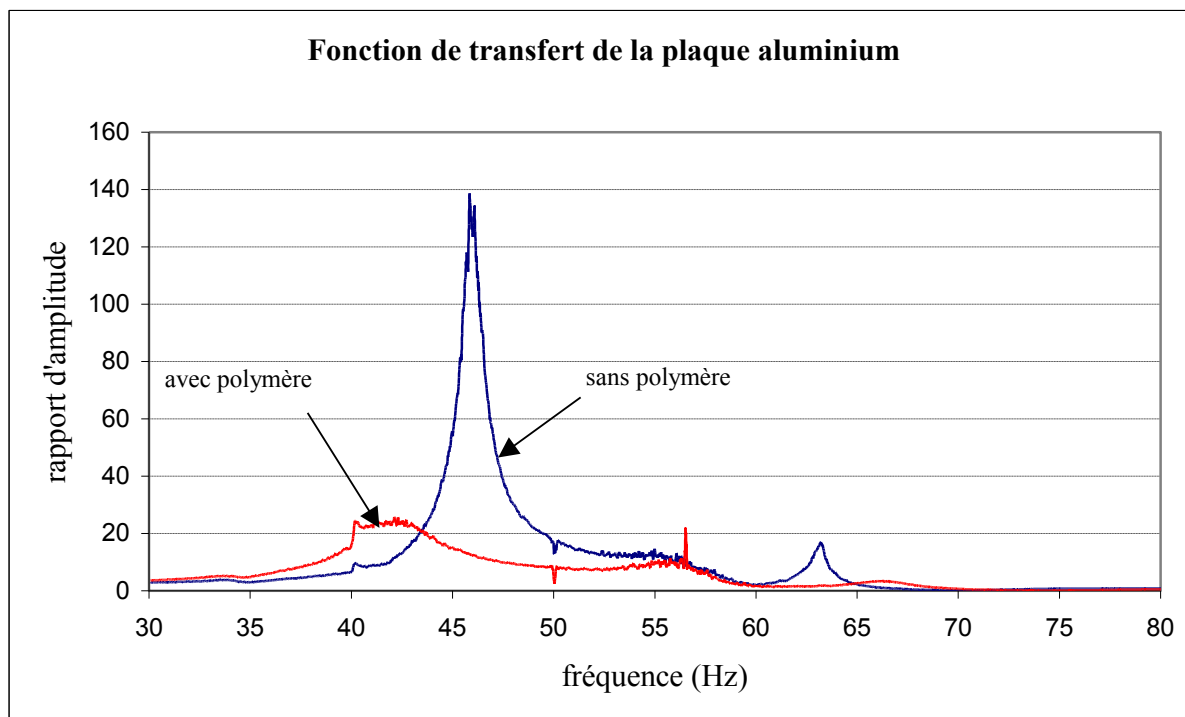


Figure 4: Influence d'un assemblage à joint polymère sur l'amortissement dynamique (structure aluminium boulonnée) (essai : ENSICA)