

Caractérisation dynamique des matériaux et réduction des nuisances vibroacoustiques : l'apport des vibrations. Partie 1

Bernard Duperray

01dB-METRAVIB

Département DMA

200, Chemin des Ormeaux

69760 LIMONEST

E-mail : bernard.duperray@areva.com



L'univers vibre et rayonne, la terre s'en fait l'écho, l'homme par ses actions engendre des nuisances vibratoires et acoustiques par le truchement des machines et dispositifs qu'il construit. Dans cet environnement ou tout vibre et rayonne, depuis l'atome au sein du cristal ou de la molécule jusqu'au pulsar aux confins de l'univers, l'homme a su s'adapter et concevoir des dispositifs pour se protéger et optimiser son confort, comme par exemple :

- une fenêtre double vitrage, pour s'isoler du bruit de la circulation,
- des cales «moteur», pour limiter la transmission des vibrations et des bruits dans l'habitacle,
- des dispositifs antisismiques, pour protéger les bâtiments des tremblements de terre,
- des dispositifs passifs ou actifs de réduction des nuisances vibroacoustiques. (amortissement des structures, contrôle actif du bruit de ventilation...)

...

A l'échelle humaine, la description du monde est faite au travers de filtres que sont nos cinq sens. Trois d'entre eux sont en compétition pour analyser notre environnement « vibratoire » :

- la vue analyse le spectre visible de la lumière,
- l'ouïe analyse les sons,
- le toucher est sensible aux vibrations et à des notions subjectives (le mou, le dur, le solide, le liquide, le froid, le chaud...).

La matière qui nous entoure réagit différemment à ces stimuli (contrainte, fréquence, amplitude...), mais aussi à l'environnement climatique (température, hygrométrie, pression...).

L'homme est donc condamné à vivre dans un monde de nuisances et doit chercher les moyens de se protéger de ces agressions afin d'améliorer son confort.

Notons que certaines vibrations et bruits créés par l'homme peuvent au contraire être une source de plaisir, je veux bien sûr évoquer le chant et la musique. Voilà un bon usage des vibrations et qui est parlant pour tous.



L'homme met en œuvre des vibrations dans d'autres domaines pour :

- mieux connaître le monde qui nous entoure en sondant le sol avec des ondes lui permettant de localiser des combustibles fossiles ou en sondant le corps humain à l'aide d'un échographe,
- optimiser des dispositifs de protection comme les semelles des chaussures de sport, les supports moteurs pour réduire les vibrations et le bruit dans l'habitacle de nos voitures ou encore rendre un sous marin furtif,
- pour se protéger d'intrus sur un site en mettant en œuvre un réseau de capteurs sismiques ou pour se protéger d'un tireur isolé en mettant en œuvre un dispositif de triangulation acoustique,
- pour assurer la qualité de produits manufacturés, par un contrôle des matières semi-ouvrées (pneumatiques) par spectrométrie mécanique ou encore par analyse acoustique en fin chaîne de production de moteurs électriques.

Dans tout ce qui précède il est clair que vibration et acoustique sont indissociables. Il y a un couplage étroit entre ces deux branches de la physique. Par exemple un moteur vibre et va transmettre les vibrations à la structure qui le supporte, concomitamment les vibrations génèrent des ondes acoustiques qui se propagent dans le milieu ambiant. Placé à proximité un homme va donc ressentir les effets des vibrations du fait de son contact avec le sol au travers de ses semelles et la pression acoustique au niveau de ses oreilles, l'air support des ondes acoustiques faisant partie de son environnement.

Une première solution serait d'arrêter le moteur, mais nous ne saurions pas vivre sans voiture, c'est ce qu'on appelle « le traitement à la source ».

Une solution plus radicale serait de léviter dans le vide (les astronautes), pour couper tout contact avec le sol et supprimer le support de propagation des ondes acoustiques. Difficile de survivre dans ces conditions, mais l'exemple illustre la notion de suppression des voies de transfert (solienne et aérienne).

La réalité est en général un compromis dans lequel l'homme cherche à réduire les nuisances à la source et à traiter les voies de transfert par dégradation d'énergie entre la source et les récepteurs. Plus récemment les techniques de contrôle actif (contre bruit ou contre vibration) permettent d'élargir le panel des dispositifs de réduction des vibrations et des bruits.

Les solutions passives à cette problématique font appel à des connaissances pluridisciplinaires :

- la mécanique vibratoire,
- l'acoustique aérienne ou sous marine,
- à leur couplage
- et enfin au comportement des matériaux sous sollicitation dynamique dans divers environnements.

C'est ce dernier point que nous allons détailler afin de démontrer l'apport des vibrations pour caractériser les matériaux et concevoir des dispositifs pour traiter les nuisances vibroacoustiques.

Les matériaux

Un **matériau** est une matière d'origine **naturelle ou artificielle** que l'homme façonne pour en faire des objets.

Nous pouvons distinguer quatre familles de matériaux :
Les métalliques sont des métaux ou des alliages de métaux,

Les minéraux sont des roches, des verres ou des céramiques,

Les matériaux organiques sont des polymères ou des élastomères,

Les matériaux composites sont des assemblages d'au moins deux des trois familles de matériaux.

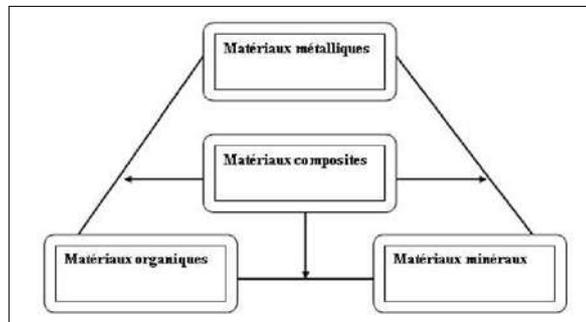


Fig. 1 : Les quatre familles de matériaux

Aujourd'hui, il y a profusion de matériaux et à travers les âges; ce sont les matériaux qui ont fixés les limites de la conception.

Le diagramme suivant, figure 2, présente l'importance relative des matériaux au cours des âges.

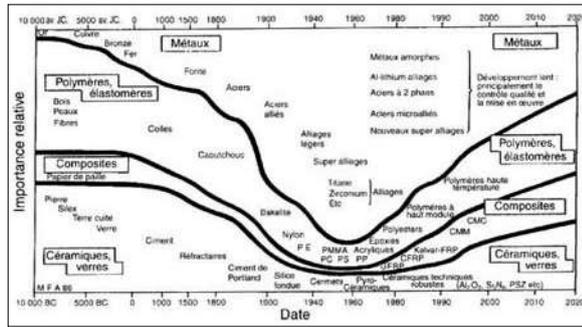


Fig. 2 : Evolution des matériaux au travers des âges. D'après M.F.Ashby-Choix des matériaux en conception mécanique

Si l'on revient à la notion de confort, qui est de plus en plus prise en compte dès la conception, elle doit intégrer la connaissance des caractéristiques des matériaux. Non seulement les caractéristiques statiques qui sont la base de la conception des structures mais aussi les propriétés dynamiques. Pendant des siècles le dimensionnement était basé sur une approche statique. Dans le domaine de l'architecture le point culminant reste les cathédrales gothiques de plus en plus élancées vers le ciel tout en laissant entrer largement la lumière, grâce à une conception (pas encore complètement élucidée si l'on se réfère à l'époque) de contreforts multiples reprenant les efforts statiques. Plus près de nous, ce qui a été le plus marquant est l'industrie automobile qui jusque dans les années 60 concevait des véhicules assez lourds (à quelques rares exceptions) avec des bâtis moteur en fonte et des carrosseries en acier qui pouvaient dépasser le millimètre d'épaisseur. A cette époque, ne se posait pas le problème de la vitesse (pas d'autoroute) ni celui de l'éco-conception. Depuis est apparu l'âge de l'allègement, pour rester dans le domaine de l'automobile, avec l'avènement des autoroutes et de nouveaux matériaux ont été mis au point. Il en est résulté l'apparition des résonances qui a entraîné la prédominance de la mécanique vibratoire et de l'acoustique dans la conception, comme nous le verrons dans le corps de l'exposé. Plus globalement, dans les années 60 et 70 la démarche de conception était encore empreinte de l'approche RDM classique et le traitement des problèmes vibratoires étaient traités *a posteriori* en cherchant des solutions pour piéger les ondes ou dégrader l'énergie vibratoire sur les chemins de transfert entre l'émetteur (par exemple un moteur d'automobile) et le récepteur (par exemple le conducteur), soit pour des raisons de confort, soit pour limiter la fatigue des structures et prolonger les durées de vie.

Aujourd'hui l'éco-conception vibroacoustique fait partie intégrante de la démarche et les caractéristiques dynamiques des matériaux deviennent incontournables.

Que se cache-t-il derrière le concept de caractéristique dynamique des matériaux ? Il faut tout d'abord savoir que tout matériau ou structure (au sens de l'assemblage de divers matériaux par des moyens aussi différents que le rivetage, le vissage, le soudage, le collage, le brasage...) soumis à des vibrations ne présentent pas un comportement purement élastique. Si c'était le cas le mouvement perpétuel aurait rencontré plus de succès. Rappelons que le mouvement perpétuel désigne l'idée d'un mouvement (générale-

ment périodique), au sein d'un système, capable de durer indéfiniment sans apport extérieur d'énergie ou de matière, ni transformation irréversible du système. Dans le monde réel rien n'est parfait et il y a dissipation d'énergie à toutes les échelles; tout d'abord au niveau des matériaux eux-mêmes, soit au niveau des assemblages, soit au niveau des interactions (couplage) entre la structure vibrante et le milieu environnant (air ou eau).

Il existe plusieurs mécanismes d'amortissement interne: l'amortissement intrinsèque (frottement intérieur) et l'hystérésis. Pour les premiers, on observe une constante de temps spécifique : l'énergie est dégradée de manière privilégiée autour d'une fréquence caractéristique. Quant aux mécanismes d'hystérésis, ce sont des processus qui dépendent du temps; ils absorbent de l'énergie à toutes les fréquences.

En fait, dans toute pièce de forme déterminée soumise à des sollicitations cycliques, deux phénomènes coexistent :

- un phénomène intéressant les mécaniciens qui cherchent à déterminer la fréquence propre de la vibration en connaissant le module d'élasticité (Module d'Young en Pa) et la masse volumique (f en kg/m^3) du matériau,
- un phénomène intéressant les physiciens qui cherchent à déterminer la réponse et les contraintes dans le matériau.

Si par exemple on frappe sur plusieurs barreaux de même géométrie dont l'un est en acier et les autres en fontes, le son émis n'est pas le même (premier phénomène) et la durée d'émission n'est pas la même (deuxième phénomène). La diminution d'amplitude du phénomène est plus rapide pour les fontes que pour l'acier, comme l'illustre la figure 3.

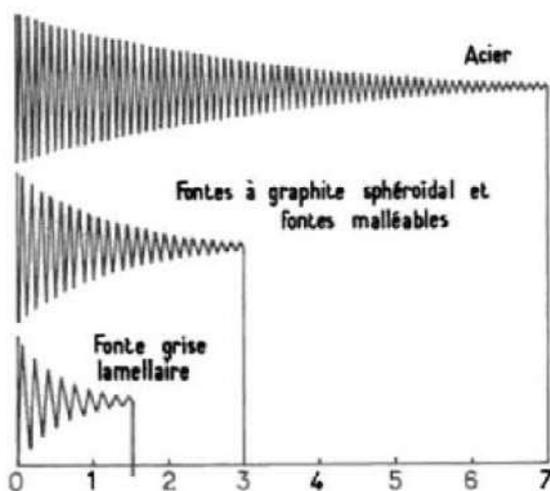


Fig. 3 : Atténuation des vibrations de l'acier et diverses fontes (unités arbitraires)

L'amplitude de la déformation cyclique est maximale lorsque la fréquence d'excitation est égale à la fréquence propre, on parle alors de résonance. En l'absence d'amortissement, la réponse serait infinie.

En réalité il n'en est rien, car si on trace un diagramme (contrainte appliquée sur déformation subie), on constate que sur un cycle complet on obtient une courbe fermée, dont l'aire représente l'énergie dissipée dans le matériau au cours d'un cycle (figure 4).

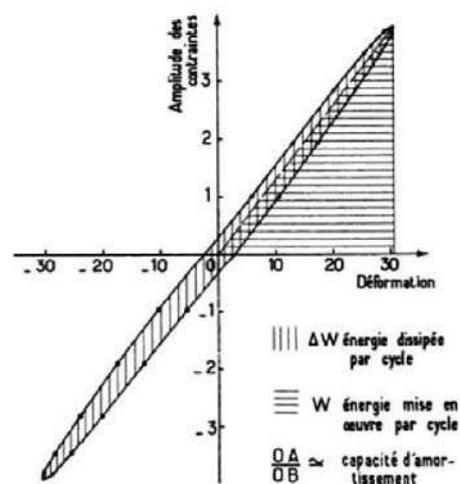


Fig. 4 : Cycle effort-déformation d'une éprouvette de fonte grise en vibration forcée (unités arbitraires)

Le facteur d'amortissement est une mesure du rapport de l'énergie dissipée par amortissement à l'énergie élastique conservée puis restituée durant un cycle de déformation sinusoïdale.

Le facteur de perte (loss factor) en traction est égal à :

- η : Facteur de perte (sans unité ou exprimé en %)
- ω : Fréquence angulaire en rd/s
- T : Température en $^{\circ}C$
- δ : Angle de déphasage en $^{\circ}$ entre la contrainte appliquée au matériau et sa déformation
- E', E'', E_c et E_d représentent respectivement le module de conservation d'énergie (partie réelle du module d'Young complexe) exprimé en Pa, le module de perte d'énergie (partie imaginaire du module d'Young complexe) exprimé en Pa, l'énergie conservée et l'énergie dissipée par unité de volume (J/m^3) durant un cycle de déformation sinusoïdale.

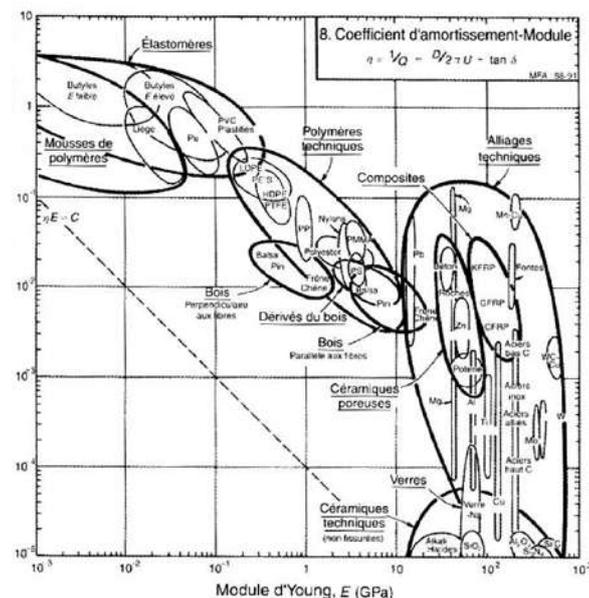


Fig. 5 : Diagramme amortissement- module d'Young (D'après M.F.Ashby-Choix des matériaux en conception mécanique)

A titre d'exemple la figure 5 présente pour les principales classes de matériaux, le diagramme amortissement – module d'Young à la température ambiante pour une plage de fréquence non précisée par l'auteur.

Une classe de matériaux moins connue doit être évoquée : les matériaux granulaires. Il s'agit de sable ou de matériaux pulvérulents comme par exemple la poudre de brique ou de pierre ponce. Ces matériaux sont en général introduits dans des cavités de structures (supports mécanosoudés ou bâtis de machines) soumises à des vibrations. Les micro-déplacements entre les grains entraînent une dissipation d'énergie s'apparentant à du frottement sec. C'est un mécanisme à seuil qui va dépendre du compactage et du niveau vibratoire. Par ailleurs, il est pratiquement insensible à la température, mais très sensible à l'humidité. Ces techniques ont été mise en œuvre sur des machines outils et des structures navales.

Caractérisation dynamique des matériaux

Nous avons mis en évidence au chapitre précédent qu'un matériau quelconque n'a pas une réponse purement élastique lorsqu'il est soumis à une sollicitation harmonique. Le phénomène de dissipation se traduit par une réponse déphasée par rapport à la sollicitation. Autrement dit si nous appliquons une déformation sinusoïdale à un échantillon d'élastomère sa réponse ne sera pas instantanée mais en retard par rapport à la sollicitation.

Nous avons donc en régime linéaire :

- une composante en phase avec le déplacement imposé (composante élastique)
- une composante en quadrature avec le déplacement imposé (composante dissipative)

Ce comportement se schématise comme suit, figure 6.

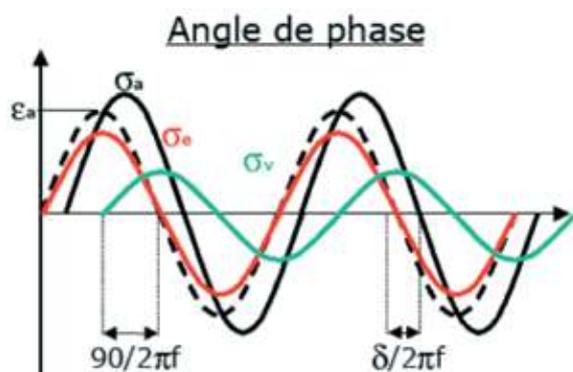


Fig. 6 : Relation contrainte σ déformation ϵ et déphasage δ

Dans la suite, nous focaliserons notre intérêt sur les matériaux polymères et élastomères qui prennent une part sans cesse grandissante dans la conception des structures et des objets de la vie courante depuis le simple absorbeur dynamique de la raquette de tennis jusqu'au dispositif de réduction des micro-vibrations générées par les roues d'inerties des satellites d'observation.

Ces matériaux sont entre autres sensibles à la température et à la fréquence et peuvent en fonction de ces paramètres se trouver à la température ambiante, soit dans un état solide (par exemple les matériaux composites), soit dans un état caoutchouteux (par exemple les moules silicone). En conséquence une large gamme de techniques complémentaires de caractérisations a été imaginée pour mesurer avec précision les caractéristiques dynamiques des matériaux qui serviront de données d'entrée pour la conception vibroacoustique.

Les divers principes de caractérisations sont :

- le rebondimètre,
- la méthode résonante en oscillation libre,
- la vibration forcée à la résonance,
- la vibration forcée en dehors de la résonance,
- la méthode de propagation d'onde.

Le rebondimètre

C'est un instrument principalement utilisé par les caoutchoutiers, qui permet de mesurer la résilience R d'un élastomère, figure 7. Un marteau en général de forme sphérique vient frapper un échantillon. La hauteur de rebond du marteau, exprimée en pourcentage de la hauteur initiale définit la résilience ou rebondissement. Les impulsions sont de courte durée (fréquences équivalentes entre 100Hz et 1000 Hz).

Ce dispositif est plutôt destiné à des mesures comparatives.



Fig. 7 : Rebondimètre Zwick 5109

Certains auteurs proposent une relation entre résilience et amortissement nécessitant de connaître la fréquence équivalente de l'impulsion.

Documents de référence - Normes : ISO 4651 Caoutchoucs et plastiques alvéolaires – détermination de la capacité d'amortissement dynamique

Pendule de torsion à oscillation libre

Dans ce type d'instrument un échantillon de géométrie connue est encastré dans un bâti à une extrémité et supporte à l'autre extrémité un volant d'inertie comme l'illustre la figure 8.



Fig. 8 : Pendule de torsion – oscillation libre

Ecarté de sa position d'équilibre les oscillations du pendule décroissent suivant des lois différentes en fonction du mécanisme de dissipation. Par exemple pour un matériau viscoélastique on observe une décroissance proportionnelle à la vitesse, figure 9 et pour un frottement solide (ou frottement sec) une décroissance indépendante de la vitesse, figure 10.

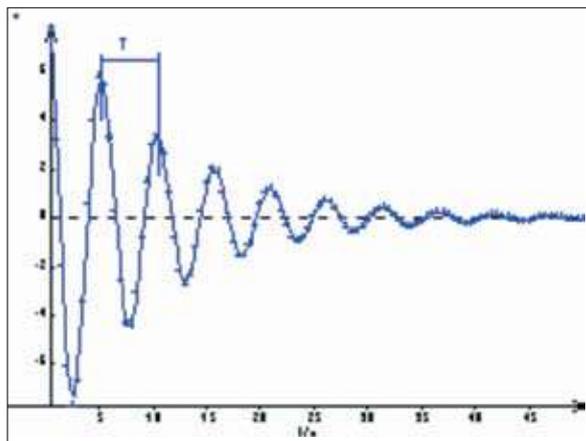


Fig. 9 : Frottement visqueux

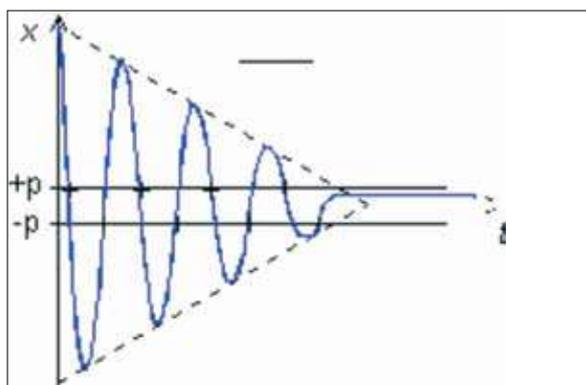


Fig. 10 : Frottement sec

La mesure de la pulsation et du décrément logarithmique permet de calculer les composantes réelle et imaginaire du module de cisaillement G du matériau. Dans ce qui suit nous ne nous intéresserons qu'au pendule équilibré (masse du volant d'inertie et du mors équilibré), cf. méthode B explicitée dans les normes.

$$G' = 4\pi^2 l (f_d^2 F_d - f_0^2) F_g$$

$$G'' = 4\pi^2 l f_d^2 (\Lambda - \Lambda_0) F_g$$

Avec :

F_g : facteur de correction égal à $3L/bh^3F_c$ pour une section rectangulaire (cf. norme ISO 4664-2 & 6721-2 pour autres sections) ;

F_c : facteur de correction géométrique égal à $1-0,63h/b$ quand $0 < h/b < 0,6$ et $0,843/(1+h^2/b^2)$ quand $0,6 < h/b < 1$;

l : moment d'inertie du volant (kg.m^2) ;

f_d : fréquence d'oscillation avec l'échantillon (Hz) ;

f_0 : fréquence d'oscillation sans l'échantillon (Hz) ;

b, h, L : respectivement, largeur, épaisseur et longueur entre mors de l'échantillon (m) ;

$F_d = 1 + \Lambda^2 / 4\pi^2$: facteur de correction à prendre en compte si $\Lambda > 1$ et égal à 1 si $\Lambda < 1$;

Λ : Décrément logarithmique égal à $\ln(X_i/X_{i+1})$ avec X_i et X_{i+1} amplitude de 2 oscillations consécutives (cf. norme ISO 4664-2 & 6721-2)

La fréquence de sollicitation est comprise entre 0,1 Hz et 10 Hz.

Documents de référence - Normes :

- ISO 4664-2 Rubber, vulcanized or thermoplastic – Determination of dynamic properties – part 2: Torsion pendulum methods at low frequencies.

- ISO 6721-2 Plastics – determination of dynamic mechanical properties – part 2: Torsion-pendulum method.

Vibration forcée à la résonance

Contrairement à l'analyse d'un échantillon, comme dans la plupart des méthodes que nous décrivons, la vibration forcée à la résonance s'apparente à l'analyse modale d'une structure plus ou moins complexe.

L'analyse modale est un outil efficace pour déterminer les propriétés dynamiques d'un système mécanique au travers de ses fréquences de résonance. (Fréquences propres, modes propres et amortissements modaux).

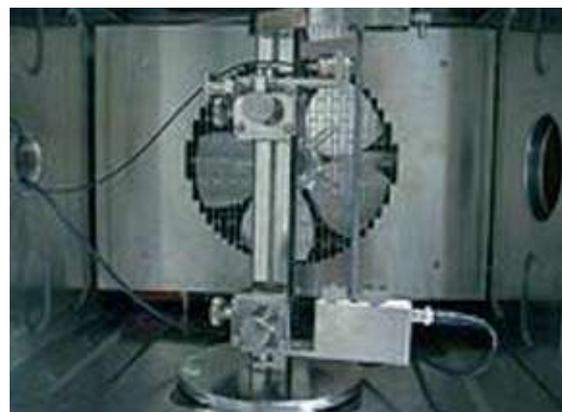


Fig. 11 : Banc Oberst en étuve

Basée sur ce principe, la méthode d'Oberst a fait l'objet de développement de bancs d'essais, figure 11.

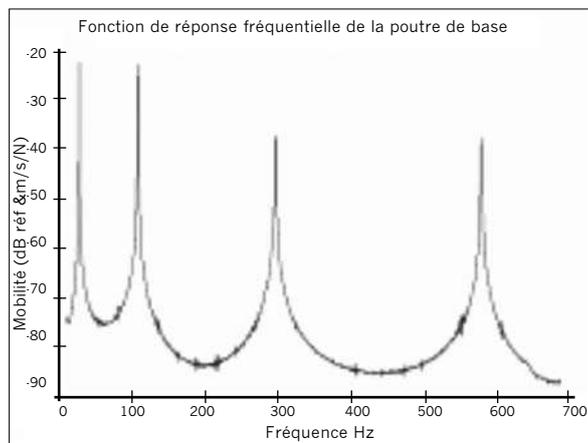


Fig. 12 : Réponse d'une poutre encastree

Le principe de l'analyse modale consiste à imposer une sollicitation de pulsation connue et de mesurer sa réponse. La fonction de transfert du système (rapport complexe entre le spectre de sortie et le spectre d'entrée) exprimée en module (figure 12) et phase permet de remonter aux caractéristiques du matériau.

Le spectre se compose d'une série de pics que l'on peut considérer en première approximation comme des systèmes à un degré de liberté (ddl) faiblement amortis.

En général, on utilise des structures de géométries simples comme des poutres avec des conditions aux limites connues. Dans ces conditions, il est possible d'extraire la valeur du module E (module d'Young) à partir de la fréquence de résonance.

$$E_n(f_n, T) = \frac{12 f_n^2 l^4 \rho}{h^2 C_n^2}$$

Avec :

- f_n : fréquence de résonance du mode n (Hz) ;
- l : longueur de la poutre (m) ; h : épaisseur de la poutre (m) ;
- ρ : masse volumique de la poutre (kg/m^3) ;
- C_n : coefficients (dépendent des conditions aux limites et de l'ordre modal) ;

Valeurs des coefficients pour une poutre encastree - libre
$C_1 = 0,5596$
$C_2 = 3,507$
$C_3 = 9,819$
$C_4 = 19,24$

L'amortissement se déduit par la largeur du pic à -3 dB, figure 13.

Dans les cas où les matériaux n'ont pas une tenue mécanique suffisante (par exemple élastomère ou matériau viscoélastique) on utilise des composites constitués d'une poutre métallique revêtue du matériau à caractériser, figure 14.

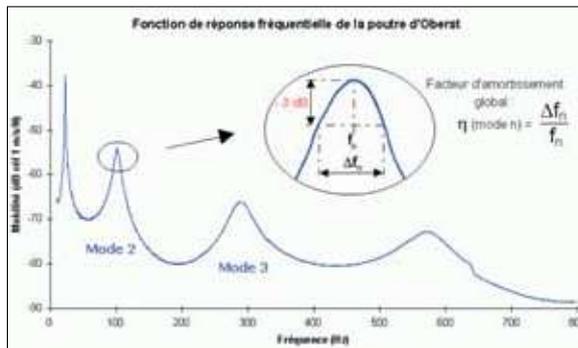


Fig. 13 : Calcul de l'amortissement par la méthode à -3 dB

Des modèles permettent de remonter aux caractéristiques du matériau de revêtement à partir des mesures de la fréquence de résonance et du facteur de surtension de la poutre composite.

La méthode Oberst pour les poutres composites présente des limitations en termes de précision. Il faut en effet que le couplage dynamique entre le matériau à tester et le matériau de la poutre de base soit suffisant pour remonter avec précision aux caractéristiques du matériau. (cf. Synthèse, figure 29).

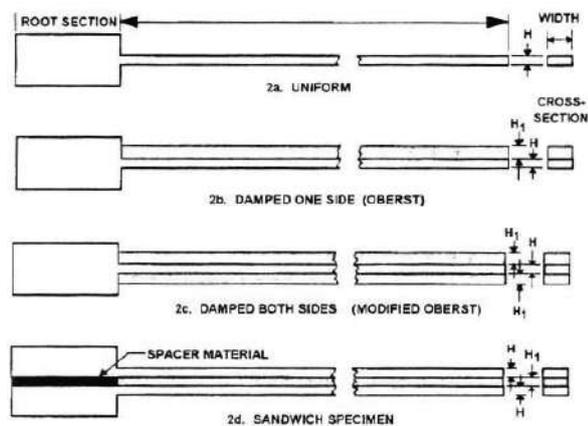


Fig. 14 : Poutres sandwich Oberst

Ce principe permet de couvrir une gamme de fréquences comprises entre 10Hz et 1kHz en quatre points (4 fréquences de résonance). La plage de température accessible par la mise en étuve du banc est comprise entre -30°C et +60°C. Notons que cette méthode n'est pas adaptée pour les amortissements supérieurs à 20%. De plus le taux de déformation dynamique varie et n'est pas maîtrisé autour de la résonance. En conséquence, cette technique ne s'applique bien que pour les matériaux linéaires (réponse indépendante du taux de déformation).

Documents de référence - Normes :

SAE international J 1637 – Laboratory measurement of the composite vibration damping properties of materials on a supporting steel bar.

ASTM E 756-05 – Standard test method for measuring vibration-damping properties of materials

Vibration forcée en dehors de la résonance

Cette technique de caractérisation concerne l'Analyse Mécanique Dynamique (AMD) ou Dynamic Mechanical Analysis (DMA) en anglais, elle met en œuvre la vibration forcée en dehors de la résonance.

Un déplacement d'amplitude A_0 est appliqué à l'échantillon et on mesure la force dynamique transmise F_0 . Ce qui revient à mesurer la raideur de l'échantillon en vertu de la relation classique de la RDM entre contrainte et déformation. Notons que cette grandeur (raideur) s'exprime en N/m, elle dépend de la géométrie de l'échantillon et n'est donc pas une caractéristique intrinsèque du matériau.

Comme nous l'avons déjà évoqué, la réponse des matériaux viscoélastiques à une sollicitation harmonique n'est pas instantanée, mais déphasée (voir figure 6). Les mesures sont traitées par transformée de Fourier rapide pour extraire le module et le déphasage entre signaux. Ensuite le passage aux caractéristiques intrinsèques du matériau (module de Young E , module de cisaillement G , module de flexion E_f , viscosité η ...) est obtenu par application d'un facteur de forme. A titre d'exemple la figure 15 présente un Analyseur Mécanique dynamique (AMD) METRAVIB.



Fig. 15 : Bâti DMA+ 150N (vue détaillée de la colonne de mesure)

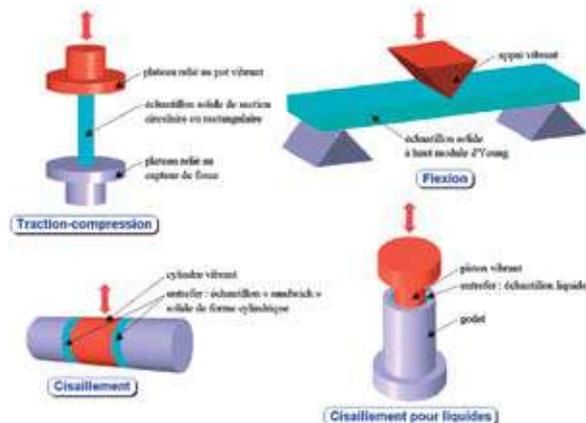


Fig. 16 : DMA - principaux modes de sollicitation

Les principaux modes de sollicitation sont illustrés figure 16. Pour chaque mode et une géométrie définie, un facteur de forme permet de passer de la mesure de la raideur aux caractéristiques intrinsèques du matériau.

Par exemple si nous choisissons le mode traction-compression le facteur de forme de l'éprouvette F_f (figure 17) est égal à :

$$F_f = h/S_e \text{ en } m^{-1}$$

Avec :

h : hauteur (m)

S_e : surface excitée (m^2)

En général les échantillons sont collés sur les interfaces mécaniques, ce qui se traduit lors des phases de compression et de tension par des déformations non uniformes des surfaces latérales (tonneau ou diabolo), figure 17.

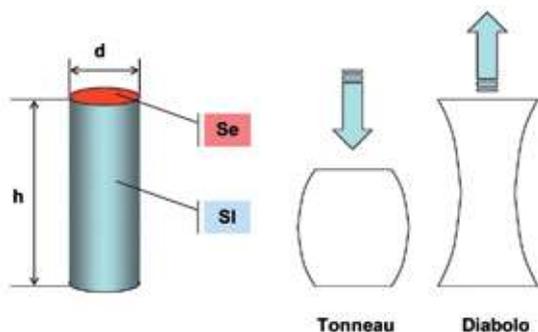


Fig. 17 : Modes de déformation d'un échantillon collé aux extrémités

Un facteur correctif F_c , permet de prendre en compte cet effet qui est d'autant plus marqué que le ratio diamètre sur hauteur est élevé.

$$F_c = \frac{1}{1 + 2 \left(\frac{S_e}{S_l} \right)^2}$$

avec : S_l = surface latérale (m^2)

Le mode de sollicitation traction-compression encasté n'est pas pur et fait intervenir les composantes E et G . Le préfixe 2 dans l'expression F_0 correspond au matériau incompressible pour lequel $E = 3G$ ou $\nu = 0,5$. Si cette hypothèse est satisfaisante pour les élastomères elle n'est qu'approchée pour d'autres matériaux, il faut alors tenir compte du coefficient de Poisson.

Finalement les mesures de la raideur en partie réelle k' et partie imaginaire k'' multipliées par les facteurs de forme et de correction donnent les composantes du module d'Young E^* .

$$E'(\omega, T) = k' F_f F_c = k_f F_f \cos(\delta)$$

$$E''(\omega, T) = k'' F_f F_c = k_f F_f \sin(\delta)$$

$$\eta = E''/E' = \tan(\delta)$$

Les principaux facteurs d'influence sur les propriétés dynamiques des polymères et des élastomères sont dans l'ordre : la température, la fréquence et le taux de déformation.

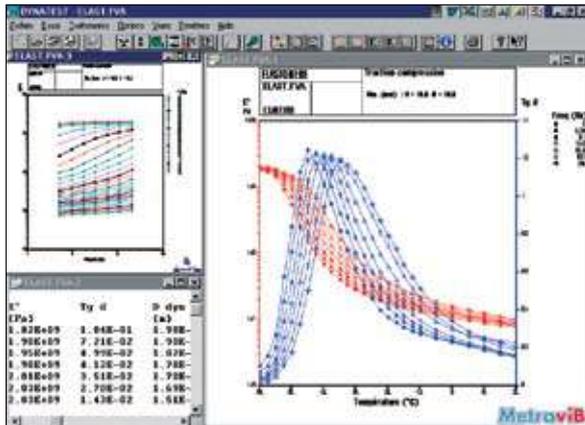


Fig. 18 : Spectre typique d'un élastomère (-60°C < T < 30°C ; 5Hz < f < 200Hz). Partie droite : isochrones ; partie gauche : isothermes

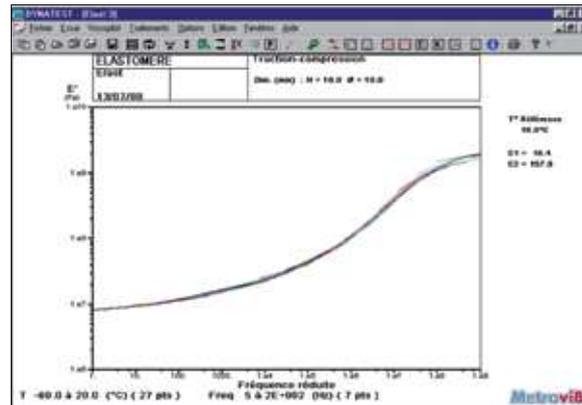


Fig. 19 : Courbe maîtresse pour une température de référence de 10°C (9 décades de fréquence de 1Hz à 10⁹Hz)

En partant des basses températures vers les hautes températures, le matériau viscoélastique passe (figure 18) :

- du domaine vitreux (les entités sont figées) où le module varie peu et où l'amortissement est faible, à la zone de transition vitreuse T_g dans laquelle il y a réarrangement des entités moléculaires.

Cette zone peut s'étendre sur plusieurs dizaines de degrés, le module peut varier de plusieurs ordres de grandeur et l'amortissement passe par un maximum caractéristique de la capacité du matériau à dégrader de l'énergie sous forme de chaleur; ou à un domaine caoutchoutique où les propriétés mécaniques se stabilisent et l'amortissement décroît.

Pour certains matériaux (par exemple thermoplastiques), le plateau est suivi d'une zone de fusion accompagné d'une chute de module et d'une augmentation de l'amortissement (on tend vers le fluide visqueux pour lequel la force est proportionnelle à la vitesse ce qui correspond à une tangente de l'angle de perte infinie).

L'influence de la fréquence est inverse. Plus elle croît et plus le module augmente pour décrire le comportement inverse à celui observé lorsque la température augmente.

Schématiquement nous pouvons dire que :

- lorsque la température augmente à fréquence imposée, la mobilité des chaînes croît et tend à faire chuter le module (augmentation de l'entropie);
- lorsque la fréquence augmente à température fixe, le matériau qui est défini par un temps caractéristique (en fait une distribution de temps de relaxation) va répondre différemment suivant que la fréquence de sollicitation est inférieure ou supérieure à ce temps.

Nous venons de voir que l'augmentation de la température d'une certaine valeur conduit aux mêmes changements des propriétés qu'une diminution appropriée de la fréquence et inversement. Pour le module d'un matériau homogène, amorphe et isotrope, la relation s'écrit :

$$M(T_1, f_1) = M(T_2, f_2)$$

Cette relation traduit le principe de superposition temps-température qui permet d'élargir artificiellement le domaine de fréquence expérimental (limité pratiquement à quelques décades), figure 19.

Le principe d'équivalence temps-température est loin de s'appliquer en toute circonstance. Il est limité à un domaine de température compris entre la température de transition T_g et T_g+100°C et n'est valide que si tous les temps de relaxation ont la même loi de dépendance avec la température.

Toutefois, cette approche reste très riche pour aider les ingénieurs à dimensionner des dispositifs de réduction des nuisances vibroacoustiques. Cette technique permet aussi d'obtenir des informations sur le comportement non linéaire des matériaux chargés, comme par exemple les élastomères, figure 20.

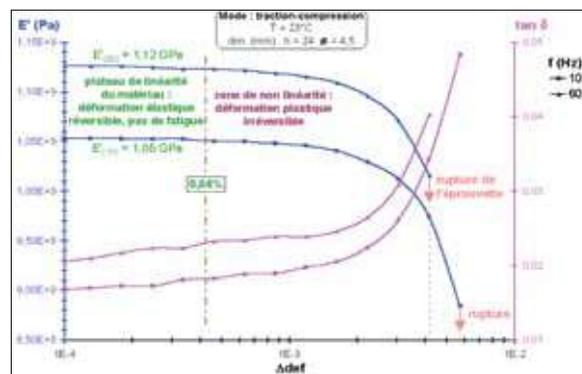


Fig. 20 : Influence de Δdef sur les propriétés dynamiques

L'analyse présentée ci-après met en évidence une chute de module accompagnée d'une augmentation d'amortissement lorsque l'amplitude de sollicitation augmente. Ce phénomène s'explique par une destruction réversible des agrégats de charges (noir de carbone ou silice). Dans le cas présent, le traitement des signaux se limite au fondamental, ce qui rend l'exploitation incomplète du fait de l'apparition d'harmonique.

Un traitement plus sophistiqué d'analyse harmonique proposé en post-traitement permet d'évaluer les ordres et les poids de ces composantes qui sont une aide à la compréhension des mécanismes physiques mis en jeu, figures : 21a & 21b, page suivante.

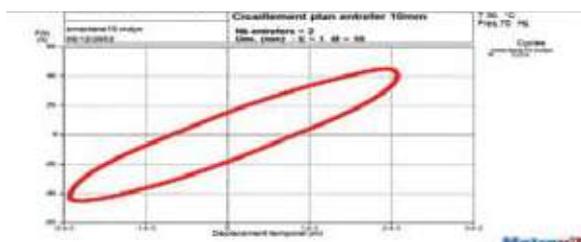


Fig. 21a : Analyse sur le fondamental

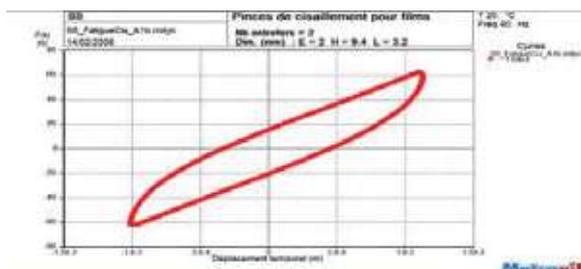


Fig. 21b : Analyse incluant les harmoniques

La versatilité de cette technique en fait un outil incontournable du laboratoire d'application industriel aussi bien pour la mise au point de formulations que pour le contrôle qualité. L'industrie du pneumatique utilise largement cette technique, ce qui a conduit quelques constructeurs à développer des systèmes robotisés permettant le contrôle automatique d'une centaine d'échantillons sans intervention d'un opérateur. Les grandes manufactures de pneumatiques se sont équipés de parcs de matériels robotisés, figure 22.



Fig. 22 : Parc de matériels robotisés METRAVIB

Les principales caractéristiques des instruments DMA sont :

- une plage fréquentielle s'étendant du continu à quelques centaines de Hz, voire le kHz,
- un domaine de températures comprises entre -150°C et 600°C,
- des efforts disponibles (y compris superposition de signaux statique et dynamique) de l'ordre de quelque N à plusieurs milliers de N,

- des dynamiques de déplacement comprises entre quelques microns et supérieures à quelques cm,
- des moyens de pilotage logiciel pour divers types de régulation : force, contrainte, déplacement, déformation imposés, vitesse de déformation imposée, formes d'ondes pour certains (sinus, 1/2 sinus, haversine, quelconque...).

Documents de référence - Normes :

- ISO 6721 Determination of dynamic mechanical properties Part 1 : general principles
- Part 4 : tensile vibration – non-resonant method
- Part 5 : flexural vibration – non-resonant method
- Part 6 : shear vibration – non-resonant method
- Part 7 : torsional vibration – non-resonant method

Propagation des ondes

L'étude de la propagation des ondes ultrasonores dans un solide fournit des informations sur la vitesse de celles-ci et sur les pertes d'énergie associée à leur propagation, figure 23.

Il existe deux principaux types d'ondes :

- lorsque les déplacements de matière au passage de l'onde sont parallèles à la direction de propagation, il s'agit d'une onde longitudinale ; les déplacements génèrent des variations de pression et donc de volume. Ces ondes se propagent dans tous les milieux (gaz, liquide, solide),
- lorsque les déplacements sont perpendiculaires au vecteur d'onde, les ondes sont dites transversales. Elles n'entraînent pas de variation de volume mais induisent des contraintes de cisaillement. Il s'ensuit que ces ondes ne peuvent pas se propager dans des milieux dépourvus de module de cisaillement.

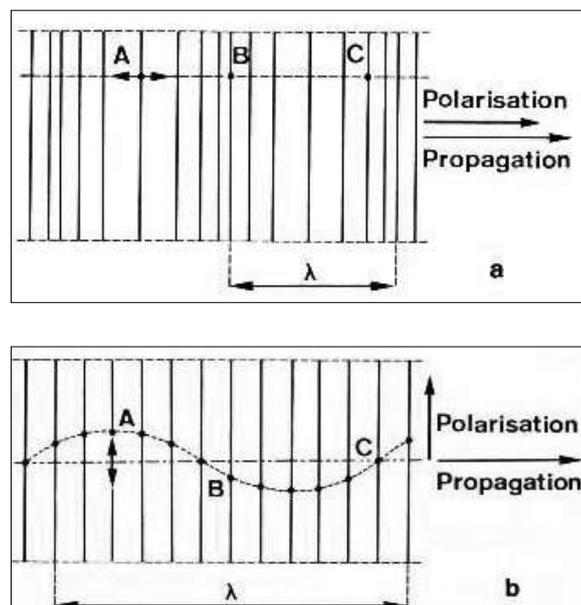


Fig. 23 : Propagation des ondes US.
a - longitudinale ; b - transversale

Plusieurs techniques de mesures sont possibles : La génération du train d'onde est en général obtenue avec des céramiques piézoélectriques ou des quartz polarisés de manière à générer le type d'onde recherché.

Les céramiques peuvent être en contact (mode direct) avec le matériau à caractériser ou couplées par un fluide (mode immergé). Ce dernier permet de faire varier l'angle d'incidence du faisceau d'ultrasons par rapport à la face de l'échantillon et ainsi de déterminer les caractéristiques de matériaux anisotropes, figure 24.

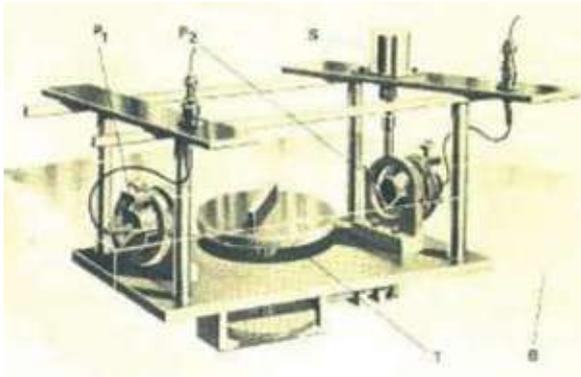


Fig. 24: Cuve de mesure US. D'après B.E Read & G.D Dean The determination of dynamic properties of polymers and composites

Les mesures au contact permettent de caractériser les matériaux homogènes. Un exemple est fournit figure 25. L'échantillon de petite taille est placé entre deux buffers métalliques jouant le rôle de ligne à retard.

Les générateurs piézoélectriques (5 MHz) d'ondes longitudinales et transversales sont mis en pression de part et d'autre des buffers. L'ensemble est positionné dans une enveloppe thermostatée.

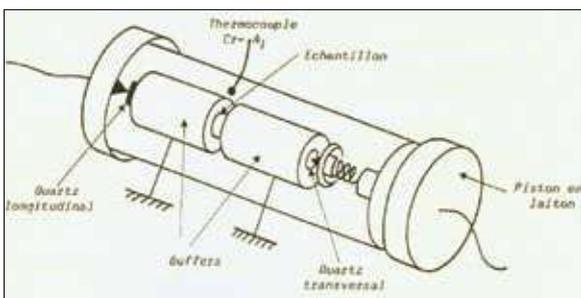


Fig. 25 : Dispositif de mesure US. D'après M .Salvia Thèse : Propriétés dynamiques des propergols solides

Ce dispositif a permis la mesure simultanée des vitesses de propagation longitudinale et transversale en fonction de la température en dessous de la température de transition T_g (voisine de -80°C). En effet autour et au-dessus de T_g l'absorption dans le matériau est telle que l'écho disparaît. Les résultats de la mesure de la vitesse Transversale et du calcul du module de cisaillement pour une matrice Polybutadiène à différents taux de charges sont regroupées figures 26.

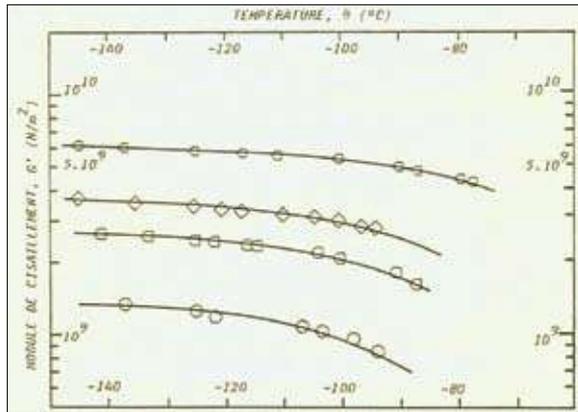


Fig. 26 : Module de cisaillement vs V_t pour différents taux de charge. D'après : idem 25

A partir des résultats précédents et de la mesure de la vitesse transversale V_t , le coefficient de Poisson est calculé, figure 27.

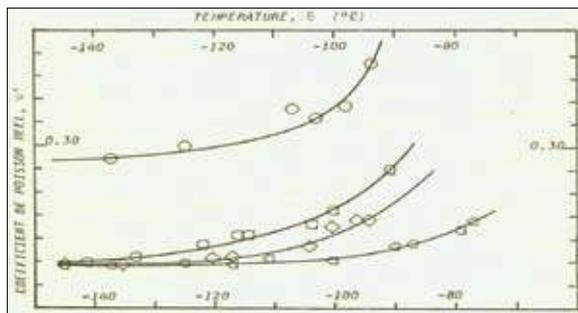


Fig. 27 : Calcul du coefficient de Poisson

Sur le plateau vitreux, le coefficient de Poisson varie entre 0,25 et 0,30 respectivement pour la matrice chargée et la matrice pure. Autour de T_g le coefficient augmente rapidement pour atteindre une valeur voisine de 0,5.

Il est remarquable de noter que cette technique est unique pour la caractérisation dynamique complète d'un solide. En effet la mesure simultanée des vitesses longitudinale et transversale suffit pour remonter au module de cisaillement G et au module de plaque $L = \lambda + 2G$, connaissant la masse volumique. À partir de ces grandeurs il est alors possible de calculer : le module d'Young E , le module de compressibilité volumique B et le coefficient de Poisson ν .

La gamme de fréquence accessible se situe entre quelques centaines de kHz et plusieurs MHz. Dans ce domaine de fréquence les amplitudes des ondes sont très faibles et par conséquent les taux de déformation appliqués à l'échantillon restent très faibles. Il faut de plus que les dimensions latérales de l'échantillon soient très supérieures à la longueur d'onde de l'excitation de manière à se placer dans un mode de propagation longitudinale en onde plane. Les mesures en température sont possibles et sont limitées par la tenue des interfaces et de la température de Curie des éléments piézoélectriques.

Documents de référence - Normes :
ISO 6721 Determination of dynamic mechanical properties
Part 8: longitudinal and shear vibration – wave propagation method.

Synthèse

Ce chapitre nous a permis de passer en revue les principales techniques de caractérisation des matériaux : les méthodes quasi-statiques, les méthodes vibratoires et les méthodes propagatives. L'échelle des fréquences couvre plus de 16 décades, figure 28. Il est illusoire de trouver une technique expérimentale qui couvre un tel domaine, chaque méthode recouvre 3 à 4 décades au maximum, sauf pour les vibrations forcées qui peuvent être utilisées jusqu'à 10^{-4} voire 10^{-5} Hz, fréquences qui demandent une grande patience et nécessitent que l'on s'assure de la stabilité de l'environnement sur plusieurs périodes, soit plusieurs fois 28h pour une fréquence de 10^{-5} Hz !

D'autre part, les principes mis en œuvre ne sont pas équivalents, pour les uns il s'agit de générateurs d'efforts et pour les autres de générateurs de déplacement. Tout ceci n'est pas très grave tant que nous avons affaire à des comportements linéaires, ce qui n'est pas le cas le plus répandu dans la nature. Dans les conditions de linéarité, le principe de superposition temps-température vient à notre secours comme nous l'avons vu au chapitre 2-4.

A titre d'exemple un caoutchouc standard chargé de noir de carbone ou de silice présente un comportement non linéaire dès un taux de déformation dynamique de l'ordre de 10^{-3} , voire dans certains cas 10^{-4} !

Notons que l'AMD est parmi les techniques de caractérisation présenté ci-dessus, la technique la plus répandue depuis une vingtaine d'années, compte tenu de la précision des mesures et de sa grande flexibilité (du fluide au solide en laissant à l'utilisateur le choix du porte échantillon).

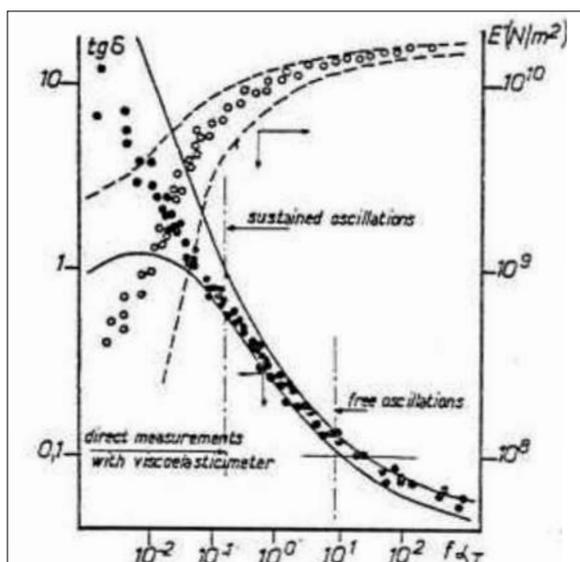


Fig. 28 : Les méthodes de caractérisation dynamiques – synthèse

La figure 28, synthétise l'ensemble des informations relatives à la caractérisation dynamique et peut être un guide pour cibler la méthode de caractérisation la mieux adaptée au problème à traiter.

Un dernier point mérite notre attention : Toutes les méthodes sont-elles équivalentes d'un point de vue de la précision des résultats ?

Nous ne rentrerons pas totalement dans ce débat qui mériterait un article à lui seul. Toutefois, nous pouvons donner quelques ordres de grandeur du point de vue de la métrologie. Tout d'abord, aujourd'hui tous les instruments sont numériques et les informations analogiques issues des capteurs sont numérisées par des cartes d'acquisitions. Le marché nous propose des cartes 12bits, 16bits voire plus. Les erreurs de numérisation qui en découlent sont très faibles aussi bien pour les mesures d'amplitudes que de phase entre signaux. Notons qu'il est courant de retrouver ces précisions sur les plaquettes des principaux acteurs du marché de l'instrumentation dynamique. Par contre, il y a des paramètres de la chaîne en aval de la carte d'acquisition de mesure qui sont plus sensibles. En général un instrument de caractérisation dynamique possède deux voies de mesure, par exemple une mesure d'effort et une mesure de déplacement. Les capteurs et les conditionneurs ne sont pas parfaits. Ils présentent une sensibilité que l'on exprime en volt par unité physique. Les étalonnages des voies de mesures sont réalisés en général à partir d'étalons secondaires qui permettent d'atteindre des précisions de l'ordre de 1% à 2% au mieux. Deux voies de mesure égale 2% à 4% de précision. Il est possible d'améliorer ces valeurs en se référant à des étalons de raideur.

En ce qui concerne la phase, il faut compter avec les déphasages des conditionneurs. Pour pallier cette difficulté, quelques fabricants proposent un tarage électronique qui permet de soustraire les déphasages électroniques des mesures de phase pour remonter à une phase mécanique vraie. Une précision de la fraction de degré est alors courante. Nous ne sommes pas encore au bout de nos peines ; en effet nous avons montré au chapitre 2-4 que le rapport force sur déplacement donne la raideur de l'échantillon en N/m. Mais nous savons aussi que la raideur n'est pas une grandeur intrinsèque (elle dépend des dimensions). Remonter à un module nécessite de prendre en compte la géométrie de l'échantillon. Les dimensions doivent donc être mesurées précisément et l'incertitude géométrique sera d'autant plus faible que la taille de l'échantillon sera grande. Il reste un dernier paramètre, la température. Nous avons vu que cette dernière est la plus influente en particulier dans la zone de transition des polymères. L'instrumentiste doit donc porter une attention toute particulière à la classe des sondes de température, au type de conditionneur et aux gradients thermiques dans les fours.

Cet inventaire n'a pas pour but de perturber le lecteur, mais de montrer le grand nombre de paramètres qu'il est nécessaire de maîtriser pour réaliser des mesures reproductibles et fiables. Les principaux construc-

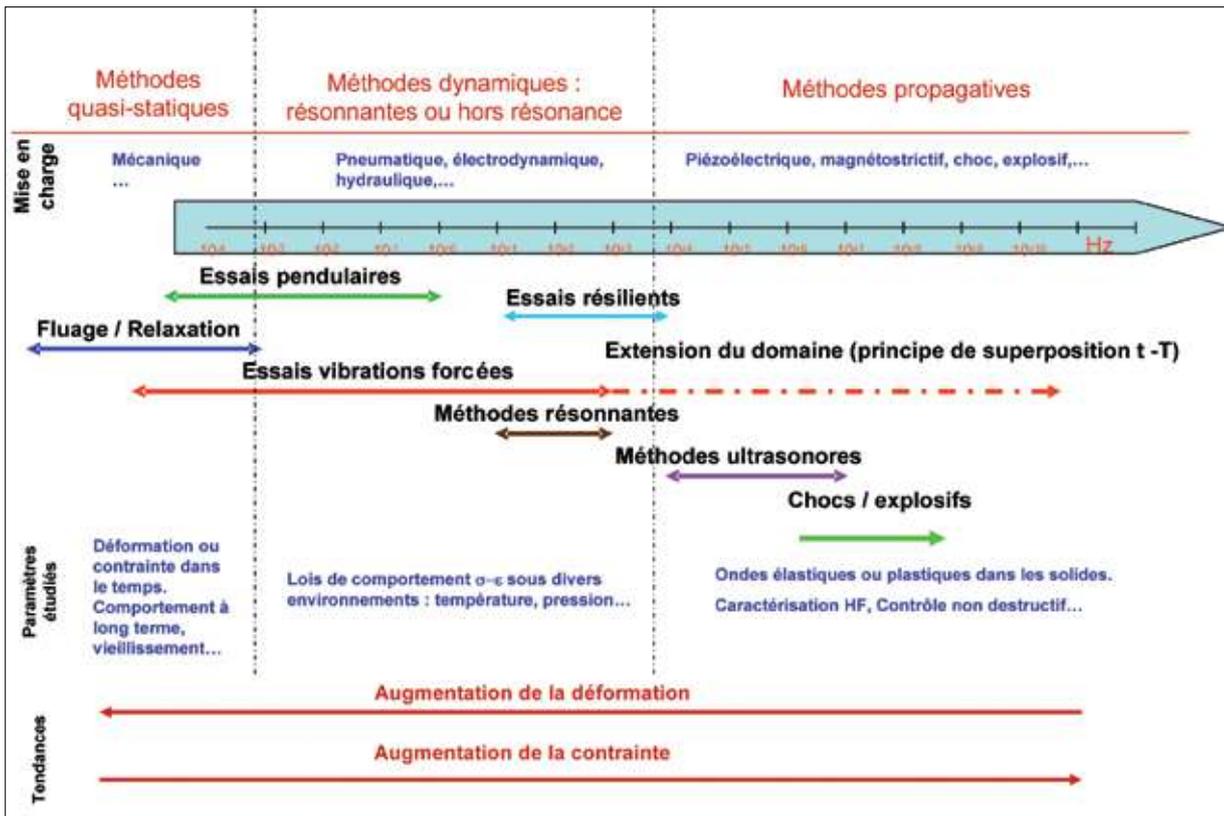


Fig. 29 : Comparaisons des erreurs observées par mesures directe et indirecte (Oberst) d'un verre St Gobain à la température de référence de 400°C

teurs maîtrisent et mettent en œuvre des procédures qui permettent d'atteindre des précisions remarquables compte tenu de la complexité de la mesure. Tout ce que nous venons d'expliquer concerne les mesures directes en vibration forcée en dehors de la résonance. Pour les méthodes indirectes le sujet est tout aussi sensible voire plus. A titre d'exemple nous avons comparé les incertitudes de mesures d'un verre d'oxyde par une méthode directe (pendule de torsion en oscillations forcées) et par la méthode d'Oberst. Cette dernière nécessite de déposer le verre sous forme de poudre sur une poutre métallique et de porter l'ensemble à haute température jusqu'à fusion (principe d'émaillage).

La figure 29 illustre les résultats obtenus et met en évidence une augmentation drastique de l'erreur de mesure d'autant plus importante que la température augmente. Ce phénomène est lié au fait que dans la méthode d'Oberst nous mesurons un composite verre-métal (revêtement simple) et qu'il est nécessaire de passer par un modèle pour extraire de cette mesure les caractéristiques du verre. Plus précisément lorsque le verre est à l'état solide, il possède un module élevé et on a un bon couplage dynamique entre les deux constituants. Plus la température augmente et plus le contraste de caractéristique augmente. Autrement dit l'apport du verre à la rigidité dynamique du composite chute et contribue à l'imprécision sur sa caractéristique.

Références bibliographiques

- [1] M.F.Ashby, Choix des matériaux en conception mécanique, DUNOD 2000
 - [2] B.J.Lazan, Damping of materials and members in structural mechanics, Pergamon press 1968
 - [3] CRC materials Science and Engineering, CRC Press
 - [4] Handbook of Industrial Materials, Elsevier Advanced Technology 1992
 - [5] Bases de données web : <http://www.matweb.com>, <http://www.smirit.fr>
- Bibliographie : Instrumentation**
- [6] B.E.Read & G.D.Dean, The Determination of Dynamic Properties of Polymers and Composites, Adam Hilger Ltd Bristol 1978
 - [7] Kevin.P.Menard, Dynamic Mechanical Analysis / A practical introduction, CRC Press LLC
 - [8] T.Hatabeyama & F.X.Quin, Thermal Analysis, John Wiley & Sons 1999
 - [9] K.Waters, Rheometry, Chapman and Hall 1975
 - [10] R.W.Whorlow, Rheological Techniques, John Wiley & Sons 1980
 - [11] Michael Sepe, Dynamic Mechanical Analysis for Plastics Engineering, Penstics Design Library 1998
- Bibliographie : Viscoélasticité**
- [12] J.D.Ferry, Viscoelastic Properties of Polymers, John Wiley & Sons
 - [13] C.G'sell & J.M.Haudin, Introduction à la mécanique des polymères, INPL 1995
 - [14] Jo Perez, Physique et mécanique des polymères amorphes, Tec & Doc 1992
 - [15] Jo Perez, Matériaux non cristallins et science du désordre, Presses polytechniques et universitaires Romandes 2001
 - [16] Eric Ungar, Acoustics from A to Z, Sound and Vibration 2002
 - [17] Ressources Web: http://en.wikipedia.org/wiki/Dynamic_Mechanical_Analysis
<http://fr.wikipedia.org/wiki/Viscoanalyseur>