

# Projet MQ04

## Supports pour machines vibrantes



*FIG 1 - Gamme de support élastomères Paulstra Industry*



<b>Introduction</b>	<b>3</b>
<b>Problème et hypothèses</b>	<b>4</b>
Contexte	4
Restriction du cadre de l'étude, choix de simplification et choix de modèle	4
détermination de l'effort de coupe transmise au carter	5
Détermination de la fréquence transmise au carter	6
Caractéristiques machines	8
<b>Identification des paramètres et sélection de matériaux</b>	<b>10</b>
Diminuer la transmission d'effort	11
Identification	11
Microstructure	15
Sélection	17
Diminuer l'échauffement	19
Identification	19
Microstructure	20
Sélection	21
Assurer la tenue mécanique	23
Identification	23
Microstructure	23
Sélection	24
Absorber les vibrations	26
Sélection finale et autres critères	27
Rappel des caractéristiques recherchées	27
Sélection de matériaux possibles	27
Avantages et inconvénients des élastomères pour notre problème	27
Etat de l'art	29
<b>Modélisation du comportement vibratoire</b>	<b>30</b>
Hypothèses et théorie	30
Modélisation du système en vibration	30
Modélisation des propriétés dynamiques des élastomères	32
Validation du modèle en fluage	34
Application à des élastomères utilisés en antivibratoire	36
Critères de choix	36
Application avec de réels élastomères	38
Bilan	44
<b>Aspects économiques, de faisabilité et écologiques</b>	<b>45</b>
<b>Conclusion</b>	<b>48</b>
<b>Bibliographie</b>	<b>49</b>
<b>Bibliographie des figures</b>	<b>52</b>
<b>Annexe A - Fluage d'élastomère</b>	<b>54</b>

# Introduction

Ce rapport a pour but de décrire l'approche d'ingénierie relative à une solution technique visant à amortir les vibrations transmises par une structure massive au sol.

Il est question de modéliser de la façon la plus simple possible (tout en restant assez précise) le comportement vibratoire du système choisi : une fraiseuse à commande numérique, afin de détailler le cahier des charges de la structure en polymère à dimensionner par la suite.

Nous abordons par la suite les différentes physiques (vibratoires, thermiques, tenue mécanique, énergétique) relatives aux phénomènes d'amortissement des polymères, en faisant un liant constant entre la modélisation théorique, la compréhension du phénomène microstructurale et l'affinement du choix du polymère candidat à l'aide d'une banque de donnée de caractéristiques matériaux.

La modélisation du comportement vibratoire de la structure avec les polymères retenus sera finalement réalisée, afin de déterminer les configurations dimensionnelles de la structure, et valider le respect des exigences du cahier des charges.

Enfin, une étude économique, de faisabilité (procédé de mise en forme) et écologique (recyclabilité) complètera l'analyse pour porter le choix final du matériau candidat à l'amortissement des vibrations de la fraiseuse à commande numérique choisie.

Il ne sera en revanche pas question dans ce rapport de l'étude de solutions utilisant le couplage de structures polymères-ressorts de compression métalliques, qui sont également utilisés dans l'industrie. Le but est de vérifier si les polymères peuvent jouer le rôle d'amortissement attendu et quelles seront leurs limites dans ce cadre.

# I. Problème et hypothèses

## 1. Contexte

Sans amortissement, la machine vibre et le sol étant d'une rigidité proche de la machine, celle-ci va se déformer et entraîner des chocs au niveau des liaisons. Cela aura pour effet d'augmenter l'usure de la machine et surtout de diminuer la qualité de l'usinage à cause des imprécisions (phénomène de broutage).

Il n'est pour autant pas possible de laisser la machine se déplacer sur de trop grande amplitudes (avec par exemple un support extrêmement souple) au risque de lui faire perdre sa stabilité ou d'introduire d'autres effets dynamiques sur les liaisons.

Notre objectif est d'avoir une transmission d'une atténuation des forces de la machines vers le sol d'au moins 80%.

Pour mener notre étude, nous avons besoin de connaître le comportement vibratoire de la machine, à savoir sa masse, la section au sol, la fréquence de son déplacement en fonctionnement sur un sol non amorti. Il s'agira pour cela dans cette première partie de définir :

- les caractéristiques de la machine étudiée (sa masse, sa section au sol)
- les conditions de fonctionnement choisies de l'étude pour déterminer approximativement la force créer par les efforts de coupe sur le carter, ainsi que la fréquence à laquelle va vibrer le carter sur un sol non amorti.

Nous serons alors en mesure de déterminer les différentes réponses du système soumis à une solution d'amortissement constitué de polymères, qui sera finalisée en quatrième partie.

## 2. Restriction du cadre de l'étude, choix de simplification et choix de modèle

Après des recherches sur l'existence d'un modèle ou d'une mesure expérimentale du déplacement relatif du carter par rapport à un sol non amorti, nous avons été contraint, par manque d'informations, de faire des hypothèses fortes :

Comme la détermination du déplacement relatif du bâti par rapport au sol (sans support) n'est pas accessible (aussi bien expérimentalement que théoriquement) et dépend de la masse du carter, et des vibrations internes.

Il existe en revanche de nombreuses études relatives au mouvement de la broche-outil par rapport au bloc usiné. Finalement, nous avons retenu l'hypothèse que le déplacement relatif de l'outil par rapport au bloc de métal usiné avait la même fréquence de déplacement que celle du déplacement de l'ensemble du carter par rapport au sol.

Pour faire l'hypothèse d'une fréquence de déplacement parfaitement transmise entre l'outil et le carter, il faut négliger les amortissements diverses, liés aux liaisons, transmission de puissance et frottement internes.

Pour modéliser le déplacement du carter avec le système d'amortissement que nous proposerons dans les parties suivantes, il nous faut alors la force dynamique appliquée au carter. On va donc déterminer les amplitudes des efforts de coupe  $F_0$  de l'outil sur le bloc qu'il usine, qui dépendent des conditions de coupe qu'on va fixer par la suite. On supposera alors que notre outil, une fraise, fait un surfacage en balayant un plan vertical du bloc, ce qui implique un effort de coupe sinusoïdal  $F$  sur l'axe verticale du bloc, transmise au bâti.

a. détermination de l'effort de coupe transmise au carter

Pour définir l'ensemble des paramètres de coupe, on se place dans une situation stable selon l'étude tirée de l'article "Modélisation du comportement dynamique non linéaire d'un système machine-outil-pièce lors d'une opération de fraisage" de Hédi Yengui, accessible depuis le site archives-ouvertes.fr.

paramètres	$f_z$	$a_p$	D	N'	N	M	t
description	avance par dent	profondeur de passe	diamètre de la fraise	vitesse de rotation de la broche	fréquence de rotation de la broche	masse de la broche+fraise	temps
unités	mm/dent	mm	mm	tour/min	Hz	kg	s
valeur	0.1	1	40	500	8.33	3.036	variable

Pour déterminer les efforts de coupe  $F(t)$ , on utilise le modèle d'effort de Zaman et Al, utilisé dans l'étude, qui est le suivant :

Model	Tangentiel	Radial	Année
Auteur			
Altintas, Zaman	$F_t = a_p \cdot K_{tc} \cdot h + a_p \cdot K_{te}$	$F_r = a_p \cdot K_{rc} \cdot h + a_p \cdot K_{re}$	1995,2000

FIG 2 - Modèle Zaman et Al

Avec  $K_{tc}$ ,  $h$ ,  $K_{te}$ ,  $K_{rc}$ ,  $K_{re}$  des constantes obtenues par les conditions d'usinage posées précédemment, en considérant l'usinage d'un acier doux ( $0.02\%C < 0.2$ ).

Après étude des courbes obtenues on obtient un effort de coupe périodique dans une direction, d'amplitude maximale  $F_0 = 2\,000$  N et de fréquence 44Hz.

On va maintenant déterminer la fréquence du déplacement du carter par rapport au bâti, selon un autre modèle ne dépendant pas de la masse (et donc du modèle) du carter de la fraiseuse.

La détermination de la fréquence de déplacement  $f$ , combinée à la force dynamique  $F_0$  transmise au carter, nous permettra dans la quatrième partie, de déterminer le déplacement de la machine considérée comme infiniment rigide, sous l'effet de la solution amortissante que nous testerons.

b. Détermination de la fréquence transmise au carter

Il existe de nombreuses études modélisant le mouvement d'une fraise solidaire de la broche en rotation, par rapport au bloc de métal usiné solidaire du carter, comme le modèle de Smith et Tlusty (voir figure suivante).

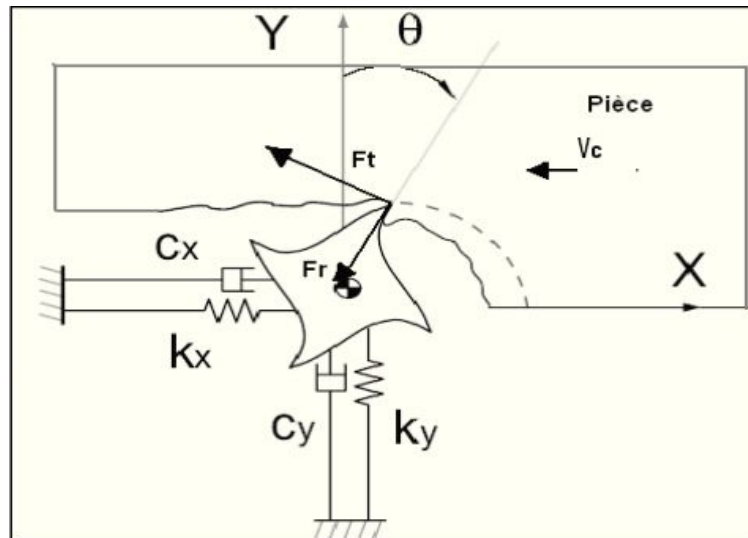


FIG 3 - Modèle vibratoire 2D pour retrait de matière

Ce système ne décrit pas entièrement la réalité du phénomène que nous tentons d'étudier, puisque nous nous intéressons au mouvement relatif carter/sol et non fraise/bloc à usiner.

Cependant, par défaut, nous avons décidé de considérer la masse de la fraiseuse et de la broche comme suffisamment important pour transmettre la fréquence de déplacement à l'ensemble du carter de la machine.

En réalité, des amortissements diverses, liés aux liaisons, transmission de puissance et frottement internes interviennent, décalant la fréquence du déplacement du carter. Cependant, notre modélisation comprenant déjà des amortisseurs, nous avons fait la simplification que la réponse aux efforts de coupe de la broche et de la fraise étaient en phase avec les vibrations résultantes du carter.

Ainsi, cette première approche est tout à fait critiquable, mais nous ne souhaitons pas nous aventurer dans des modélisations vibratoires plus complexes, alors que le centre du sujet se situe avant tout dans la justification de l'utilisation de polymères dans le cas traité.

Nous retenons donc le modèle de Smith et Tlusty pour la suite de notre étude. Cette modélisation revient à poser le problème sous le système matriciel suivant :

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\}$$

Avec :

- $[M]$  : matrice de masse (outil+broche)
- $[C]$  la matrice d'amortissement de la liaison bâti-(fraise+broche)
- $[K]$  la matrice de raideur de la liaison bâti-(fraise+broche)
- $X(t)$  le vecteur de déplacement de la broche-outil par rapport au carter, assimilé dans nos hypothèses à un déplacement ayant la même fréquence que celui du carter avec le sol non amorti.
- $F(t)$  les efforts de coupe distribués sur la zone de contact fraise/matière, assimilés dans nos hypothèses à celles transmises entre le carter et le sol.

On réalise la modélisation avec le temps  $t$  (s) comme variable. On obtient alors le déplacement verticale du carter en fonction du sol non amorti, en fonction du temps, en considérant nos hypothèses simplificatrices.

On obtient un déplacement verticale stable de la broche-outil par rapport au bâti (voir Figure 4). Le système est régi par deux fréquences, une réponse assimilable à un signal porteur de fréquence proche de la fréquence d'excitation, de 44 Hz, et de demi amplitude 0.875mm, et une réponse assimilable à un signal modulant de fréquence 4Hz.

Le déplacement est donc :

$$y(t) = 0.875 * \sin(8\pi * t) * \sin(88\pi * t)$$

Pour simplifier le problème, nous allons prendre le cas défavorable, à savoir que l'amplitude du déplacement est maximale à chaque pic en ne gardant que le déplacement porteur, soit :

$$y(t) = 0.875 * \sin(88\pi * t) \text{ (voir figure 4)}$$

En effet, comme c'est ici principalement la fréquence du déplacement qui nous intéresse, on peut se limiter à cette courbe enveloppe qui conserve la même fréquence que la première, avec seulement une modification au niveau d'un pic contre-amorti à 0,325s sur la première courbe. On fait ici l'approximation de cette singularité.

On a donc désormais selon nos hypothèses et approximations :

- la force  $F_0 = 2\,000\text{N}$
- La fréquence de déplacement du carter par rapport au bâti qui est de 44 Hz.

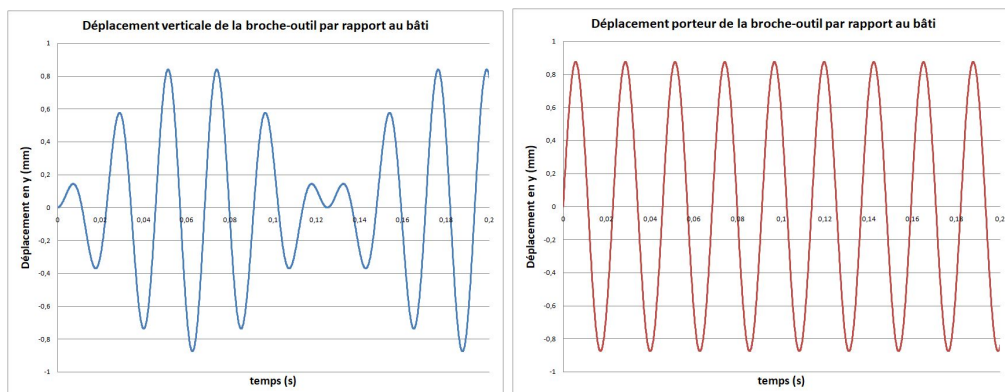


FIG 4 - Déplacement modèle et enveloppe



Nous avons ainsi les données nécessaires pour par la suite calculer la réponse de la machine à un effort de coupe uniaxial, pour 500 tr/min. On considéra en effet que le support est suffisamment souple pour que les composants internes de la machine ne se déforment pas (comparé au support), ainsi avec la masse de la machine on pourra déterminer les amplitudes des déplacements globaux (induits par le support). Il reste à déterminer le modèle de la machine choisi pour l'étude, afin d'avoir les deux dernières informations nécessaire à la poursuite de notre étude, à savoir la masse et la section au sol de la fraiseuse.

### 3. Caractéristiques machines

Ce modèle étant générique pour les conditions de coupe précédemment fixées, on choisit une fraiseuse à commande numérique (FCN) candidate à notre étude. On se veut le plus général possible. On va donc choisir une FCN de taille et masse moyenne, à savoir dans la fourchette de 3 à 5 tonnes, et de 4 à 8 m<sup>2</sup> d'encombrement au sol.

Notre choix s'est finalement porté pour la fraiseuse à commande numérique VMC-750 du fabricant CINCINNATI DART.



FIG 5 - Machine outil retenu

Dimensions (L x l x h - m)	2,794× 2,108× 2,692
Section au sol (m <sup>2</sup> )	5,890
Masse (kg)	4000
Force (N et sec)	$F(t) = 2\,000 * \sin(88\pi * t)$

Selon nos choix de modélisation et simplifications, nous avons finalement une masse de 4 000 kg répartie sur une surface de 5,890 m<sup>2</sup>, qui se déplace verticalement à une fréquence de 44 Hz et subissant une force verticale orientée vers le bas d'amplitude de 2 000 N.

## **II. Identification des paramètres et sélection de matériaux**

Dans un premier temps, nous allons définir à partir du contexte et de nos objectifs principaux quels sont les paramètres clefs pour choisir le matériau, mais aussi comment sa microstructure ou l'ajout d'éléments permet d'améliorer ses caractéristiques.

Pour commencer notre sélection, nous utilisons CES dont la base de donnée matériau est plutôt fournie. Cependant, certaines valeurs que nous recherchons ne sont pas renseignées :

- Le facteur de perte est donné pour 1 Hz au lieu de notre fréquence
- Le module de fluage n'est pas renseigné
- Le module de stockage (dynamique) n'est pas renseigné

Cette première sélection va tout de même nous permettre d'acquérir une première vision des types de matériaux pouvant satisfaire notre problème.

On enlève dès le début les matériaux qui n'auraient pas une résistance satisfaisante à l'acide et l'eau (fuite de lubrifiant).

Il est aussi à considérer que tous les matériaux sur CES ne peuvent pas traduire des solutions géométriques comme des ressorts, des fils ou des chambre à air comme vu dans la littérature.

## 1. Diminuer la transmission d'effort

### a. Identification

Afin de limiter l'impact des vibrations sur les rouages de la machine et sur l'environnement de l'atelier, on permet à la place à notre machine d'avoir un déplacement vertical contrôlé. Ce déplacement allié aux propriétés d'amortissement de notre support permet de dissiper l'énergie. La rigidité de notre support joue un rôle critique, puisqu'il contrôlera grandement les déplacements vibratoires et la force transmise au sol, ainsi que la fréquence de résonance du système. On peut ainsi distinguer deux principaux régimes de la transmissibilité en fonction de la fréquence :

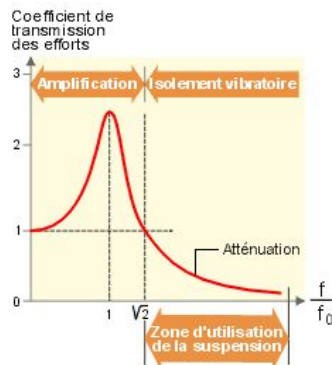


FIG 6 - Courbe d'atténuation d'un système masse ressort

A la fréquence propre, l'amortissement dépend fortement du caractère viscoélastique du matériau, au-delà l'amortissement est peu influent et la transmissibilité va fortement diminuer. La fréquence propre doit donc se situer en dessous de la fréquence de sollicitation pour avoir la meilleure atténuation et éviter la résonance à cause des harmoniques. L'atténuation n'est atteinte qu'à partir d'un rapport fréquence de sollicitation sur fréquence propre du système au moins supérieur à  $\sqrt{2}$ .

#### - Amortissement aux fréquences propres

Le risque principal ici est de rentrer en résonance, il faut donc pouvoir limiter l'amplitude des déplacements et des forces transmises, donc dissiper le maximum d'énergie à cette fréquence. Ce sera essentiellement le rôle de l'amortissement interne du matériau, caractéristique d'un comportement viscoélastique.

Le retard de la réponse permis par la viscosité du matériau a pour effet de réduire l'amplitude des déplacements périodiques.

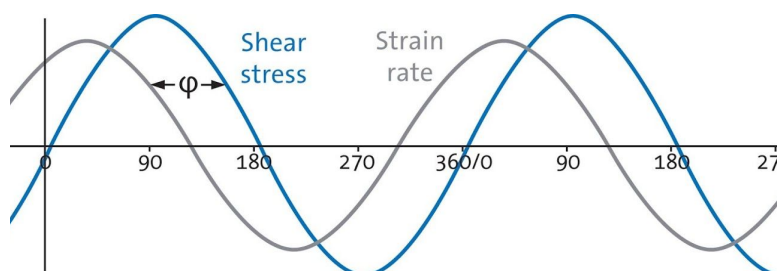


FIG 7 - Réponse d'un matériau viscoélastique

Pour une contrainte fixée, le décalage va amener le pic de déformation dans la phase de diminution de la contrainte. On a alors:

- Une réponse moindre du comportement élastique pure à la crête de contrainte.
- Une dérivée de la contrainte au signe opposé à la déformation. La réponse visqueuse tend à réduire la déformation.

Un décalage jusqu'à 45° de phase important amène donc à une déformation inférieure.

Déterminer la perte d'énergie du matériau viscoélastique demande de passer par des modèles et une expression du module de Young complexe pour caractériser la réponse. Nous verrons ces modèles par la suite, mais on peut déjà trouver un paramètre matériau d'intérêt:

$E^*(i\omega) = E'(w) + iE''(w)$  et  $\tan(\delta) = \frac{E''}{E'}$  où  $\delta$  est le décalage de phase,  $E'$  le module de stockage et  $E''$  le module dynamique.

Ces paramètres peuvent se retrouver sur la courbe d'hystérésis en sollicitation sinusoïdale.

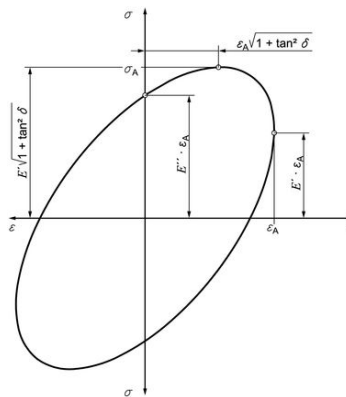


FIG 8 - Hystérésis d'un matériaux visqueux

L'air à l'intérieur de la courbe est le travail dissipé dans le matériau et il dépend de  $\tan(\delta)$ .

On a la relation  $\frac{U_{\text{dissipée par cycle}}}{U_{\text{élastique}}} = 2\pi \cdot \tan(\delta)$

Notre matériau doit présenter un facteur de perte important pour la fréquence propre (la résonance). Or si le décalage idéal nous intéresse, celui-ci dépend aussi de la fréquence de sollicitation comme c'est le cas du module de stockage.

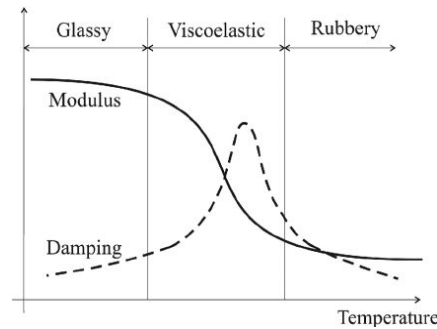


FIG 9 - Amortissement et module en fonction de la température

Comme on l'a vu, la fréquence propre devra se situer à une fréquence assez basse, mais elle restera supérieure à 5 Hz d'après les informations collectées sur les fiches constructeurs.

En augmentant la fréquence par rapport au 1Hz de référence, le pic d'amortissement se décale vers de plus haute température. Ainsi, on a besoin que ce pic se trouve à une température inférieure à la température de service, c'est à dire une température de transition vitreuse (où on aura l'amortissement maximal) inférieure à la température de service.

#### - Amortissement à la fréquence de sollicitation

Au delà de l'apport de l'amortissement interne du matériau, pour un système masse ressort en sollicitation forcée, on doit prendre en compte d'autres facteurs. Le support va définir par sa raideur, donc par sa fréquence propre (pour une machine de masse définie), le niveau d'amortissement à une fréquence d'excitation donnée. Les constructeurs donnent ainsi des abaques avec la fréquence d'excitation et le niveau de transmissibilité voulu qui indique la déflexion que doit avoir le système d'amortissement.

Cette déflexion traduit en réalité la raideur que doit avoir notre support.

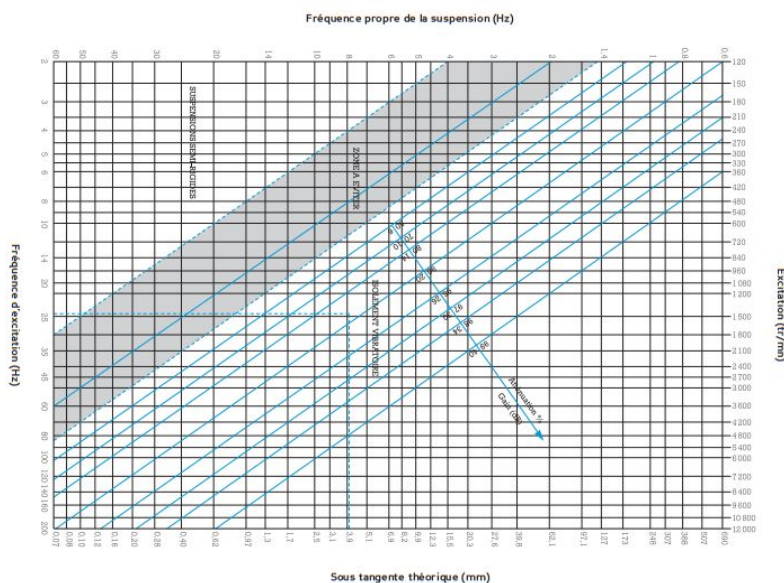
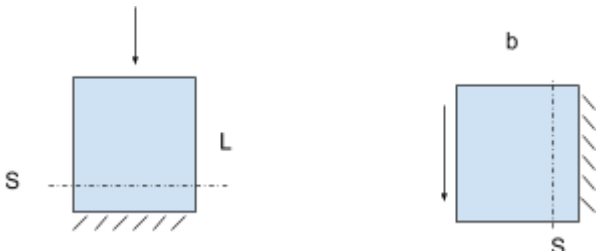


FIG 10 - Abaque de choix de la fréquence propre de suspension

Pour atténuer la vibration à une fréquence donnée, il faut abaisser la fréquence propre de la suspension ce qui revient à augmenter la compression du support. Par

conséquent, on a doit abaisser la raideur globale du système pour obtenir les meilleurs performances de filtration. Bien entendu, le matériau doit aussi être capable d'accepter la compression, et le support ne doit pas être trop souple pour garder une certaine stabilité globale.

Avec des géométries simples, on peut faire le lien avec les caractéristiques du matériau:



Le diagramme de gauche illustre la compression pure d'un matériau de longueur L et de section S. Une force descendante est appliquée au centre du rectangle. Le diagramme de droite illustre le cisaillement pur d'un matériau de largeur b et de section S. Une force descendante est appliquée à la partie gauche, tandis que la partie droite est fixée à un support rigide, représenté par des hachures.

$$K_{compression\ pure} = \frac{E \times S}{L}$$

$$K_{cisaillement\ pure} = \frac{G \times S}{b}$$

Sans ajouter de la masse pour abaisser la raideur, il faudrait

- Diminuer le module de Young, mais on risque d'avoir un niveau de compression qui dépasse la limite de linéarité
- Diminuer S ce qui aura le même effet que précédemment et va augmenter la contrainte
- Augmenter L ce qui conduit à rehausser le centre de gravité et risque d'exciter des modes transversaux
- Utiliser une géométrie diminuant la raideur

Pour une bonne absorption à de très basses fréquences avec un support en élastomère, la raideur à atteindre serait bien trop faible et ce sont d'autres systèmes qu'il faut utiliser.

#### b. Microstructure

A l'échelle d'une centaine de nanomètres, la plupart des macromolécules se présentent sous forme de longues chaînes souples de molécules qui confèrent aux polymères leur grande déformabilité.

Lorsqu'on change la température pour approcher  $T_g$ , ce qui est le cas à température ambiante pour les élastomères, la mobilité des chaînes moléculaires conduit à l'état caoutchoutique, fortement visqueux et souple, mais s'écoulant facilement. Pour conserver l'élasticité à cette température, il est nécessaire de réaliser des liaisons covalentes éparses entre les chaînes, appelées pontages (réalisées classiquement par vulcanisation).

Ces pontages vont créer une certaine force de rappel interne, qui va empêcher l'écoulement plastique et lorsque les élastomères seront grandement déformés, ils vont retourner à leur état initial de manière non-instantané, avec une faible contrainte, en relâchant de la chaleur. Cette élasticité est appelée entropique, opposée à l'élasticité enthalpique qui se fait par perturbation directe de toutes les liaisons atomiques du système. L'élasticité entropique entraîne une incompressibilité.

La mobilité des macromolécules conditionne notamment la viscosité. Cette mobilité est caractérisée par le temps de relaxation  $\tau$  que met une unité constitutive (assimilée à des

sphères de diamètre  $D$ ) pour se déplacer d'une distance comparable à son diamètre  $D$ . Si l'on effectue des mesures en conservant constante la pulsation de la sollicitation mécanique et en faisant varier la température, on observe un maximum pour le facteur de perte (assimilé à  $\tan(\delta)$ ) et transition du module conservatif  $E'$  autour de la température de transition  $T_a$  ( $T$  de transition vitreuse,  $T_g$ ), correspondant aux mouvements collectifs des unités constitutives.

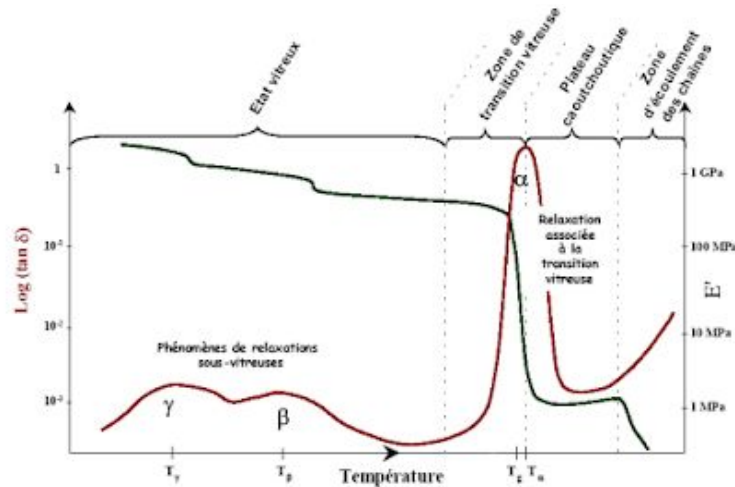


FIG 11 - Evolution du module conservatif  $E'$  et du facteur de perte ( $\tan(\delta)$ ) d'un polymère amorphe en fonction de la température

Proche de la température de transition vitreuse, tous les degrés de liberté des chaînes sont activés, et si elle ne la dépasse pas grandement, les mouvements (inter-chaînes) vont rester très visqueux, frottant, dissipant donc de l'énergie mécanique sous forme de chaleur.

En ce qui concerne les composites à matrice polymère, on peut constater que, lorsque la fraction volumique de charge augmente, l'intensité de la relaxation mécanique diminue et le maximum du pic du facteur de perte  $\eta$  est décalé vers de hautes températures. Le module de stockage  $E'$ , quant à lui, augmente de manière significative en fonction du taux d'incorporation volumique de charge.

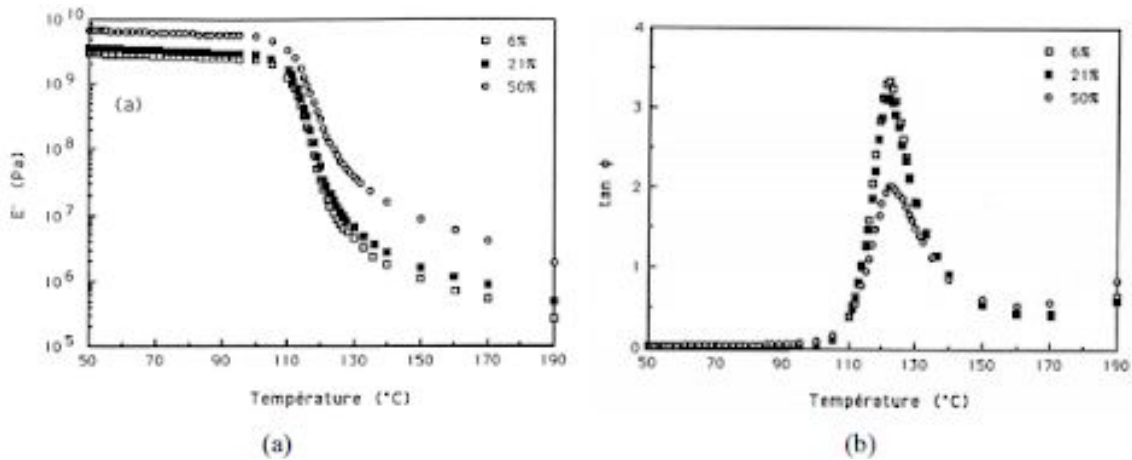


FIG 12 - Spectres isochrones à 5 Hz de  $E'$  (a) et de  $\eta$  ( $= \tan(\delta)$ ) (b) des composites à matrice polymère renforcés par 6, 21 et 50% en volume de billes de verre non traitées et de diamètre moyen 20  $\mu\text{m}$

L'augmentation de la taille des charges a pour conséquence d'élever le facteur de perte  $\eta$  et de diminuer le module  $E'$ . L'effet du renfort semble être plus important quand le diamètre moyen des charges décroît, c'est à dire quand la surface spécifique de contact verre-matrice augmente.

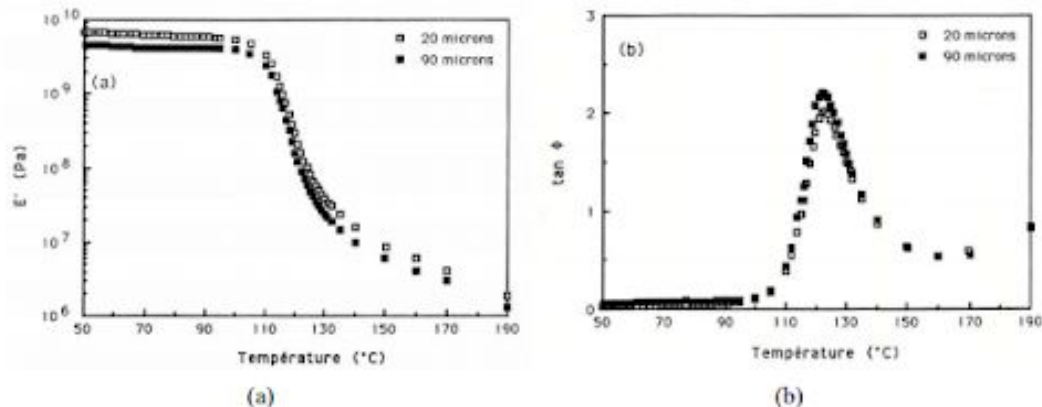


FIG 13 - Spectres isochrones à 5 Hz de  $E'$  (a) et de  $\eta$  ( $= \tan \varphi$ ) (b) des composites à matrice polymère renforcés par 50 % en volume de billes de verre non traitées et de diamètre moyen 20  $\mu\text{m}$  et 90  $\mu\text{m}$

La mobilité moléculaire des chaînes macromoléculaires de la matrice environnante est affectée de façon différente selon le type de traitement de surface utilisé. Lorsque l'adhésion entre les charges et la matrice semble forte, on peut noter une diminution du facteur de perte  $\eta$ .

Il semble qu'en améliorant la cohésion à l'interface, on constate une diminution de la dissipation d'énergie totale, traduite par le facteur de perte. Les modifications sur le facteur de perte dans la zone de relaxation pourraient être le résultat d'une réduction de la mobilité des segments de chaîne macromoléculaire par adhésion. Dans le cas où ces fortes interactions polymère-charge sont couplées avec une surface spécifique de contact importante, une amplification des modifications des caractéristiques au niveau de la zone de relaxation peut être attendue.



Le module d'Young évolue en fonction des fréquences, tendant vers une valeur asymptotique maximale, tandis que le facteur de perte  $\eta$  atteint un maximum pour une fréquence de 1000 Hz environ.

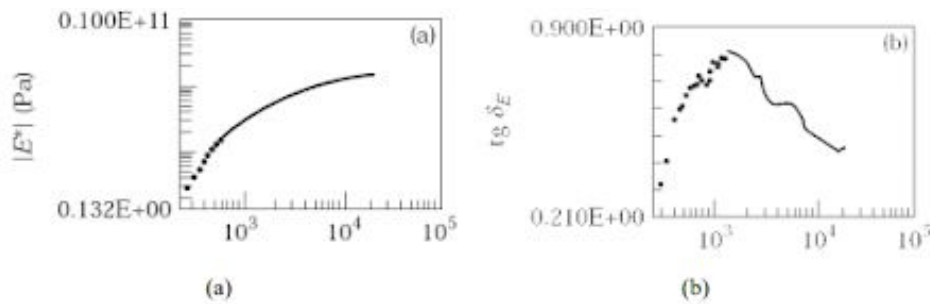


FIG 14 - Elastomère très amortissant, Valeur absolue du module d'Young complexe (a) et facteur de perte  $\eta$  ( $= \tan(\delta)$ ) (b) en fonction de la fréquence

### c. Sélection

Afin de satisfaire à nos besoins, le matériau doit avoir un bon facteur d'amortissement ainsi qu'un module de rigidité assez faible. On peut tout d'abord observer que les polymères sont dominants pour les coefficients d'amortissement supérieur à 0.1, mais ont une rigidité moins importante.

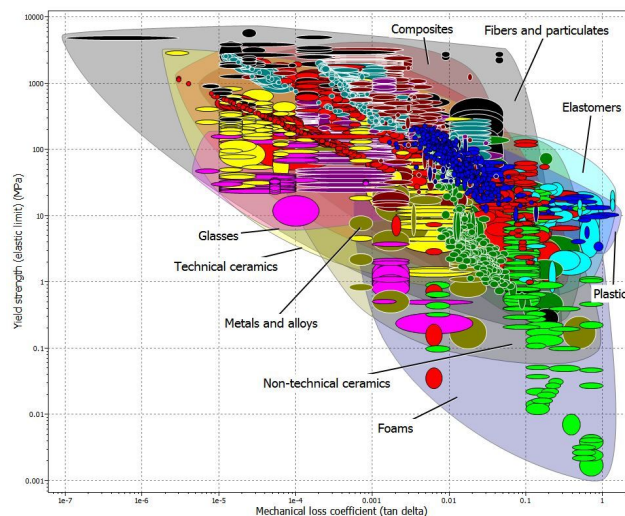


FIG 15 - Comparaison module de Young et amortissement

La plupart des matériaux ne conviennent pas aux contraintes de notre problématique qui nous orientent comme attendu notamment vers les élastomères. A ce stade, les mousses représentent encore une population importante de notre sélection.

## 2. Diminuer l'échauffement

### a. Identification

La dissipation d'énergie est assurée en majorité par des frottements qui sont convertis en chaleur. Cependant, les propriétés du matériau dépendent justement de la température donc s'il la stocke on risque d'atteindre les limites du systèmes.

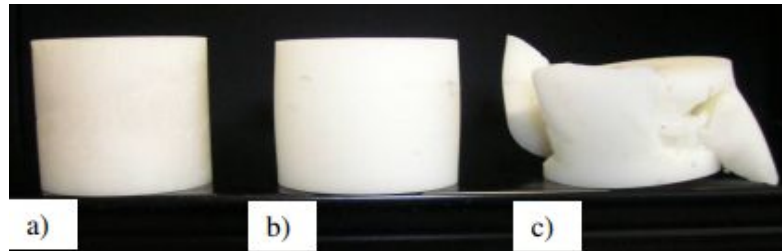


FIG 16 - Fatigue thermique d'un polymère a) avant essai b) essai à 4 kN et 20Hz c) essai à 5 kN et 20Hz

S'il est important de considérer la capacité du matériau à dissiper l'énergie qu'il absorbe, ce comportement est assez difficile à modéliser. Les propriétés thermiques du matériau évoluent elles aussi avec sa température. Pour les polymères, on voit des différences notables.

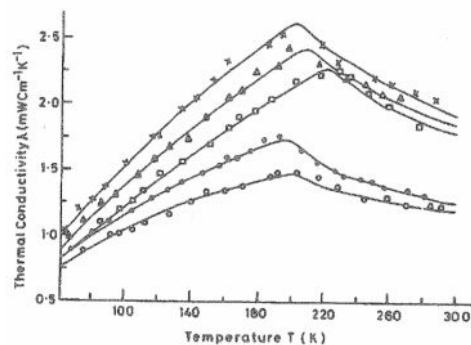


FIG 17 - Variation de la conductivité thermique avec la température pour différents élastomères

Ce qui nous intéresse est une bonne diffusivité pour éviter l'apparition d'un point chaud localisé. Ce paramètre est proportionnel à la conductivité et l'inverse de la capacité thermique. La haute conductivité assure que la chaleur puisse se dissiper vers les parois en contact avec le milieu extérieur et la faible capacité que l'augmentation de températures pour une énergie donnée reste limitée.

Plus les caractéristiques thermiques sont défavorables, plus il faudra augmenter la surface de contact à un autre milieu pour transmettre la chaleur.

Or avec une mauvaise conductivité, trop de matière va aboutir à l'augmentation de la chaleur au cœur. Cela implique qu'on devra mettre moins d'épaisseur pour avoir un gradient de température plus important et donc plus d'échange avec l'extérieur.

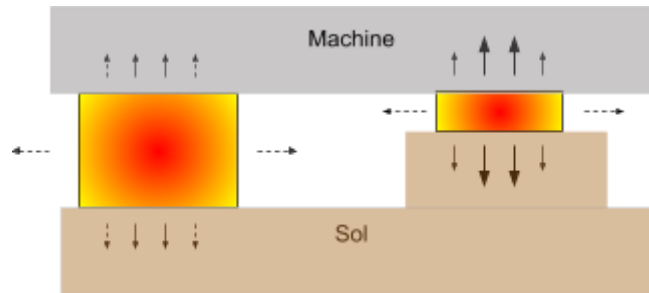


FIG 18 - Transfert de la chaleur et épaisseur

La modélisation des différents phénomènes de rayonnement, de convection et de conduction nécessiterait une étude par éléments finis en l'absence de solution analytique. La plupart des thèses sur le sujet mettent toutefois en avant que la conduction est le phénomène prédominant.

#### b. Microstructure

Au-delà de  $T_g$ , l'évolution de la conductivité thermique suit celle de la capacité calorifique. De plus, la conductivité thermique est d'autant plus importante que la mobilité des chaînes l'est aussi.

Les matériaux polymères sont souvent utilisés comme isolants en raison de leur faible conductivité thermique. L'ajout de fibres conductrices de chaleur peut augmenter significativement la conductivité thermique effective des polymères. Cependant, la quantité de charges nécessaire pour assurer une augmentation significative de la conductivité thermique est élevée.

Une autre voie permettant d'augmenter le transfert de chaleur dans les polymères est d'utiliser des charges minérales. Les matériaux composites à base de fibres minérales dispersées dans une matrice polymère sont utiles dans de nombreuses applications du fait que ce type de fibres permet également d'obtenir un renforcement mécanique important. Les propriétés du matériau composite final dépendent de nombreux facteurs parmi lesquels : la concentration des inclusions, le rapport entre les propriétés des deux composants, la taille et la forme des inclusions et les interactions entre la matrice et les inclusions.

Une étude fait état de l'évolution de la conductivité thermique effective en fonction de plusieurs paramètres : la résistance de contact et la distance entre les fibres et la matrice, le rapport d'aspect des fibres ainsi que le rapport de conductivité thermique entre les deux phases. On considère des empilements réguliers de fibres dans la matrice.

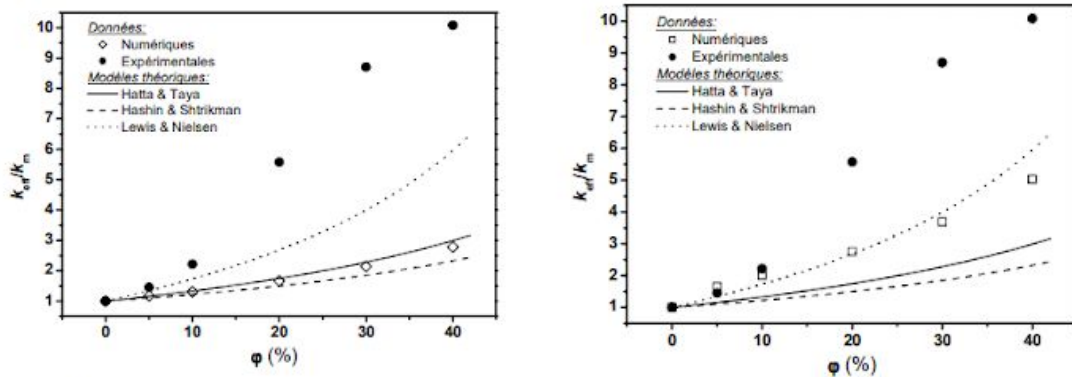


FIG 19 - Comparaison de la conductivité thermique du composite à fibres perpendiculaires (a) et parallèles (b) à la direction du flux de chaleur aux modèles théoriques et aux résultats expérimentaux

### c. Sélection

On trouve que l'échauffement dans le polymère peut atteindre 30°C en régime continu. On peut donc conserver les matériaux ne tenant qu'au delà de 60°C, ce qui enlève tout autre choix en dehors des polymères.

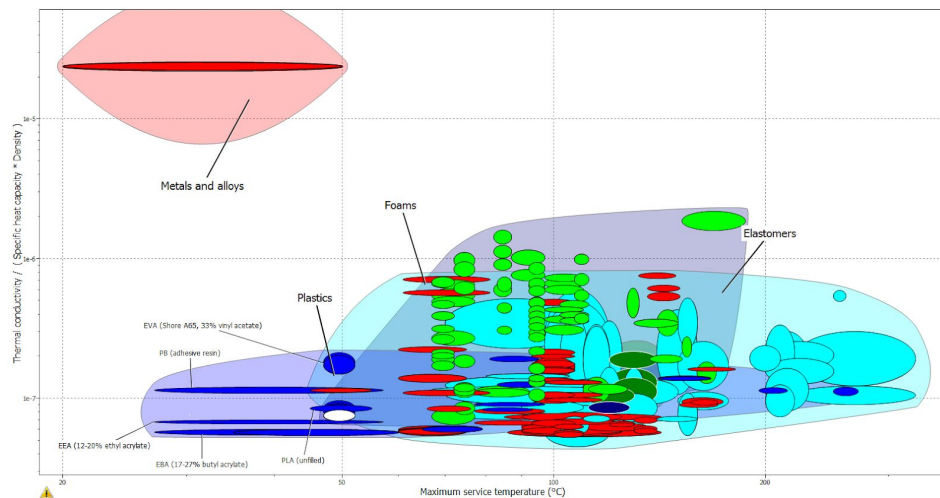


FIG 20 - Température de service maximale Vs Conductivité

Limiter la conductivité thermique risque de nous enlever trop de matériau alors que la concentration de la chaleur n'est pas un paramètre dépendant uniquement du matériau, mais aussi de la géométrie.

De plus, certains des polymères, malgré leur mauvaise capacité à diffuser la chaleur accepte des températures très importantes.

On garde tout ceux qui ont une diffusivité supérieur à  $10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ .

Notre sollicitation étant supérieure au Hertz, la température de service doit être inférieure à la température de service pour que l'amortissement augmente. Les matériaux qui sont déjà au delà verront leur amortissement diminué.

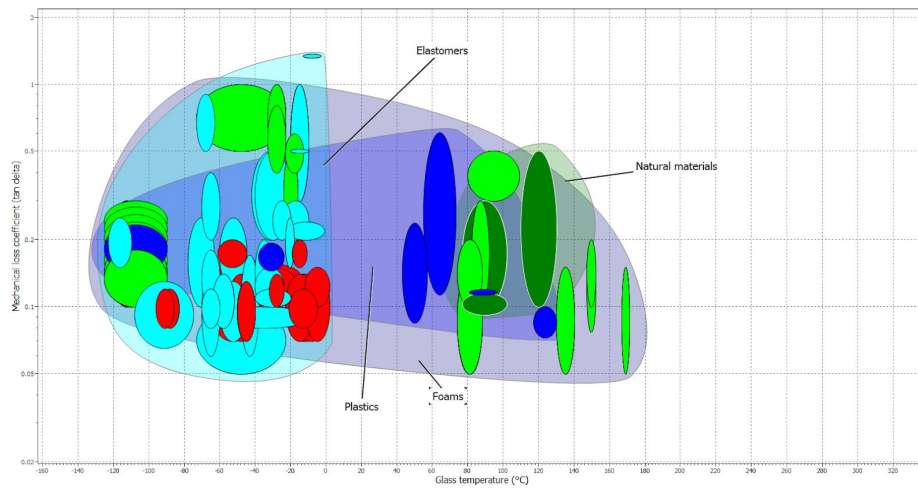


FIG 21 - Comparaison amortissement et température de transition vitreuse

On peut enlever tous les matériaux dont la température de transition au delà de 20°C, car ils seront trop rigides pour notre application surtout si nous sommes en hautes fréquences.

### 3. Assurer la tenue mécanique

#### a. Identification

Les matériaux ont des comportements qui peuvent varier selon qu'il soient sollicités en traction ou en compression. Un matériau comme les polymères qui acceptent de grande élongation sera bien plus limité en compression. On peut faire l'analogie avec un ressort dont les spires commencent à se toucher ce qui a pour effet d'augmenter très rapidement sa raideur.

On trouve dans différents catalogues que la compression statique maximale est de 20%. Au-delà d'un certain seuil, plusieurs études montre qu'il y a une augmentation de la raideur dans les élastomères. Cela explique notamment pourquoi plusieurs systèmes de support utilisent l'élastomère en cisaillement.

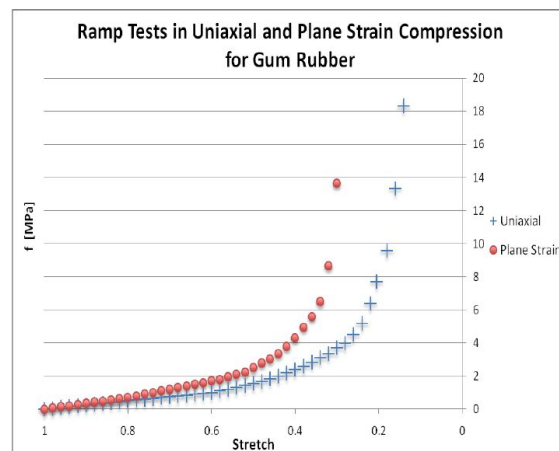


FIG 22 - Effet de la compression sur la charge

On a vu qu'il faut que le matériau soit apte à supporter de grande déformation tout en pouvant revenir à son état initial. Cela sous-entend que la déformation doit se faire à volume constant pour éviter une craquelure. Le matériau doit être incompressible.

La ruine d'un matériau dissipant de l'énergie pouvant être lié à son échauffement. Il est nécessaire de s'assurer que ses propriétés mécaniques soient faiblement impactées par une augmentation de la température. S'il est vulcanisé, un élastomère possède cette particularité.

#### b. Microstructure

Par frottement interne, il y a échauffement du matériau lors de la sollicitation cyclique. Cet échauffement augmente la mobilité des chaînes au sein du matériau qui ont alors tendance à s'orienter, ce qui induit une plastification de la matière avec le temps.

Un polymère renforcé tient mieux en fatigue qu'un polymère non renforcé. La vulcanisation a aussi tendance à réduire la mobilité interchaîne ce qui diminue l'effet de la

température. L'existence de ponts diminue l'écoulement de la matière et permet de donner des propriétés hyperélastiques aux élastomères en plus d'augmenter leur résistance.

### c. Sélection

Le comportement incompressible d'un matériau est conditionné par le rapport  $K/E$ . Plus il est important, plus le matériau tend vers un comportement incompressible.

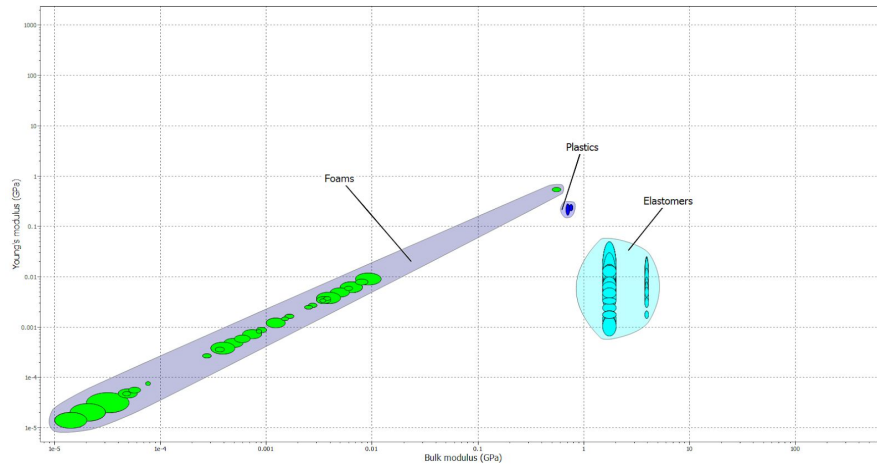


FIG 23 - Comparaison module de Young et module de compressibilité

On voit que les mousses ont un rapport de 1 ce qui les invalide. On va chercher un rapport supérieur à 500. Il ne reste alors plus que les élastomères comme on pouvait s'y attendre.

La sollicitation amène le matériau à subir des déformations importantes sur un nombre de cycle particulièrement élevé.

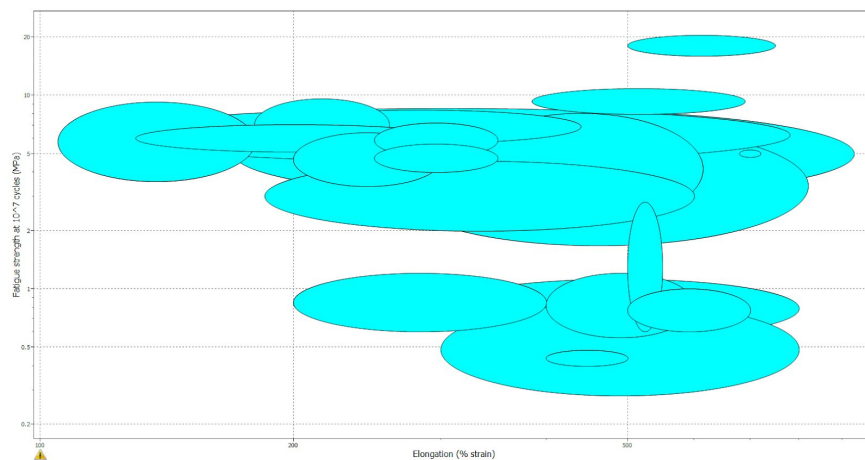


FIG 24 - Comparaison contrainte à  $10^7$  cycles et élongation maximale

Afin de satisfaire le besoin d'un faible raideur, on préfère avoir la contrainte la plus élevée en fatigue ce qui peut aussi permettre d'avoir une plus grande latitude sur la durée de vie.

Tous les élastomères restant acceptent au moins 100% d'élongation en traction, valeur qui a peu de sens pour nous en compression.

On peut réaliser une sélection pour des matériaux acceptant au moins 2 MPa pour  $10^7$  cycles. Ceux qui passe ce palier sont renforcés au noir de carbone pour près de 60% de notre sélection.



#### 4. Absorber les vibrations

Nous nous sommes jusqu'à présent attaché à transformer des efforts en déplacement, mais dans tous les cas la machine va transmettre à son bâti des ondes sonores qui se transmettent ensuite dans l'air et dans le sol. Nos patins vont aussi pouvoir limiter ce phénomène.

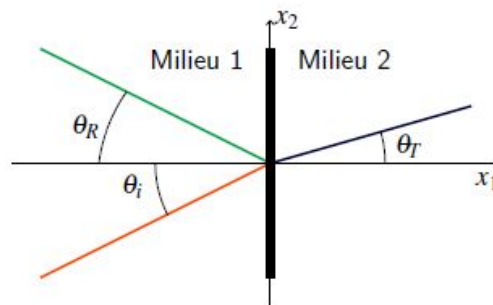


FIG 25 - Onde transmise et onde réfléchie

Le rapport  $R$  des pressions d'ondes réfléchies et les incidentes dépend des impédances des matériaux:

$$R = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \text{ où 1 est le matériau duquel arrive l'onde}$$

Plus la différence entre les deux matériaux est faible, moins l'onde sera réfléchie, or l'impédance peut s'écrire en première approximation:

$$Z = E \times \sqrt{\rho}$$

La châssis de la machine outil est en acier donc son impédance sera très importante. Si l'on veut diminuer la réflexion, un matériau très rigide et dense nous intéressera. On évitera grâce à cela d'amplifier des vibrations à haute fréquence. Si on cherche en priorité l'isolation, on utilisera une impédance bien plus faible que celle de l'acier pour empêcher la transmission au sol.

Toutefois, ce critère n'entre pas forcément dans les priorités. En utilisant d'autres matériaux pour faire l'interface entre acier et patins, il devient possible de réduire les ruptures d'impédances entre les différents milieux.

Une fois dans le patin, l'onde peut être amorti par les mêmes mécanismes vu plus haut pour les matériaux viscoélastique.

Nous laisserons ce paramètre de côté pour la sélection.

## 5. Sélection finale et autres critères

### a. Rappel des caractéristiques recherchées

Paramètre	Valeur ou tendance	Importance
Facteur de perte	haut	+
Tg°	Inférieure à T° service	++
Diffusivité thermique	haute	+
Impédance	haute	-
Tenue à la compression	haute	++
Module de Young	bas	+

### b. Sélection de matériaux possibles

Nous nous retrouvons avec la sélection suivante:

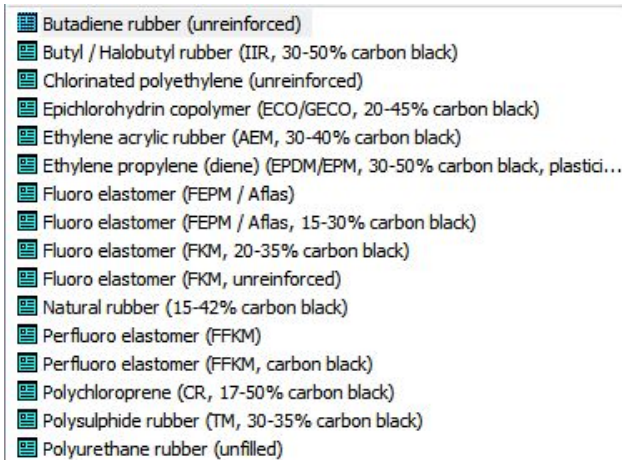


FIG 26 - Sélection restante après applications de nos critères sur CES

En faisant quelques recherches, on trouve qu'une partie de ces matériaux est utilisé dans des mélanges avec le styrène-butadiène, le caoutchouc naturel ou le néoprène. Ils vont surtout servir à renforcer le mélange pour tenir à de plus haute contrainte en limitant la prise de rigidité.

### c. Avantages et inconvénients des élastomères pour notre problème

Ils ne nous restent suite à ces comparaisons uniquement des élastomères, ils présentent des avantages et des inconvénients pour notre étude:

- Amortissement : la plupart ont un bon facteur d'amortissement, intéressant pour éviter l'excitation des modes propres.

- Raideur: la faible rigidité permet d'atténuer la force aux fréquences de sollicitation.
- Faible influence de la température: Les élastomères peuvent conserver leurs propriétés mécaniques pour des températures bien supérieures à leur transition vitreuse s'ils sont vulcanisés.
- Incompressibilité: le matériau peut accepter les déformations sans risquer de se craqueler.
- Echauffement: La dissipation d'énergie des vibrations est essentiellement thermique or la diffusivité des polymères est mauvaise. Malgré ses hautes limites de température, on risque de fortement dégrader certaines propriétés au coeur du support.
- Tenue mécanique: Les faibles propriétés du polymère et de l'élastomère demande une quantité de matière assez importante pour supporter une charge statique. Il y aura aussi un fluage assez important, à modéliser.
- Vieillissement: Alliées avec l'échauffement, l'oxydation et l'hydrolyse auront eux aussi tendance à dégrader les caractéristiques du polymère de manière durable.

L'un des avantages des élastomères peut aussi devenir un défaut: l'incompressibilité. Soumis à une compression, un plot d'élastomère va subir des déformations importantes pour conserver le volume. S'il peut être considéré comme encastré en haut et bas, alors ses parois libres latérales vont se gauchir.

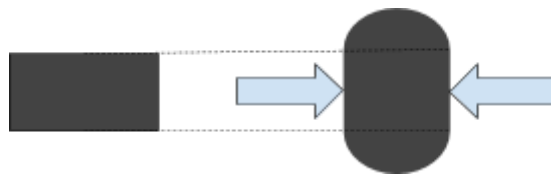


FIG 27 - Représentation de l'effet tonneau

Ces différences de section dans l'axe de compression introduit du cisaillement ce qui augmente la contrainte de Von Mises. Ce cisaillement a aussi pour effet d'augmenter l'énergie nécessaire pour comprimer le système, traduit par une augmentation de la raideur.

Cette tendance est traduit par le facteur de forme qui diminue avec la section de la pièce dans l'axe perpendiculaire à la sollicitation et à l'inverse de sa hauteur. Il est possible d'utiliser la géométrie de la pièce pour en diminuer l'effet, comme par exemple pour ces supports:

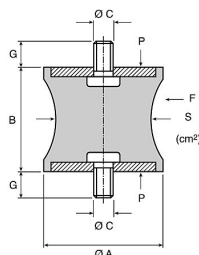


FIG 28 - Support antivibratoire plein limitant l'effet tonneau

Ils sont prévus pour revenir à une forme cylindrique sous la charge statique.

## 6. Etat de l'art

### - Produit polymère commercialisé

Des solutions reposant uniquement sur les caractéristiques du polymère sont pour la plupart dédiées à des machines légères. Cela permet d'utiliser des matériaux relativement peu rigides et on peut alors trouver des caoutchouc naturels ou des élastomères de faibles propriétés mécaniques

### - Produit hybride commercialisé

Pour des machines plus lourdes, on va retrouver les même matériaux, mais des armatures rigides sont ajoutées. Ces pièces métalliques vont permettre de répartir des efforts, augmenter la rigidité, et/ou contraindre le polymère afin de limiter sa déformation due à la faible rigidité, et/ou pour le forcer à travailler en cisaillement.

On peut aussi trouver, pour des charges importantes, des supports qui remplace les polymère par des fils métalliques écrouis.

D'autres solutions sont utilisées pour augmenter la viscosité en se basant sur des soufflets pneumatiques, le polymère a alors uniquement pour rôle d'être une chambre à air. Ces systèmes sont en contrepartie plus imposants (pour limiter la pression interne).

### - Recherche

On trouve plusieurs thèses mettant en avant des métaux structurés, comme des matériaux à module d'Young négatif ou des mousses. L'un comme l'autre pose encore des problèmes pour leur industrialisation.

Afin de juger en priorité le matériau et utiliser des modèles qui ne dépendent que de celui-ci, nous sommes restés sur le principe que le polymère prendra une forme simple et sera le seul intervenant. Cela explique que notre sélection impose des élastomères avec de hautes caractéristiques mécaniques.

### III. Modélisation du comportement vibratoire

#### 1. Hypothèses et théorie

##### a. Modélisation du système en vibration

Notre machine est soumise à une force interne périodique imposée par les efforts de coupe (supposée sinusoïdale et dans une seule direction, verticale), et nous avons précédemment présenté une approximation des déformations internes résultantes. Nous avons utilisé les ressources citées précédemment pour estimer une valeur de cette force, qu'on suppose ici d'amplitude constante avec la fréquence et le temps. Pour une profondeur de passe de 1 mm et pour une vitesse de rotation de 500 tours par minutes, l'effort de coupe en une direction peut être assimilée à une sinusoïde de fréquence 44 Hz et d'amplitude maximale de 2000 N (estimation haute). Nous prendrons par la suite un coefficient de sécurité de 3, au vu de nos fortes approximations et notamment pour prendre indirectement en compte les forces dans les autres directions.

N'étant pas infiniment rigide, notre machine va se déformer, selon plusieurs modes et fréquences propres, et va transmettre une partie de l'énergie vibratoire au milieu externe sous forme de son et de vibration au sol. Pour éviter que la machine ne se déforme et pour diminuer l'énergie reçue par le milieu externe, nous allons utiliser un support bien plus souple que la machine.

Le support se déformera ainsi à la place de la machine, mais la faible raideur va abaisser la fréquence de résonance, résonance qui (si excitée) provoquera de grandes amplifications de la force transmise à l'extérieure et des déplacements vibratoires. On devra donc utiliser un support amorti, pour que l'énergie vibratoire soit dissipée et ainsi que le phénomène de résonance soit diminué. On peut modéliser schématiquement notre système comme une masse de raideur infinie attachée à un ressort à amortissement intrinsèque encastré au sol et soumise à une force verticale sinusoïdale :

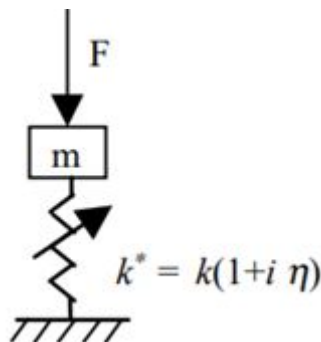


FIG 29 - Modèle de Zener Fractionnaire

- Avec F la force sinusoïdale
- m la masse de notre machine
- $k^*$  la raideur complexe
- k la raideur liée au module de stockage
- $\eta$  le facteur de perte

L'ensemble de ces paramètres dépendant de la fréquence

Pour une sollicitation  $F$  à une pulsation fixée  $\omega$  et une amplitude  $F_0$  constante,  $k^*$  sera constant, on aboutit au système suivant :

$$m\ddot{\Delta x} + k(1 + i\eta)\Delta x = F_0 * e^{i\omega t}$$

On négligera le transitoire dans cette étude, car nous cherchons une solution optimisée sur le long terme, en supposant que les effets néfastes du transitoire ont un faible impact car très courts.

En résolvant ce système pour le régime permanent, on a :

- Déplacements :

$$\Delta x(t) = \frac{F_0}{k} \frac{\sin(\omega t - \arctan(\frac{\eta}{1 - \frac{m\omega^2}{k}}))}{\sqrt{(1 - \frac{m\omega^2}{k})^2 + \eta^2}}$$

- Amplitudes des déplacements :

$$\Delta x_0 = \frac{F_0}{k\sqrt{(1 - \frac{m\omega^2}{k})^2 + \eta^2}}$$

- Amplification des amplitudes :

$$A(\Delta x_0) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{m\omega^2}{k})^2 + \eta^2}}$$

- De la même manière on obtient l'amplification des forces transmises à l'encastrement, appelée la transmissibilité :

$$T = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{(1 - \frac{m\omega^2}{k})^2 + 4\eta^2}}$$

Notre amplitude de force  $F_0$  a été déterminée pour une fréquence spécifique, mais pour avoir une idée du comportement pour d'autres fréquences nous prendrons ici  $F_0$  est constant avec la fréquence.

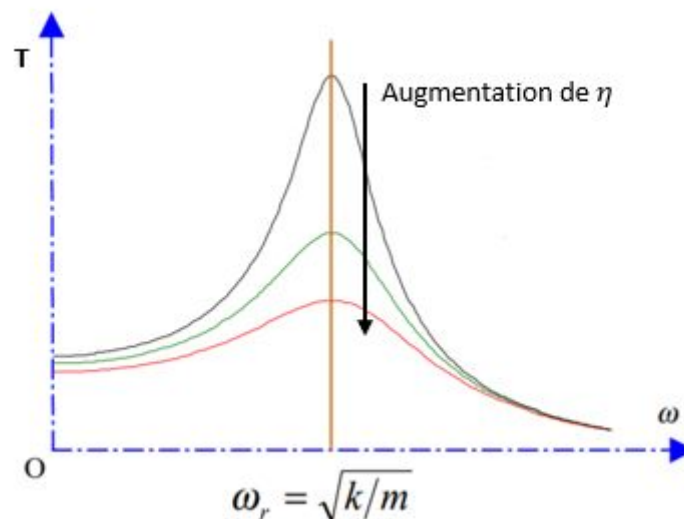


FIG 30 - Courbe de transmissibilité

Avec , la pulsation de résonance du système avec le support.

On devra donc jouer sur la raideur du support et sur son amortissement aux fréquences de service pour s'assurer, en fonction des exigences, de correctement :

- Supporter la machine sur toute la durée de vie

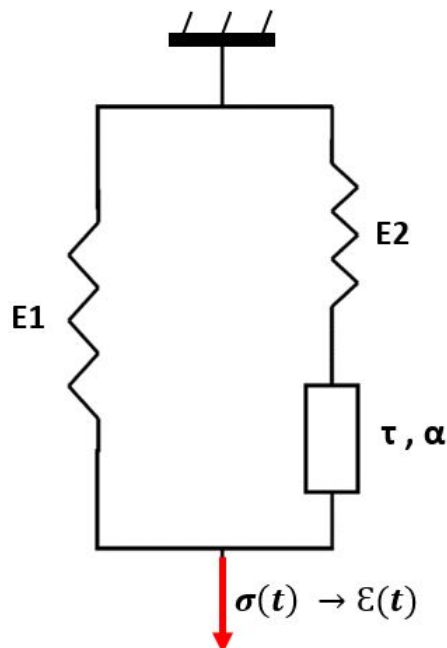
- Empêcher la machine de se déformer, en se déformant à sa place tout en conservant un déplacement global assez faible
- Diminuer les vibrations transmises au sol et le bruit transmis, à la fréquence de service et à la résonance en intervenant respectivement sur la raideur et l'amortissement
- Assurer une stabilité suffisante en ayant un déplacement global pas trop élevé

#### b. Modélisation des propriétés dynamiques des élastomères

Les module de stockage et facteur de perte ne sont pas toujours fournis par les fournisseurs matière, et si oui pas toujours pour les gammes de fréquences d'intérêt. On va donc utiliser un modèle qui simule le comportement viscoélastique dynamique de l'élastomère en fonction de la fréquence.

Nous avons tout d'abord essayer de reproduire les courbes dynamiques des fournisseurs de plusieurs élastomères techniques avec un modèle de Zener classique. Cependant, ces élastomères possèdent un facteur de perte élevé sur une large gamme de fréquence, et cela n'est pas correctement simulé avec ce modèle. Nous avons donc choisi le modèle de Zener fractionnaire, qui permet de mieux modéliser l'augmentation et la diminution du facteur de perte avec la fréquence. Nous nous plaçons à une température fixée de 20°C, nous n'aurons donc pas besoin d'utiliser un modèle d'équivalence temps température. L'effet de l'échauffement sur le matériau est négligé puisque l'élastomère est utilisé sur son plateau caoutchoutique.

Le modèle de Zener fractionnaire (ZF) est constitué de deux branches en parallèles, une comportant un ressort 1 et une autre comportant un ressort 2 en série avec un amortisseur de temps de relaxation  $\tau$  pour une dérivé d'ordre  $\alpha$  de la déformation  $\epsilon$ .



- E1 et E2 les modules de rigidité des ressorts 1 et 2
- $\tau$  et  $\alpha$  le temps de relaxation de l'amortisseur et son ordre de dérivation

FIG 31 - Paramètres du modèle de Zener

L'équation de comportement de ce système sous une contrainte  $\sigma$ , provoquant une déformation est :

$$\sigma(t) + \tau^\alpha \frac{d^\alpha \sigma(t)}{dt^\alpha} = E_o \mathcal{E}(t) + E_\infty \tau^\alpha \frac{d^\alpha \mathcal{E}(t)}{dt^\alpha}$$

Avec le module relaxé  $E_o = E_2$  et le module instantané  $E_\infty = E_1 + E_2$

Et avec la dérivée fractionnaire définie tel que :

$$\frac{d^\alpha f(t)}{dt^\alpha} = \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_0^x (x-t)^{\alpha-1} f(t) dt$$

Avec  $\Gamma$  la fonction gamma.

La solution permanente de cette équation différentielle pour une sollicitation sinusoïdale est :

$$\sigma(t) = E^*(i\omega) \mathcal{E}(t)$$

Avec le module complexe  $E^*$  :

$$E^* = \frac{E_o + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\alpha} = \text{Re} \left[ \frac{E_o + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\alpha} \right] (1 + i * \tan(\text{Arg}[\frac{E_o + E_\infty (i\omega\tau)^\alpha}{1 + (i\omega\tau)^\alpha}])) = E'(1 + i\eta)$$

On pourra alors à partir des données fournisseurs optimiser les paramètres initiaux  $E_\infty$ ,  $E_o$ ,  $\tau$ ,  $\alpha$  pour correctement modéliser les évolutions de  $E'$  et  $\eta$  avec la fréquence.

Nous avons également utilisé ce modèle ZF pour tenter d'estimer le fluage sur plusieurs années.

Le module de fluage pour ce modèle est :

$$J(t) = \frac{1}{E_\infty} + \frac{1}{E_o} (1 - E_\alpha^M[-(t \frac{E_o}{E_\infty \tau^\alpha})^\alpha])$$

Avec  $E_\alpha^M$  la fonction de Mittag-Leffler d'ordre  $\alpha$ , définie tel que :

$$E_\alpha^M(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{x^n}{\Gamma(\alpha n + 1)}$$

Nous avons utilisé le site de langage formel et calculs WolframAlpha pour calculer cette fonction.

A noter que pour  $t$  tendant vers l'infini, on a le module de fluage qui tend vers  $\frac{1}{E_\infty}$ .

### c. Validation du modèle en fluage

Nous nous intéressons ici au fluage de l'élastomère C-1002, que nous utilisons pour l'étude en dynamique par la suite, il provient de la série ISODAMP®, fabriqué par le fournisseur EAR, c'est un thermoplastique de vinyl, dont la dureté est de 56 Shore A, et avec  $T_g = -17^\circ\text{C}$ .

Après avoir déterminé à partir des données fournisseurs dynamiques les paramètres du modèle ZF (nous détaillons la démarche par la suite), nous l'avons utilisé pour estimer le fluage à long terme et comparer cela aux courbes de fluage fournies par le fournisseur.



Voici un graphique montrant l'évolution de la déformation en compression (en %), sous une contrainte verticale de 0.345MPa, pour l'élastomère C-1002 à 20°C, pour un temps allant jusqu'à 20 ans.

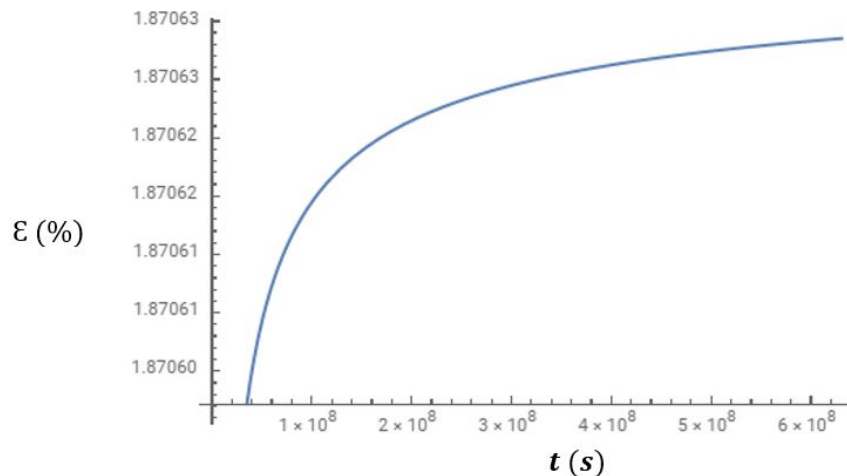


FIG 32 - Courbe de fluage simulé du C-1002 à 20°C

On peut comparer les valeurs à certaines périodes à celles fournies par le fournisseur :

#### Compressive Creep

In isolation systems, C-1000 Series materials are recommended for an optimum load of 345 kPa (50 psi) each. The compressive creep curves for 172, 345 and 690 kPa (25, 50 and 100 psi) are shown here. The data represent C-1002 formulation at 21°C (70°F) with a shape factor of 0.5.

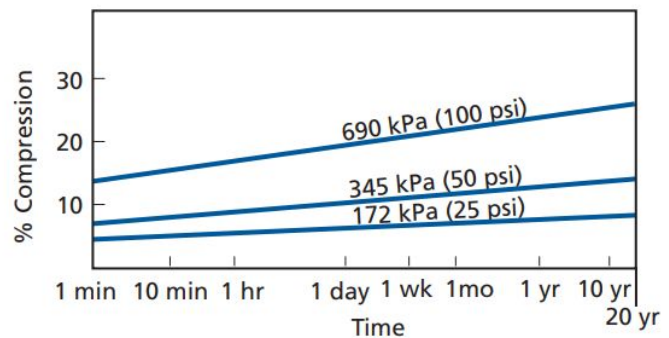


FIG 33 - Données de fluage constructeur

Le grand écart est sans doute due au fait que les propriétés dynamiques sont évaluées à partir d'essais en très petites perturbations, alors que les modules de compression et les courbes de fluage se font pour de plus grandes déformations. maximal en petites déformations, il est donc compréhensible que notre module soit trop grand pour être utilisé en grandes déformations. Il faudrait pour cela utiliser un modèle prenant en compte la viscoélasticité non linéaire.

## 2. Application à des élastomères utilisés en antivibratoire

### a. Critères de choix des élastomères

Les valeurs dynamiques des élastomères se trouvent assez difficilement au travers de thèse ou de fiche constructeur. Il s'agit la plupart du temps d'un mélange de plusieurs polymères. Afin de pouvoir réaliser nos applications mathématiques, nous n'avons pas pu prendre tous les matériaux sélectionnés sur CES, mais seulement ceux dont nous pouvions trouver toutes les propriétés qui nous intéressent.

Après étude du fluage de plusieurs élastomères (dont le C-1002, et d'autres trouvés sur le site Campus Plastic, voir Annexe A), nous avons remarqué qu'ils ont des rapports de module de fluage sur le module instantané assez proches. On a utilisé un coefficient de (pour 20 ans d'utilisation) de 55% par rapport à la déformation instantanée, pour les élastomères étudiés par la suite.

Les élastomères se rigidifient en général de manière non-négligeable après 20% de compression. Ainsi nous nous fixons cette limite comme déformation à attendre en 20 ans. Cela fait 11% de déformation instantanée avec le coefficient de sécurité de fluage. Pour une surface maximale par plot de 40 cm<sup>2</sup>, et pour une machine de 4 tonnes, cela fera un module initial de compression de 3 MPa.

Nous souhaitons de plus atteindre un amortissement de 20% à la fréquence de service (44Hz), pour cela il faut que la rigidité soit suffisamment basse. En utilisant la formule de la transmissibilité, on obtient avec une masse et une pulsation de service fixées un polynôme de degré 2 de la raideur dynamique k, et avec le facteur de perte variable également. Une seule des deux solutions permet d'amortir les hautes fréquences, il faut :

$$k(\omega) < \frac{20\% \times M \times \omega^2}{20\% + \sqrt{1 + \eta(\omega)^2 (1 - 4 \times 20\%^2)}}$$

$$k(44Hz) < \frac{61144173.2}{0.2 + \sqrt{1 + 0.84\eta(44Hz)^2}}$$

On remarque que contrairement à la résonance où on a une transmissibilité supérieure à 1, le facteur de perte est ici pénalisant puisqu'il fait baisser la rigidité maximale. On utilisera le facteur de perte à la fréquence de service pour calculer k maximal. En prenant un plot (pavé) en compression sur toute sa surface supérieure, on a :

$$k(44Hz) = \frac{E'(44Hz) \times S}{H}$$

Avec E' le module dynamique de stockage, S la surface et H la hauteur sous charge.

On a  $H = H_0 \times (1 - |\epsilon|)$  avec H<sub>0</sub> la hauteur initiale et  $\epsilon$  la déformation en compression.

Ainsi il vient :

$$E'(44Hz) < \frac{61144173.2}{0.2 + \sqrt{1 + 0.84\eta(44Hz)^2}} \times \frac{H_0}{S} \left(1 - \frac{g \times M}{S \times 0.55 \times E_i}\right)$$

Avec les bornes suivantes à respecter sur S, Ho et Ei :

- $\frac{g \times M}{S} < Re$
- $\frac{g \times M}{S \times 0.55 \times Ei} < 20\%$  (Déformation maximale)

Nous avons pour la majorité des élastomères  $Re > 0.2 \times 0.55 \times Ei$ , c'est-à-dire qu'ils rentrent en non linéarité avant de plastifier. On utilise ainsi la surface minimale pour éviter de dépasser les 20% de déformation à 20 ans :  $S_{min} = \frac{g \times M}{0.2 \times 0.55 \times Ei} = \frac{356363.6364}{Ei}$ , et en prenant une hauteur initiale maximale de 5 cm, on obtient une valeur de E' maximale (pour avoir une isolation de plus de 80%, et une 20% de déformation à 20 ans) en fonction de  $\eta$  et Ei :

$$E'(44Hz) < \frac{6.863 \times Ei}{0.2 + \sqrt{1 + 0.84\eta(44Hz)^2}}$$

La résonance se fera en basses fréquences, donc lors du démarrage et arrêt ou lorsque les vitesses de coupes sont les plus faibles, la fréquence de résonance sera égale à :

$$fo = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E'(44Hz) \times \frac{356363.6364}{Ei}}{M \times 0.8 \times Ho}} = 7.511 \sqrt{\frac{E'}{Ei}}$$

On souhaite que la transmissibilité à la résonance basse fréquence reste inférieure à 500%, ce qui est assez restrictif, certains fournisseurs utilisant 1000%. Ne considérer que le régime permanent, est une hypothèse qui est discutable lors du démarrage et de l'arrêt.

En utilisant l'équation de la transmissibilité on a alors :

$$5 > \frac{1}{4 \times \eta o^2} + 0.25 \rightarrow \eta o > 0.223$$

Et en prenant une valeur peu restrictive (car faible, et augmentant la borne supérieure de E') de  $\eta(44Hz) = 0.05$  :

$$\frac{E'(44Hz)}{Ei} < 5.714$$

$$\eta(fo = 8.7 \sqrt{\frac{E'}{Ei}}) > 0.223$$

On sélectionnera donc à partir des fiches fournisseurs les élastomères qui vérifient ces inégalités, pour s'assurer d'avoir une isolation d'au moins 80% et une résonance suffisamment amortie. Pour prendre en compte la viscosité non-linéaire, on cherchera à obtenir les propriétés dynamiques pour 10% (peu après l'installation) et à 20% de compression, pour s'assurer que les exigences sont respectées du début à la fin de vie. On regardera aussi la surface minimale requise pour avoir 20% de déformation à 20 ans.

On regardera ensuite l'évolution de la transmissibilité en basse fréquence, pour s'assurer que l'amplification en basses fréquences ne soit pas trop sévère (facteur de perte suffisamment grand). On cherchera globalement à minimiser la transmissibilité, tout en vérifiant que les amplitudes des déplacements vibratoires en début de vie (la rigidité sera la plus basse) restent faibles, inférieures au mm, pour une force d'effort de coupe de 6000 N d'amplitude.

### b. Application avec de réels élastomères

Nous avons exploré les bases de données publiques (Campus Plastic, M-Base Plastic) et des fiches données fournisseurs (EAR, DuPont, Therban, Sorbothane). Nous allons présenter le matériau le plus performant pour notre cas (Sorbothane), et un autre plus rigide (C-1002) qui ne remplit pas toutes les exigences mais qui est intéressant à titre de comparaison.

#### - Sorbothane®

Ce matériau est un polyuréthane, dont la température de transition vitreuse est proche de  $-36^{\circ}\text{C}$ . Il est considéré par le fournisseur comme un thermodurcissable (<https://www.sorbothane.com/material-properties.aspx>).

Les mesures des propriétés mécaniques ont été effectuées à  $20^{\circ}\text{C}$ .

On sélectionne la dureté qui minimise le rapport  $\frac{E'(44\text{Hz})}{E_i}$ . C'est la plus grande dureté (70 shore 00) qui le minimise. On trouve un rapport de 2.7 à 10% de déformation ; et 3.41 avec un fluage à 20% et on dimensionnera donc dans un premier temps à 20 ans, avec 20%. La plus grande résistance nous permettra de plus de diminuer la surface et donc le volume de produit, et de limiter l'amplitude des déplacements vibratoire. Voici les différents paramètres d'intérêt, à  $20^{\circ}\text{C}$  :

- $E'(44\text{ Hz et à 20\% de compression}) = 2.52\text{ MPa}$
- $E_i = 0.7383\text{ MPa}$
- $\eta(44\text{Hz}) = 0.37$
- $\eta(8.7\sqrt{\frac{E'}{E_i}}) = \eta(24.36\text{ Hz}) = 0.4$

On peut calculer alors la surface correspondant à 20% de déformation à 20 ans (11% à l'installation) :  $S = 0.647\text{ m}^2$ , par rapport à une machine de  $5.89\text{ m}^2$ . Cela représente 11% de la surface totale que l'on peut couvrir avec plusieurs supports. Cette surface est assez élevée, et c'est pour cette raison que les constructeurs utilisent des éléments en acier dans leur plot, ou des charges, ce qui augmente le module de compression statique.

Cependant cela change les propriétés dynamiques et nous emmène dans des considérations de dimensionnement structural avancées, qui n'ont pas la place dans cette étude, nous resterons donc avec un tapis épais fais purement d'élastomère. On peut également dire que les élastomères peuvent en réalité être utilisés avec une déformation au-delà de la partie linéaire, avec la partie dynamique travaillant en élasticité. Nous aurions alors besoin des propriétés dynamiques en viscoélasticité hautement non-linéaire, ce qui compliquerait trop notre étude.

Nous allons à présent déterminer les paramètres de Zener fractionnaire (à  $20^{\circ}\text{C}$ ) pour simuler le système amorti pour différentes fréquences. A partir des valeurs fournies par le fournisseur, voici les résultats de l'optimisation par régression des moindres carrée.

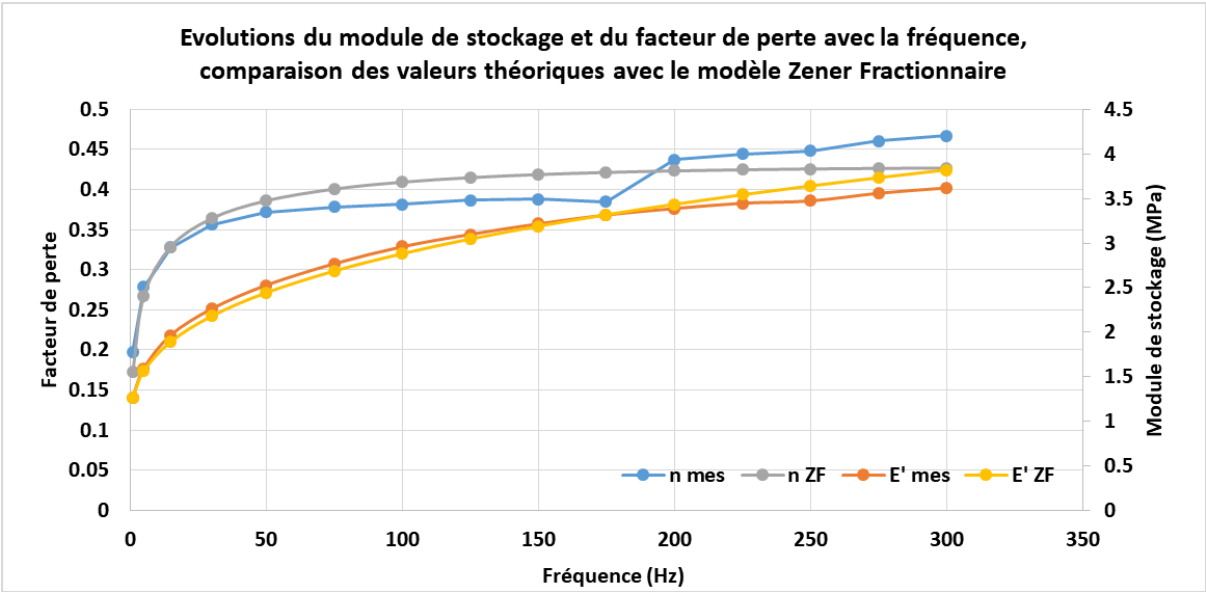


FIG 34 - Evolution du module de stockage et du facteur de perte du Sorbothane

Le coefficient de détermination brut (régression linéaire avec une pente de 1 et une ordonnée à l'origine de 0) est de 0.98 pour le module de stockage et de 0.874 pour le facteur de perte, on acceptera ces paramètres, pour réaliser avec ce modèle la suite de notre pré-dimensionnement.

Voici les paramètres correspondant :

$E_o$ (Pa)	9.45E+05
$E_{\infty}$ (Pa)	2.03E+07
$\tau$ (s)	8.69E-06
$\alpha$	3.91E-01

On peut ainsi extrapoler E' et  $\eta$  sur d'autres gammes de fréquences :

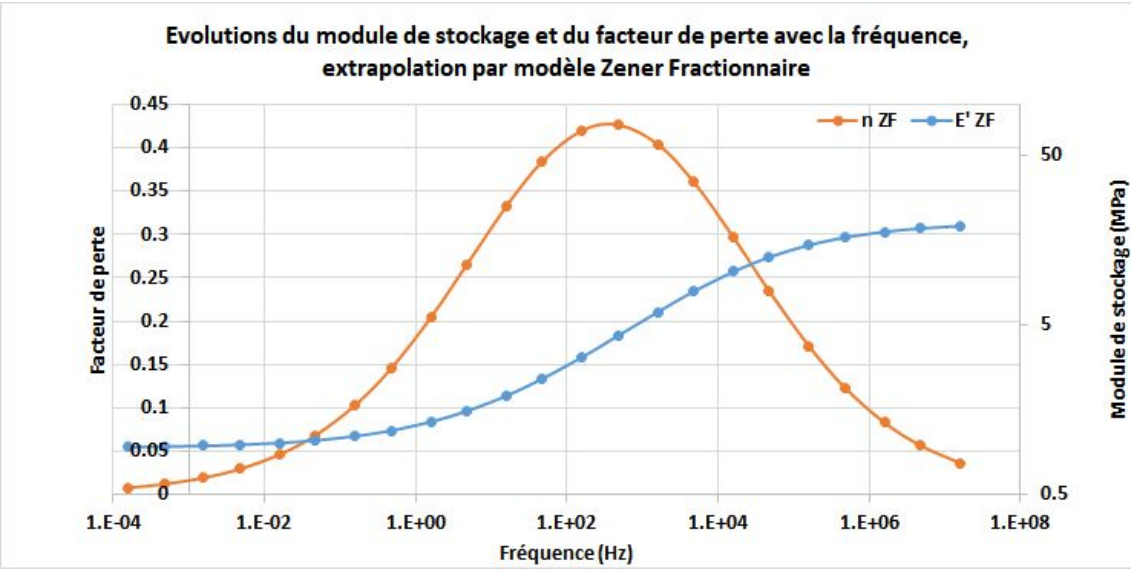


FIG 35 - Extrapolation du module de stockage et du facteur de perte du Sorbothane

Voici les résultats de la modélisation, pour 0.647 m<sup>2</sup> de surface, 5 cm de hauteur, estimé à 20 ans (le fluage a rigidifié le produit), pour une force de coupe sinusoïdale de fréquence 44 Hz et d'amplitude 6000 N.

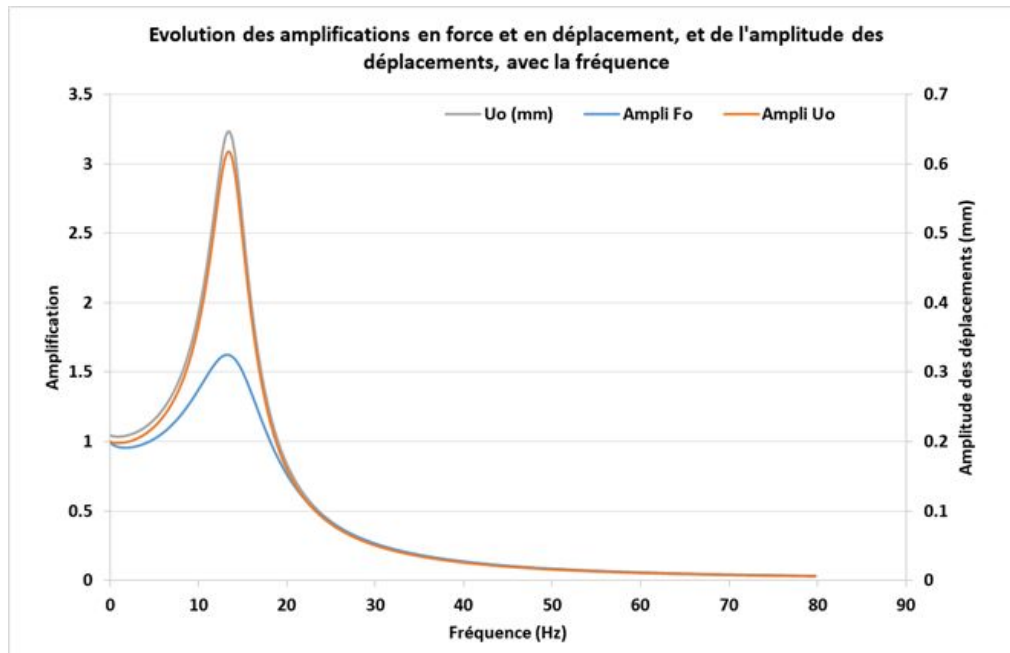


FIG 36 - Lobes d'amplification du système avec le Sorbothane

	Ampli Fo	Ampli Uo	Uo (mm)
<b>à résonance</b>	162.6%	309.0%	0.647
<b>à f service</b>	11.0%	10.3%	0.022
<b>f pour ampli &lt;1</b>	17.8 Hz	18.5 Hz	/

On constate qu'on est bien à plus de 80% d'isolation à la fréquence de service, et qu'on a bien une transmissibilité inférieure à 500% à la résonance. Les amplitudes des déplacements sont également inférieures à 1 mm, même à la résonance. On évitera cependant d'utiliser des vitesses de coupe qui provoquent des fréquences de moins de 18.5 Hz, car l'isolation ne sera plus réalisée.

En reprenant l'étude pour 10% de déformation, en prenant notamment le module de stockage à 10% de déformation, qui est plus bas que celui de 20%, et la longueur est plus grande. On a ainsi une rigidité plus basse, ce qui améliore l'isolation mais détériore la stabilité. Cependant les différences avec le produit à 20% de déformation sont très faibles (0.1% de différences relatives). Cela est en fait cohérent puisque nous sommes restés dans un domaine de viscoélasticité très linéaire (de 0 à 20%).

Nous avons donc déterminé un élastomère qui semble valider nos exigences, avec des approximations. Il faudrait donc par la suite réaliser une campagne d'essai sur la matière et sur des prototypes.

- C-1002

Il est intéressant de comparer notre premier choix avec un autre polymère sélectionné chez un autre fournisseur, présenté auparavant, le polyvinyl C-1002. A noter que cet élastomère était celui du catalogue qui se rapprochait le plus de nos critères de pré-choix. En utilisant les courbes maîtresses fournies, pour 20°C, on a le module de stockage et le facteur de perte pour différentes fréquences. On détermine ainsi les paramètres du modèle Zener Fractionnaire qui collent au mieux les valeurs expérimentales.

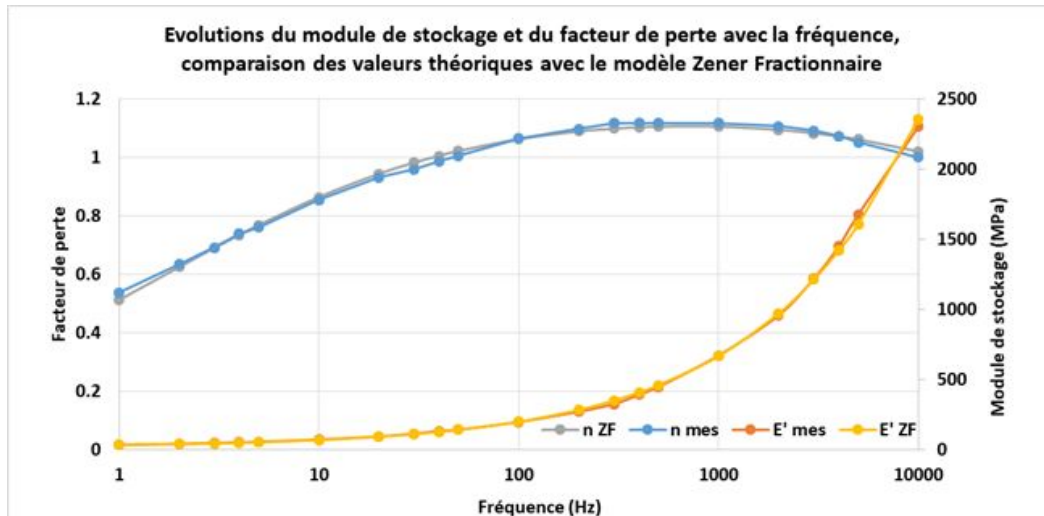


FIG 37 - Evolution du module de stockage et du facteur de perte du C-1002

Les coefficients de détermination de ces régressions sont très bons, supérieurs à 0.99. On peut donc extrapoler les paramètres dynamiques pour d'autres fréquences :

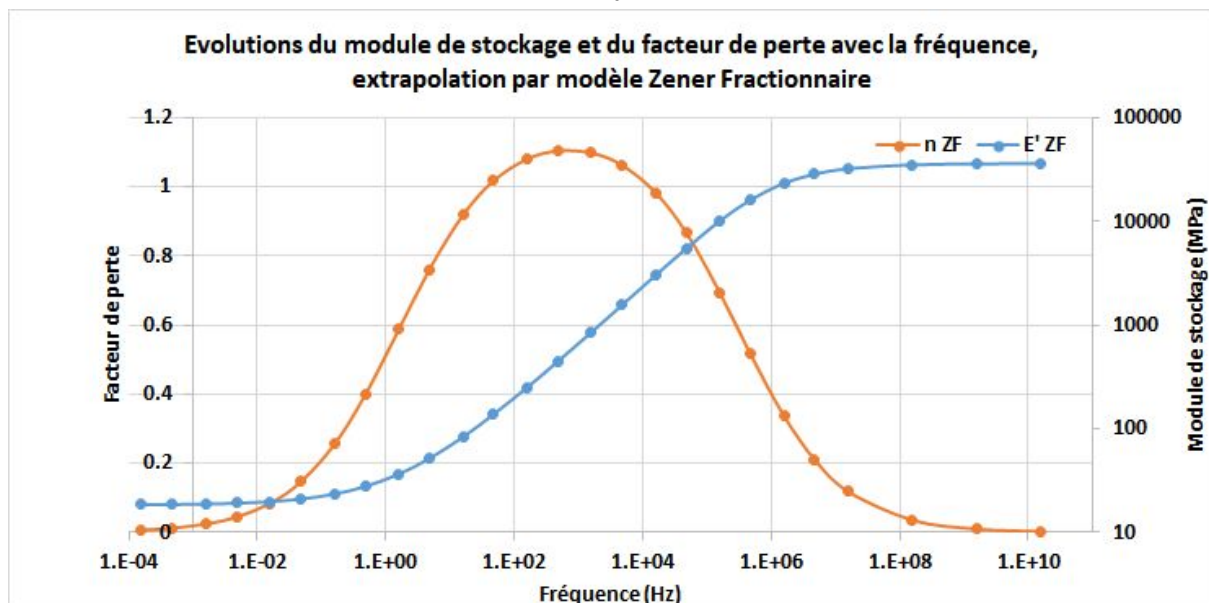


FIG 38 - Extrapolation du module de stockage et du facteur de perte du C-1002

Le fournisseur fournissant les courbes de fluage pour ce matériau, on peut directement déterminer la déformation à 20 ans pour une charge donnée. On prendra une contrainte de 0.172 MPa, dont la déformation en compression à 20 ans est de 8%, le matériau est selon les fiches toujours en comportement linéaire. La contrainte correspond à une surface de 0.228 m<sup>2</sup> (3.87% de la surface disponible).

Voici les résultats de la modélisation, pour 0.228 m<sup>2</sup> de surface, 5 cm de hauteur, estimé à 20 ans (le fluage a rigidifié le produit), pour le C-1002 :

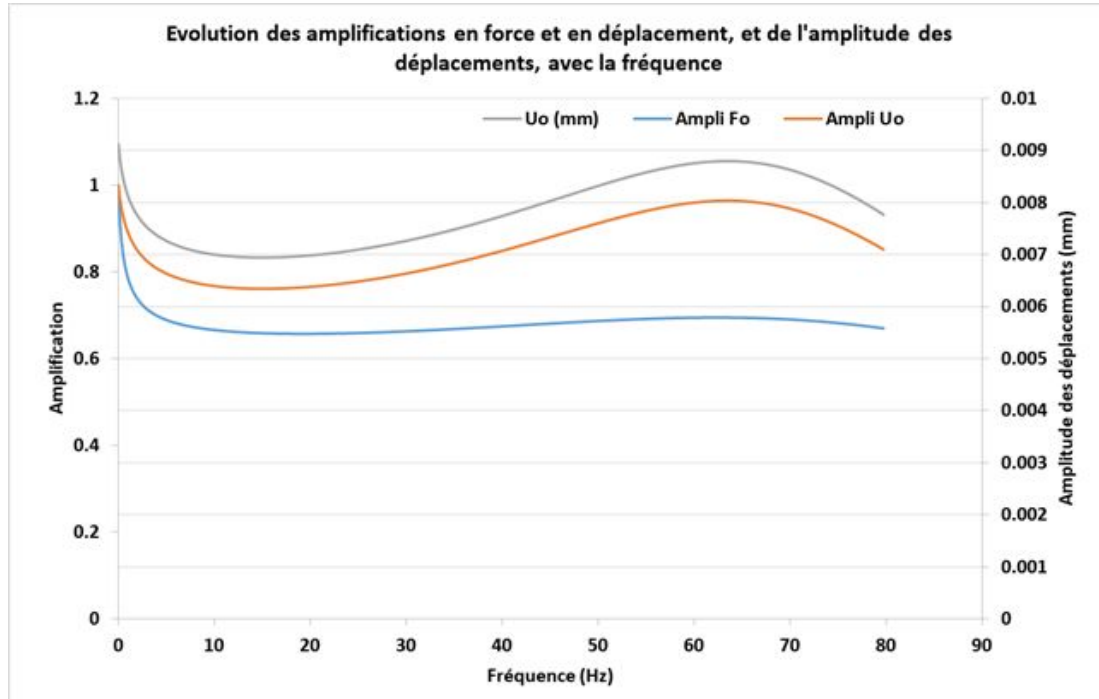


FIG 39 - Lobes d'amplification du système avec le C-1002

	Ampli Fo	Ampli Uo	Uo (mm)
<b>à résonance</b>	69.4%	96.4%	0.0088
<b>à f service</b>	68.0%	87.4%	0.0080
<b>f pour ampli &lt;1</b>	0.0	0.0	/

Bien que les amplifications soient trop hautes, cet élastomère reste intéressant, il comporte plusieurs avantages par rapport à notre premier choix qui était moins rigide et dont le facteur de perte était plus bas :

- Malgré une transmissibilité assez élevée à la fréquence de service, elle reste inférieure à 100% même en basses fréquences, elle est en fait quasi constante au-delà de 10 Hz (inférieure à 70%)
- Les amplitudes des déplacements sont en service plus faibles que pour l'élastomère moins rigide (2.75 fois moins à 44 Hz et 73.5 fois moins à la résonance)
- La surface nécessaire est 2.84 fois moins grande

### c. Bilan

Si l'isolation nécessaire n'est pas très élevée (machine dans un environnement isolé et non résonant par exemple), et qu'on cherche surtout une grande stabilité (si la machine est de grande précision par exemple), il vaut mieux utiliser un support assez rigide, avec un



amortissement suffisamment grand pour que la résonance soit gommée. Mais un support trop rigide pourrait finir par activer les déformations internes de la machine, il faudrait donc réaliser une simulation complète, avec les composants internes de la machine. On bénéficiera à priori aussi des autres avantages du support : réglage, rattrapage des jeux, amortissement des chocs, isolation vibratoire, ...

Pour isoler fortement, on voit bien qu'il faut une rigidité du support suffisamment basse, pour que le système se déplace au lieu de transmettre les forces. Il faudra alors trouver un compromis avec la surface du support (qui devra supporter le poids) et avec la stabilité du système. Pour notre cas on retiendra ainsi le Sorbothane, un élastomère d'uréthane, qui permet de respecter les exigences d'isolation.

On peut ainsi noter que les propriétés des élastomères peuvent grandement varier, et que cela amène à des comportements très différents. Il faut donc avoir des modèles particulièrement précis (et des données fiables) et un cahier des charges bien construit pour pouvoir choisir les élastomères les plus appropriées pour une situation fixée.

Il est possible d'utiliser les élastomères sous de nombreuses configurations (en compression, en cisaillement, précontraints, renforcés par parties en acier ou par des charges), et des études sont encore en cours pour développer des modèles de comportement non-linéaires, ce qui élargira encore le spectre de possibilité d'emploi.

## IV. Aspects économiques, de faisabilité et écologiques

Afin d'affiner notre étude pour le choix de l'élastomère candidat, il est important de prendre en compte les considérations économiques, de faisabilité ou encore écologiques. Nous avons répertoriés dans le tableau ci-dessous des informations pertinentes, lorsqu'elles étaient accessibles, sur les critères qui nous paraissent essentiels pour conforter ou relativiser notre choix :

Polymère	Élastomère à base de polyuréthane	Élastomère à base de vinyle
Noms commerciaux	Adiprene® Pellethan® Sorbothane®	ISODAMP C-1002®/ C-1105® / C-1100®
Procédé de mise en forme	Injection haute et basse pression, moulage par injection	Moulage par injection ou compression
Toxicité	Produits pour la vulcanisation reprotoxiques	
Environnement	Fortement inflammable (ajout d' additifs ignifugeants)	<i>Pas d'information</i>
Prix	<i>Pas d'information</i> - peu déterminant	<i>Pas d'information</i> - peu déterminant
Recyclabilité	Thermodurcissable, difficilement recyclable après vulcanisation	Thermoplastique, recyclable en théorie mais compliqué car vulcanisé
Réutilisation en fin de vie	Broyé en fine poudre (particules 0.05mm) => 50% pour revêtement de routes et terrains sportifs	
Température d'utilisation optimale	~ -20 °C à ~ +80°C	+13°C à +41°C
Durée de vie moyenne	20 ans en condition optimale (potentiellement plus)	

Sources : Documentation technique et commerciale en ligne des fabricants des élastomères suivants : Adiprene®, Pellethan®, Sorbothane® et ISODAMP®.

*Remarque : Le moulage par compression illustré par la figure ci dessous consiste à apposer des granules ou préformés d'élastomères dans un moule, puis à presser ce dernier tout en maintenant une température adaptée à la réticulation du thermodurcissable. On ébavure après refroidissement et ouverture du moule.*

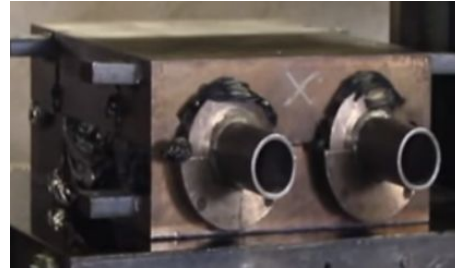


FIG 40 - Moulage de gaine par compression

On remarque les élastomères à base de polyuréthane, comme le Sorbothane®, sont plus inflammables. Il faut donc penser à y ajouter des agents ignifugeants, puisque le milieu industriel est propice à ce type d'aléa.

Selon les informations accessibles, il semble que les élastomères à base de vinyle comme l'ISODAMP C-1002® peuvent être obtenus par une plus grande diversité de procédés de fabrication, puisqu'il est possible de les obtenir en moulage par compression.

En ce qui concerne la plage de température d'utilisation optimale conseillée par les constructeurs, le Sorbothane® offre une plus grande souplesse ( $\sim -20^{\circ}\text{C}$  à  $\sim +80^{\circ}\text{C}$ ) que l'ISODAMP C-1002® ( $+13^{\circ}\text{C}$  à  $+41^{\circ}\text{C}$ ).

La limite supérieure de  $41^{\circ}\text{C}$  peut paraître limitée, puisque les machines outils dégagent beaucoup de chaleur, et sont parfois situées à proximité de zones dédiées au travail des métaux (recuit, traitements thermiques spéciaux etc). De plus, l'échauffement de l'élastomère lui-même contribue à l'élévation générale de la température.

Cette brève analyse rejoint l'analyse vibratoire précédente sur la préférence du Sorbothane®.

On peut dresser d'autres constats plus généraux sur l'utilisation d'élastomères pour l'amortissement dans l'industrie :

- Les produits utilisés pour la vulcanisation des élastomères dégagent souvent des fumées toxiques, comme le souligne de nombreux rapports sur la santé du travail (notamment dans les industries de pneumatiques)
- Une fois vulcanisés, les élastomères ne peuvent être recyclés si l'on veut retrouver 100% des caractéristiques initiales. Des solutions durables doivent être mises en place, ce qui affecte le prix des amortisseurs, puisque la prise en charge en fin de vie est plus onéreuse (récupération puis broyage en fine poudre pour utilisation dans des revêtements de route ou de terrains sportifs).
- La durée de vie n'est pas explicitement mentionnée dans les documentations de fabricants que nous nous sommes procurés, tant la diversité d'utilisation et la fréquence de sollicitation des plots peut varier. Cependant, il semble qu'une durée de vie de 20 ans (durée prise lors de notre étude) soit raisonnable, comparé à celle d'une

machine outil en industrie, qui excède rarement les 40 ans (obsolescence technologique ou de productivité). Cela implique au maximum un renouvellement de plot sur la durée de vie de la machine.

- Enfin, nous n'avons pas trouvé d'informations pertinentes vis à vis du prix des plots constitués de ces élastomères, puisque le prix du matériau brut ne reflète pas le prix de la solution. En effet, l'étude vibratoire préalable (même grossière), ainsi que le coût de fabrication du plot surpassent largement le coût de la matière brut. C'est pourquoi il est difficile de parler de compétitivité prix entre deux élastomères différents pour des plots vibrants.

## Conclusion

Au cours de ce projet, nous avons pu approfondir et mettre en pratique nos connaissances sur les élastomères, tout en utilisant nos compétences en gestion de projet, vibrations amorties, mécanique statique, choix des matériaux, etc. Nous avons ainsi pu constater les grands atouts et limitations de cette classe de polymères, qui peuvent être utilisés en très grandes déformations (de manière fortement incompressible) et pour des températures assez élevées, qui possèdent de très bonnes propriétés d'amortissement structural, et qui sont en général peu chères et facilement mis en forme.

Nous avons pu réaliser un pré-dimensionnement d'un support pour une fraiseuse, ce qui nous a amené à sélectionner un élastomère d'uréthane, très performant. Nous avons constaté la grande variété des propriétés des élastomères, pouvant être modifiées notamment par la formulation chimique, la longueur des chaînes, par les charges et additifs, ou par des traitements. Pour les problèmes d'isolations vibratoires où les raideurs, masses, et fréquences de service peuvent grandement changer d'un système à l'autre, cette diversité des propriétés possibles est très intéressante, à condition d'avoir des modèles du comportement des polymères suffisamment précis.

Due aux nombreuses approximations de notre étude, il faudrait par la suite :

- réaliser une modélisation avec tous les modes propres et degrés de liberté, en 3 dimensions, et en prenant en compte les réponses transitoires
- réaliser des essais en situation réelle avec des prototypes, pour valider le comportement en statique et dynamique, et si possible évaluer l'échauffement et le vieillissement
- s'assurer que la solution retenue est justifiée pour une production grande échelle, par son coût et ses possibilités de mises en formes
- si nécessaire compléter notre support par des parties en acier (pour augmenter la rigidité statique), avec si possible un mécanisme de réglage de la hauteur, et si nécessaire, utiliser notre matériau en cisaillement, et en prenant en compte les effets de la forme (facteurs correctifs)
- évaluer la réponse du système à un choc, que le support doit pouvoir amortir et supporter sans rompre

Cette étude nous a permis de mieux comprendre les limites d'une solution se basant uniquement sur les propriétés d'un matériau en laissant de côté des solutions géométriques complexes. Les produits les plus adaptés à une utilisation comme celle que nous visons sont par exemples les combinaisons ressort/coussins de fils métallique, ils assurent des fréquences propres plus basses qui seront adaptés aux multiples vitesses de coupes, et de plus grandes rigidités statiques. Ils offrent une durée de vie sans doute plus importante tout en offrant des valeurs de déflexion plus importantes.

## Bibliographie

Techniques de l'ingénieur Isolation antivibratoire et antichoc - Définitions. Principes physiques - *Bernard Garnier*

Techniques de l'ingénieur Isolation antivibratoire et antichoc - Solutions technologiques et industrielles - *Bernard Garnier*

Techniques de l'ingénieur Comportements physique et thermomécaniques des plastiques - *Michel Chatain*

Techniques de l'ingénieur Vibrations - *Jacques Plusquellec*

Techniques de l'ingénieur Matériaux viscoélastiques - Atténuation du bruit et des vibrations - *Luigi Garibaldi, Menad Sidahmed*

Cours TN13 UTC Sensibilisation au dimensionnement dynamique en conception - *Etienne Arnoult*

Cours MQ03 UTC - *Mabrouk Ben Tahar*

Cours La viscoélasticité des polymères ISITV - *Franck Sosson*

Cours Vibrations et acoustique 1 - *Jean-Claude Pascal*

Cours Viscoelastic properties of polymers Université du Tennessee Knoxville - *Yangyang Wang*

Cours Comportement mécanique des polymères Mines Paris - *Noëlle Billon*

Cours Physique des sons et vibrations Viscoélasticité - *A. Boukamel*

Cours Viscoélasticité pour le calcul des structures - *Jean Salençon*

Vibration and sound damping in polymers - *V G Geethamma, R asaletha, Nandakumar Kalarikkal, Sabu Thomas*

Découplage Mécaniques - *Jacques Romengas, Frédéric Poirrier*

Catalogues constructeur: *Calenberg Ingenieure, Paulstra Industry, Trelborg, Aearo EAR, Polycorp, ACEolator, Hydrotech, Verlarg moderne industrie, Addidas, Lubrizol, Sorbothane,*

Etude du comportement du néoprène et d'appareils d'appui parasismiques en néoprène fretté - *Quang Tam Nguyen*

Caractérisation de matériaux poro-visco-élastiques - *Amélie Renault*

Modélisation par éléments finis des vibrations non linéaires d'une poutre sandwich à coeur viscoélastiques - *Massamaesso Bilasse, El Mostafa Daya*

Amortir les vibrations et instabilités - *Gaël Chevallier*

Etude du comportement en compression-cisaillement d'isolateurs sismiques en caoutchouc - *Adamou Saidou*

Viscoplastic constitutive theory for brittle to ductile damage in polycrystalline material under dynamic loading - *Amir Shojaei, George Z. Voyiadjis, P.J. Tan*

Fatigue thermomécanique des élastomères polyuréthane - *Pascal Pichon*

Proceedings of damping '91 - *Flight Dynamic Directorate, Wright Laboratory*

Characterization and modeling of the viscoelastic behavior of a self-adhesive rubber using DMA tests - *Lucie Rouleau, Rogéro Pirk, Bert Pluymers, Wim Desmet*

Dynamic properties of polymer materials and their measurements - *Kartik Srinivas*

Elastic and viscoelastic properties of synthetic rubber (polychloroprene): Dynamic and static characterization - *Alessandro Schiavi, Andrea Prato*

Passive viscoelastic constrained layer damping for structural application - *Palash Dewangan*

Standard linear solid model for dynamic and time dependent behaviour of building materials - *Y.M. de Haan, G.M. Sluimer*

Determining fractional Zener model parameters for low frequency DMA measurements - *Nadine Feldmann, Fabian Bause, Bend Henning*

Elastomeric Materials - *Kalle Hanhi, Minna Poikelispää, Hanna-Mari Tirilä*

Approche multi-échelles dans les matériaux polymères: de la caractérisation nanométrique aux effets d'échelles - *Thanh Loan Nguyen*

Viscoélasticité non-Linéaire - *Yves Beraard*

Constitutive modelling of viscoelastic unloading of short glass fibre-reinforced polyethylene - *Y Rémond*

Creep, Relaxation and Viscosity Properties for Basic Fractional Models in Rheology - *Francesco Mainardi, Giorgio Spada*

Determining fractional Zener model parameters from low frequency DMA measurements - *Nadine Feldmann, Fabian Bause, Bernd Henning*

Engineering viscoelasticity - *David Roylance*

Lecture Notes on Rheological Models - *Peter Moczo, Jozef Kristek, Peter Franek*

Measuring the complex modulus of polymers by instrumented indentation testing - *J. Hay, E. Herbert*

Identification de propriétés viscoélastiques de matériaux polymères par mesures de champs de réponses en fréquence de structures - *Aurélien Moreau*

Analyse des mécanismes de conduction thermique dans les composites structuraux PEEK/particules submicroniques d'argent - *Lisa Rivière*

Identification des propriétés mécaniques de matériaux composites par analyse vibratoire - *Jean-Sébastien Dupuy*

CAMPUS Plastique



## Bibliographie des figures

FIG 1, 9, 10, 28

Catalogue Paulstra Industry

FIG 2, 3

Modélisation du comportement dynamique non linéaire d'un système machine-outil-pièce lors d'une opération de fraisage - *Hédi Yengui*

FIG 5

Catalogue CINCINNATI DART

FIG 7

Biolin Scientific

FIG 6

Energie Plus Belle

FIG 8

ISO 6721-1:2011

FIG 9

A Rapid Method of Measuring the Glass Transition Temperature Using a Novel Dynamic Mechanical Analysis Method - *Zhang, Y & Adams, R & Silva, L.F.M..*

FIG 11, 12, 13, 14

Identification des propriétés mécaniques de matériaux composites par analyse vibratoire - *Jean-Sébastien Dupuy*

FIG 16, 17

Fatigue thermomécanique des élastomères polyuréthane - *Pascal Pichon*

FIG 19

Conductivité thermique effective de composites polymère/fibres conductrices - *Manel HADDADI, Boudjemaa AGOUDJIL, Vincent FEUILLET, Laurent IBOS, Mustapha KARKRI*

FIG 22

Obtaining Material Data for Structural Mechanics from Measurements - *Henrik Sönnnerlind*

FIG 25

Cours CT04 CND - *Patrice Simard*

FIG 29

Creep, Relaxation and Viscosity Properties for Basic Fractional Models in Rheology -  
*Francesco Mainardi, Giorgio Spada*

FIG 30

Généralités sur l'amortissement - *Al Majid*

FIG 33

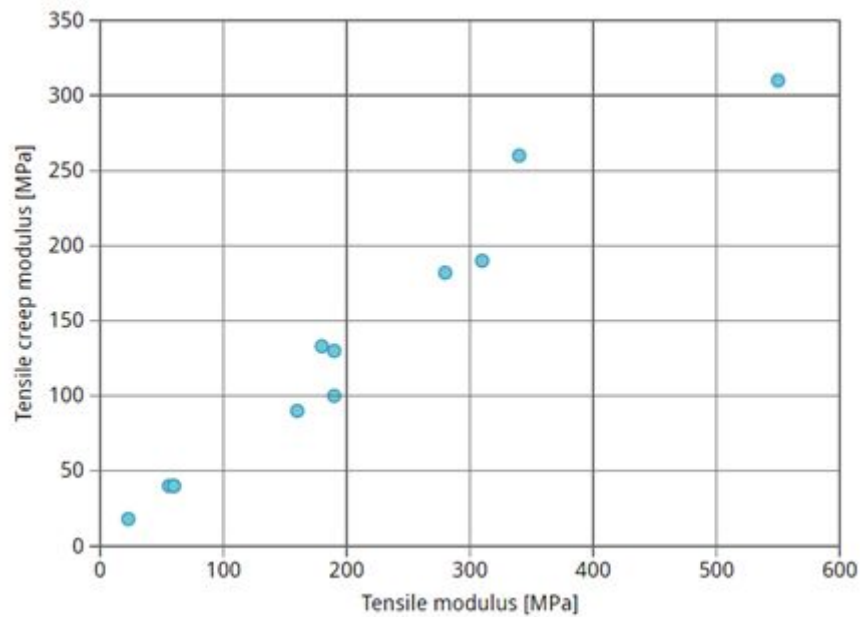
Catalogue Rathbun Associates

FIG 40

Moulage de gaine par compression - Magicap (Youtube)

## Annexe A - Fluage d'élastomère

Relation linéaire entre le module de fluage pour 1000 heures et le module instantané, pour un ensemble d'élastomères diverses. Courbe prise du site Campus Plastic.



On remarque une certaine corrélation linéaire, avec ici une pente de 0.65.