



**HAL**  
open science

# Contribution à la prise en compte des incertitudes en mécanique des chocs

Denis Brizard

► **To cite this version:**

Denis Brizard. Contribution à la prise en compte des incertitudes en mécanique des chocs. Matériaux et structures en mécanique [physics.class-ph]. Université Claude Bernard Lyon 1 (UCBL), FRA., 2024. tel-04510779

**HAL Id: tel-04510779**

**<https://hal.science/tel-04510779>**

Submitted on 19 Mar 2024

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Distributed under a Creative Commons Attribution - NoDerivatives 4.0 International License



Mémoire d'Habilitation à Diriger les Recherches  
Université Claude Bernard Lyon 1

# Contribution à la prise en compte des incertitudes en mécanique des chocs

Denis BRIZARD

Soutenue publiquement le 28 février 2024 devant le jury :

Éric Markiewicz	Université Polytechnique Hauts-de-France	Rapporteur,
Fabien Treyssède	Université Gustave Eiffel	Rapporteur,
Emmanuel Pagnacco	INSA de Rouen Normandie	Rapporteur,
Nicolas Gayton	Sigma Clermont	Examineur,
Sylvie Ronel	Université Claude Bernard Lyon 1	Examinatrice.

N° d'ordre : xxxxxxxx



Laboratoire de Biomécanique et Mécanique des Chocs  
LBMC UMR\_T9406 (Univ Eiffel-Univ Lyon 1)  
69675 Bron, France



Contribution à la prise en compte des incertitudes  
en mécanique des chocs

Denis BRIZARD

19 mars 2024



# Sommaire

Introduction	vii
<b>I Mécanique des chocs et incertitudes à l'échelle des matériaux</b>	<b>1</b>
<b>1 Barres de Hopkinson pour la caractérisation dynamique</b>	<b>3</b>
1.1 Introduction	3
1.2 Principe de fonctionnement	3
1.3 Calcul 1D de la propagation des ondes	4
1.4 Conception du banc d'essai	9
1.5 Conclusion	13
<b>2 Propagation des ondes dans les barres et les tubes</b>	<b>15</b>
2.1 Introduction	15
2.2 Équation de Pochhammer-Chree pour les barres rondes	15
2.3 Barres de section elliptique	17
2.4 Équation de dispersion pour les tubes ronds	18
2.5 Méthodes approchées	19
2.6 Mise en évidence des branches supérieures	25
2.7 Conclusion	25
<b>3 Identification des barres de mesure</b>	<b>27</b>
3.1 Introduction	27
3.2 Barres élastiques	27
3.3 Barres viscoélastiques	30
3.4 Conclusion	32
<b>4 Incertitudes de mesure dans les essais aux barres de Hopkinson</b>	<b>35</b>
4.1 Introduction	35
4.2 Incertitudes sur les mesures de déformation	36
4.3 Dimensions et matériaux	37
4.4 Incertitudes liées au post-traitement	38
4.5 Incertitudes liées au transport des ondes mesurées	40
4.6 Conclusion	43
<b>5 Bilan et perspectives</b>	<b>45</b>
5.1 Bilan	45
5.2 Perspectives	45

<b>II</b>	<b>Mécanique des chocs et incertitudes à l'échelle des structures</b>	<b>47</b>
<b>6</b>	<b>Méthodes pour la propagation d'incertitudes en mécanique des chocs</b>	<b>49</b>
6.1	Introduction . . . . .	49
6.2	Métamodèles pour la propagation d'incertitudes . . . . .	53
6.3	Analyse de sensibilité globale . . . . .	59
6.4	Conclusion . . . . .	61
<b>7</b>	<b>Application aux dispositifs de retenue routiers</b>	<b>63</b>
7.1	Introduction . . . . .	63
7.2	Dispositifs de retenue routiers . . . . .	63
7.3	Simulation numérique des dispositifs de retenue routiers . . . . .	66
7.4	Analyse globale de sensibilité des dispositifs de retenue routiers . . . . .	67
7.5	Conclusion . . . . .	70
<b>8</b>	<b>Application aux écrans pour motards</b>	<b>71</b>
8.1	Introduction . . . . .	71
8.2	Écrans pour motards . . . . .	71
8.3	Perte de contrôle en virage et conditions d'impact des motocyclistes . . . . .	72
8.4	Sensibilité des critères de blessure aux conditions de choc . . . . .	75
8.5	Conclusion . . . . .	78
<b>9</b>	<b>Choc piéton-tramway : influence de la géométrie du tramway</b>	<b>79</b>
9.1	Introduction . . . . .	79
9.2	Simulation du choc piéton . . . . .	79
9.3	Influence de la géométrie . . . . .	81
9.4	Conclusion . . . . .	83
<b>10</b>	<b>Bilan et perspectives</b>	<b>85</b>
10.1	Bilan . . . . .	85
10.2	Perspectives . . . . .	85
<b>III</b>	<b>Curriculum vitae et production scientifique</b>	<b>87</b>
<b>11</b>	<b>Curriculum vitae étendu</b>	<b>89</b>
11.1	Diplômes, titres, déroulement de carrière . . . . .	89
11.2	Production scientifique . . . . .	91
11.3	Enseignement et formation à la recherche . . . . .	92
11.4	Activités d'expertise, de valorisation et de transfert . . . . .	93
11.5	Activités d'administration et d'animation de la recherche . . . . .	94
11.6	Rayonnement scientifique et diffusion de l'information et de la culture scientifique . . . . .	94
<b>12</b>	<b>Production scientifique</b>	<b>97</b>
12.1	ACL . . . . .	97
12.2	Errata . . . . .	98
12.3	ACLN . . . . .	99
12.4	ACTI . . . . .	99
12.5	ACTN . . . . .	100
12.6	COM . . . . .	100
12.7	Rapports de recherche . . . . .	100

<b>IV</b>	<b>Annexe</b>	<b>101</b>
<b>A</b>	<b><i>Making-of</i></b>	<b>103</b>
A.1	Outils . . . . .	103
A.2	Un pas vers la recherche reproductible . . . . .	103
A.3	Crédits . . . . .	107
A.4	Remerciements . . . . .	107
	<b>Bibliographie</b>	<b>109</b>
	<b>Sommaire détaillé</b>	<b>123</b>
	<b>Table des figures</b>	<b>131</b>
	<b>Liste des tableaux</b>	<b>135</b>



# Introduction

## Contexte

Le présent document rassemble les principaux travaux de recherche que j'ai menés depuis ma prise de poste en tant que chargé de recherche au Laboratoire de Biomécanique et Mécanique des Chocs UMR\_T 9406 en décembre 2012.

J'ai une formation initiale en mécanique des vibrations avec un master recherche sur le crissement des freins à disque (synthèse modale et analyse de stabilité) et une thèse sur le contrôle passif des vibrations de lanceur spatial (synthèse modale, modification structurelle, amortissement). Lors de mon arrivée au LBMC, il m'a donc fallu changer de thématique et me former à la mécanique des chocs. En effet, le profil du poste portait sur la robustesse des modèles numériques de sollicitations dynamiques vis-à-vis des incertitudes.

Au moment où je suis arrivé, GOUBEL [79] soutenait sa thèse sur les dispositifs de retenue de route au sein du laboratoire. C'est ensuite en 2015 que j'ai commencé les expertises de simulations numériques auprès de l'ASCQUER<sup>1</sup>, ce qui m'a permis de me familiariser avec les dispositifs de retenue de route, ainsi que leurs raccordements, et les techniques de modélisation numériques associées. Les travaux relatifs à ce sujet font l'objet de la partie II.

À mon arrivée au LBMC, j'ai intégré l'équipe<sup>2</sup> « Mécanique et comportement au choc des structures ». L'équipe disposait déjà d'un dispositif de test dynamique par impact direct appelé bloc-barre [92] et avait la volonté de disposer de barres de Hopkinson. Le devis pour un tel dispositif s'élevait à plusieurs dizaines de k€, sans comprendre de système de mesure. En effet, ce type de banc de

mesure est peu courant et la fabrication unitaire sur mesure est donc onéreuse. Cela a donc motivé la décision de développer et construire le banc au sein du laboratoire. Les travaux associés au banc de mesure par barres de Hopkinson sont regroupés dans la partie I.

## Ancrage institutionnel

Mes travaux de recherche s'inscrivent dans les grandes orientations définies dans le deuxième Contrat d'Objectifs et de Performance entre l'État et l'Ifsttar (COP 2017-2021). Ils se situent dans l'axe 1 du COP « Transporter efficacement et se déplacer en sécurité » et plus précisément dans l'objectif 1.2 « Renforcer la sécurité et l'ergonomie des déplacements, pour une mobilité sereine et respectueuse de la vie humaine ». Depuis 2020, l'Ifsttar n'existe plus car l'institut a fusionné pour devenir l'Université Gustave Eiffel (établissement public expérimental), les grandes orientations scientifiques ne sont –à ma connaissance– pas encore publiées.

## Organisation du manuscrit

Le mémoire est organisé en deux parties. La partie I traite de la mécanique des chocs à l'échelle des matériaux. La partie II traite de la mécanique des chocs à l'échelle des structures. Chacune des deux parties porte une attention particulière à la prise en compte des incertitudes, thème transversal qui constitue le fil de ce mémoire.

Dans la partie I, le chapitre 1 présente le principe de fonctionnement des barres de Hopkinson, la fabrication du banc et le calcul de la propagation 1D des ondes (illustrant ainsi le fonctionnement du banc). Les courbes de dispersion sont nécessaires pour le calcul de la propagation des ondes dans les barres de Hopkinson : le chapitre 2 traite des équations de dispersion dans les barres de différentes sections et

1. Association pour la Certification et la Qualification des Équipements de la Route, voir §11.4.2

2. L'organisation du LBMC a depuis été revue et le laboratoire est maintenant organisé selon deux thèmes comportant chacun deux axes. Je fais désormais partie du thème « Faciliter les déplacements ».

de leur résolution numérique. Le chapitre 3 présente des méthodes d'identification des barres de mesure, c'est-à-dire comment identifier les propriétés de la barre afin de pouvoir ensuite calculer la propagation des ondes dans cette barre. Enfin, le chapitre 4 est une tentative de quantification des incertitudes de mesure des essais aux barres de Hopkinson, il utilise les éléments des trois chapitres précédents. Le chapitre 5 conclut cette partie.

Dans la partie II, le chapitre 6 commence par présenter un état de l'art sur la propagation des incertitudes appliquée à la mécanique des chocs, se poursuit par les travaux menés sur les métamodèles pour la mécanique des chocs et se termine par une présentation des deux principales méthodes d'analyse globale de sensibilité dont l'usage est fait tout au long du mémoire. Le chapitre 7 s'intéresse aux paramètres influents sur les performances d'un dispositif de retenue de route en acier à l'aide de méthodes d'analyse globale de sensibilité. La première partie du chapitre présente les dispositifs de retenue de route, le contexte normatif et les techniques de modélisation couramment employées. Le chapitre 8 présente les travaux sur les écrans motards équipant les dispositifs de retenue de route : simulation des conditions de choc des motards sur les barrières et analyse de sensibilité en vue de déterminer l'influence de conditions de choc sur les critères de blessure. Enfin, le chapitre 9 résume l'étude sur la géométrie des faces avant des tramways en vue de déterminer les géométries limitant les blessures en cas de percusion d'un piéton. Le chapitre 10 conclut cette partie.

La partie III rassemble mon curriculum vitae (chapitre 11) et la liste de ma production scientifique (chapitre 12).

Première partie

**Mécanique des chocs et incertitudes  
à l'échelle des matériaux**



# Chapitre 1

## Barres de Hopkinson pour la caractérisation dynamique

### 1.1 Introduction

Les barres de Hopkinson permettent de tester des matériaux à haute vitesse de déformation, typiquement dans la gamme allant de  $200 \text{ s}^{-1}$  à  $10^4 \text{ s}^{-1}$  dans le cas de la compression [100]. L'origine de ce moyen d'essai remonte au début du XX<sup>e</sup> siècle avec les travaux de HOPKINSON [87] sur la mesure de la pression générée par la détonation d'explosifs à l'aide d'une barre. Ces travaux sont ensuite repris par DAVIES [46] et KOLSKY [99]. La méthode de mesure avec les barres dites de Hopkinson est alors raffinée tout au long de la seconde moitié du XX<sup>e</sup> siècle.

La littérature sur le sujet est très vaste, à la fois pour ce qui est des développements méthodologiques ou théoriques, des matériaux testés (métalliques, polymères, biologiques, bétons, pour n'en citer que quelques-uns) ou du type d'essai (compression, traction, cisaillement par exemple). Les références [69, 37, 71, 80] sont de bons points d'entrée pour appréhender la thématique des barres de Hopkinson.

Ce chapitre comporte trois parties. La section 1.2 explique le principe de fonctionnement des barres de Hopkinson et indique la manière dont les essais sont post-traités. La section 1.3 traite du calcul 1D de la propagation des ondes dans un ensemble de barres en contact, l'application à une configuration de type barres de Hopkinson permet d'illustrer et de comprendre les phénomènes de propagation des ondes en jeu. La section 1.4 présente le banc d'essai que j'ai conçu et réalisé au sein du laboratoire.

### 1.2 Principe de fonctionnement

#### 1.2.1 Ondes incidente, réfléchie et transmise

Le dispositif des barres de Hopkinson est constitué, dans le cas d'essais de compression, de deux barres de mesure (voir Figure 1.1). Chaque barre de mesure est équipée de jauges de déformation afin de mesurer les ondes de traction-compression se propageant dans la barre à la vitesse  $c_0 = \sqrt{E/\rho}$  (avec  $E$  le module élastique de la barre et  $\rho$  sa masse volumique). L'échantillon est disposé entre les deux barres de mesure, en contact, et l'impacteur vient percuter la barre de mesure entrante à une vitesse donnée. Le choc génère une onde de compression, appelée onde incidente, cette onde est en partie réfléchie à l'interface avec l'échantillon (du fait du changement d'impédance) et en partie transmise par l'échantillon à la barre de mesure sortante. Voir également la Section 1.3.3 pour la simulation 1D de la propagation des ondes dans un système de type barres de Hopkinson.

La durée du chargement correspond à un aller-retour de l'onde se propageant dans l'impacteur p de longueur  $L_p$  :  $T = 2L_p/c_0$ . L'amplitude de la contrainte générée par le choc<sup>1</sup> est  $\sigma_p = \rho_p c_0 v_p/2$ , où  $v_p$  est la vitesse de l'impacteur, la déformation correspondante est  $\epsilon_p = v_p/2c_0$  [37].

Une fois que l'échantillon a atteint l'équilibre

---

1. Dans l'impacteur, ou dans la barre de mesure si cette dernière est de même section et de même matériau que l'impacteur.

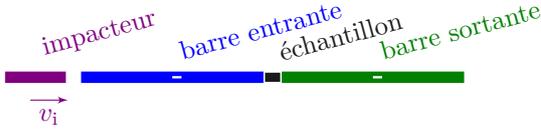


FIGURE 1.1 – Schéma de principe des barres de Hopkinson

dynamique (voir section 1.3.3 et notamment la figure 1.7), la vitesse de déformation, la déformation et la contrainte dans l'échantillon sont données par

$$\dot{\epsilon}_s(t) = \frac{-2c_0}{l_s} \epsilon_r(t) \quad (1.1)$$

$$\epsilon_s(t) = \frac{-2c_0}{l_s} \int_0^t \epsilon_r(\tau) d\tau \quad (1.2)$$

$$\sigma_s(t) = \frac{A_b E_b}{A_s} \epsilon_t(t) \quad (1.3)$$

où  $c_0$  est la célérité des ondes dans les barres de mesure,  $l_s$  est la longueur initiale de l'échantillon,  $E_b$  est le module élastique des barres de mesure,  $A_b$  est la surface de la section de la barre de mesure sortante et  $A_s$  la surface de la section initiale de l'échantillon. Dans ces trois équations,  $\epsilon_r(t)$  et  $\epsilon_t(t)$  sont les ondes réfléchié et transmise, mesurées à l'interface avec l'échantillon.

Cette mesure des ondes à l'interface avec l'échantillon n'est toutefois pas réalisable en pratique avec des jauges de déformation pour deux raisons :

1. dans la barre de mesure entrante, les ondes incidente et réfléchié se superposent à l'extrémité de la barre (voir par exemple Figure 1.5) ;
2. la condition pour avoir une distribution des contraintes axiales dans la section droite de la barre qui soit uniforme nécessite que la mesure soit faite à une distance d'au moins 20 diamètres de l'extrémité de la barre [69].

Il est donc nécessaire d'éloigner les jauges de l'interface avec l'échantillon.

### 1.2.2 Correction de la dispersion

Les ondes de traction-compression se propagent dans les barres de manière dispersives : cela signifie que la vitesse de propagation dépend de la fréquence [9]. En conséquence, la forme d'une onde qui se

propage dans une barre va être modifiée par les effets de la dispersion. L'atténuation va également modifier la forme de l'onde.

Les ondes mesurées au niveau des jauges de déformation sont donc transportées vers les interfaces avec l'échantillon en corrigeant les effets dus à la dispersion [64, 78, 106]. Dans le cas des barres de mesure métalliques, pour lesquelles l'atténuation est négligeable sur la distance de propagation considérée, le calcul du transport vers le point  $i$  de l'onde mesurée au point  $m$  prend en compte la dispersion dans le domaine fréquentiel (voir équation 6 de [179]) :

$$u_z^i(t) = \text{FFT}^{-1} \left[ e^{2i\pi \frac{f}{c(\omega)} \Delta z} \text{FFT} [u_z^m(t)] \right] \quad (1.4)$$

où  $\Delta z = z_i - z_m$  est la distance signée entre les points  $m$  et  $i$ , et  $c(\omega)$  est la vitesse de phase fonction de la pulsation.

Les détails sur le calcul de la courbe de dispersion  $c(\omega)$  à partir des caractéristiques de la barre se trouvent dans le chapitre 2. Le chapitre 3 traite de l'identification des caractéristiques de la barre de mesure.

## 1.3 Calcul 1D de la propagation des ondes

Bien que la propagation des ondes de traction-compression dans les barres de Hopkinson soit dispersive, il est intéressant d'étudier leur propagation 1D (non-dispersive) afin de mieux comprendre les phénomènes de réflexion et de transmission des ondes, notamment en jeu lors de l'utilisation des barres de Hopkinson.

### 1.3.1 Problème discrétisé et résolution numérique

L'équation de propagation dans un milieu unidimensionnel (abscisse  $x$ ) est [93]

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \quad (1.5)$$

où  $u(x, t)$  est le déplacement de la section droite à l'instant  $t$  et à l'abscisse  $x$ . BACON [7] écrit la solution générale de la force  $F(x, t)$  et de la vitesse

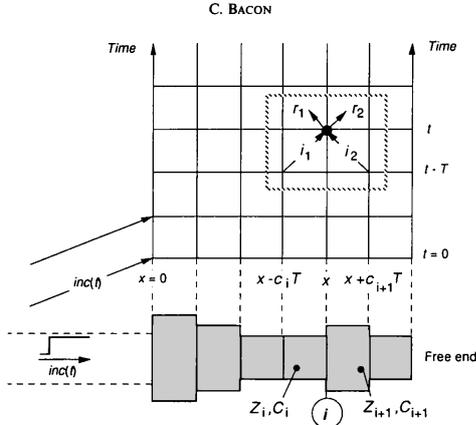


FIG. 2. Partition of the rod.

FIGURE 1.2 – Discrétisation de la barre pour le calcul de la propagation 1D [7]

particulière  $v(x, t)$  sous la forme

$$F(x, t) = f(x - ct) + g(x + ct) \quad (1.6)$$

$$Z(x)v(x, t) = g(x + ct) - f(x - ct) \quad (1.7)$$

où  $Z(x) = A(x)\rho(x)c(x)$  est l'impédance à l'abscisse  $x$ . Il propose ensuite une discrétisation spatiale de la poutre en segments d'impédance constante. La longueur de chaque segment est telle que le temps de propagation  $T$  à travers le segment est le même que pour tous les autres segments. La résolution numérique du problème discrétisé, à l'instant  $t$  et l'abscisse  $i$ , dépend de l'état à l'instant  $t - T$  des segments adjacents (voir Figure 1.2).

BURGERT [30] utilise une formulation très proche<sup>2</sup>, à la différence toutefois qu'il calcule des forces et des vitesses moyennes au sein de chaque élément. Ces grandeurs calculées sont ainsi élémentaires et non pas nodales comme dans le cas de la formulation proposée par BACON, ce qui permet également de calculer l'énergie de déformation et l'énergie cinétique de chaque élément.

BACON [7] traite uniquement le cas d'une seule barre, initialement au repos, sujette à une onde incidente donnée. Cette barre présente une impédance variable spatialement.

2. Il est d'ailleurs très curieux que BURGERT ne cite à aucun moment les travaux de BACON, d'autant plus que BURGERT a publié avec LUNDBERG (voir [29]) et que LUNDBERG a également travaillé et publié à plusieurs reprises avec GARY qui lui avait connaissance des travaux de BACON (voir [177]).

Afin de pouvoir notamment simuler la propagation 1D des ondes dans le cas d'une configuration de barres représentant un essai aux barres de Hopkinson, j'ai ajouté d'autres conditions limites pour en faire un programme Python plus général [27]. Il est ainsi possible d'imposer les conditions aux limites suivantes :

- extrémité libre ;
- extrémité fixe (ce qui équivaut à connecter une impédance infinie) ;
- contact unilatéral avec une autre barre (transmission de la compression uniquement) ;
- extrémité de longueur infinie (condition anéchoïque).

Le programme permet de mettre bout à bout un nombre quelconque de barres. Les différentes barres sont supposées au repos ou avec une vitesse nulle, ce qui est la même chose, et en contact entre elles à l'instant  $t = 0$ . La vitesse initiale de la barre la plus à gauche peut toutefois être non nulle, ce qui permet la simulation d'un choc démarrant à  $t = 0$  (impacteur).

Le comportement des ondes de traction et des ondes de compression pour ces différentes conditions limites et initiales est détaillé dans ce qui suit.

### 1.3.2 Application à des cas simples

JOHNSON [93] détaille la propagation 1D des ondes et notamment leur réflexion et superposition dans le cas d'impact colinéaire de barres. Dans ce qui suit, j'évoque un certain nombre de cas simples de propagation d'onde dans le cas de deux barres en contact. C'est une manière à la fois d'illustrer les phénomènes et de valider les résultats des simulations numériques.

#### Deux barres d'impédance identique

La Figure 1.3 donne les diagrammes de Lagrange de la propagation d'onde dans le cas de deux barres en contact d'impédance identique  $Z_1 = Z_2$ . Les deux barres sont initialement au repos et une onde en créneau arrive par la gauche de la première barre. Le diagramme de Lagrange est une représentation spatio-temporelle de l'état du système : une coupe horizontale donne l'état du système à un instant  $t$  donné, une coupe verticale donne le signal temporel observable à une abscisse  $x$  donnée.

Comme la force est continue d'une barre à l'autre, il est possible de tracer le diagramme de Lagrange correspondant sur un seul graphique (voir par exemple Figure 1.3a). En revanche, la possible discontinuité de vitesse aux interfaces oblige à tracer le diagramme sur des graphiques distincts (voir par exemple la Figure 1.3b).

L'onde de compression se propage intégralement à travers l'interface entre les deux barres (Figures 1.3a et 1.3c), il n'y a pas de réflexion à l'interface car les deux barres ont la même impédance.

En revanche, l'onde de traction ne franchit pas l'interface de contact entre les deux barres (Figure 1.3e), elle est réfléchiée en une onde de compression qui se reflète ensuite en une onde de traction sur l'extrémité libre gauche, etc. C'est également ce que l'on observe dans la seconde barre Figure 1.3c à partir de 60  $\mu\text{s}$ , l'onde reste alors piégée dans la seconde barre.

Il est possible de définir deux conditions pour l'extrémité droite de la seconde barre : une extrémité dite libre, correspondant à la fin de la barre, conduisant à une réflexion totale des ondes (Figure 1.3c) ; une extrémité dite infinie ou anéchoïque, représentant une barre se prolongeant vers l'infini, pour laquelle il n'y a aucune réflexion (Figure 1.3a).

On note qu'aux extrémités libres des barres la force<sup>3</sup> est toujours nulle (sauf bien entendu dans les cas où une onde de compression arrive depuis l'extérieur sur la barre). Voir Figures 1.3c et 1.3e. C'est cette condition de force nulle à l'extrémité libre qui entraîne la réflexion d'une onde de compression en une onde de traction, et *vice-versa*.

### Deux barres d'impédance différentes

Les diagrammes se compliquent lorsque les deux barres en contact n'ont pas la même impédance (Figure 1.4) :

- si l'impédance de la seconde barre est plus petite  $Z_2 < Z_1$  (Figure 1.4a), l'onde de compression de la première barre est partiellement réfléchiée à l'interface en une onde de traction et partiellement transmise dans la seconde barre (toujours sous la forme d'une onde compression). Le cas limite d'une impédance  $Z_2$  tendant vers 0 revient à avoir une extrémité libre de la première barre et donc une réflexion

totale de l'onde de compression en une onde de traction ;

- si l'impédance de la seconde barre est plus grande  $Z_2 > Z_1$  (Figure 1.4c), alors l'onde de compression de la première barre est partiellement réfléchiée à l'interface en une onde de compression et partiellement transmise dans la seconde barre, toujours en compression. Le cas limite d'une impédance  $Z_2$  tendant vers l'infini revient à avoir une extrémité fixe de la première barre et donc une réflexion totale de l'onde de compression en onde de compression.

### Barre avec vitesse initiale percutant une autre barre

Enfin, la Figure 1.5 illustre le cas où la barre de gauche vient percuter la seconde barre avec une vitesse initiale donnée. Le choc génère une onde de compression dans chaque barre, se propageant à partir de la surface de contact. Dans la barre 1, l'onde de compression se réfléchit à gauche en une onde de traction d'égale amplitude (réflexion totale), ce qui vient annuler la contrainte dans la barre. On peut montrer que l'onde générée dans la barre 2 est de longueur égale à deux fois la longueur de la barre 1.

### 1.3.3 Application aux barres de Hopkinson

Avec ce code de calcul, il est possible de simuler la propagation des ondes dans un dispositif de barres de Hopkinson (figure 1.6). Les limites sont les suivantes : la propagation n'est ni dispersive (les ondes se propagent sans se déformer) ni atténuée (l'amplitude des ondes ne diminue pas avec la propagation) et l'échantillon reste dans son domaine élastique.

Les différentes barres sont définies comme suit :

- impacteur :  $\varnothing 28$  mm, longueur 60 cm ;
- barre de mesure entrante :  $\varnothing 30$  mm, longueur 3.0 m ;
- barre de mesure sortante :  $\varnothing 30$  mm, longueur 3.1 m ;
- échantillon :  $\varnothing 25$  mm, longueur 50 mm ;

Toutes les barres ont la même densité ( $7800 \text{ kg m}^{-3}$ ). Toutes les barres ont le même module élastique ( $E = 201\,000 \text{ MPa}$ ), à l'exception de l'échantillon qui a un module élastique égal à  $0.8 \times E$ .

3. Ou la contrainte, ce qui est la même chose à la section près.

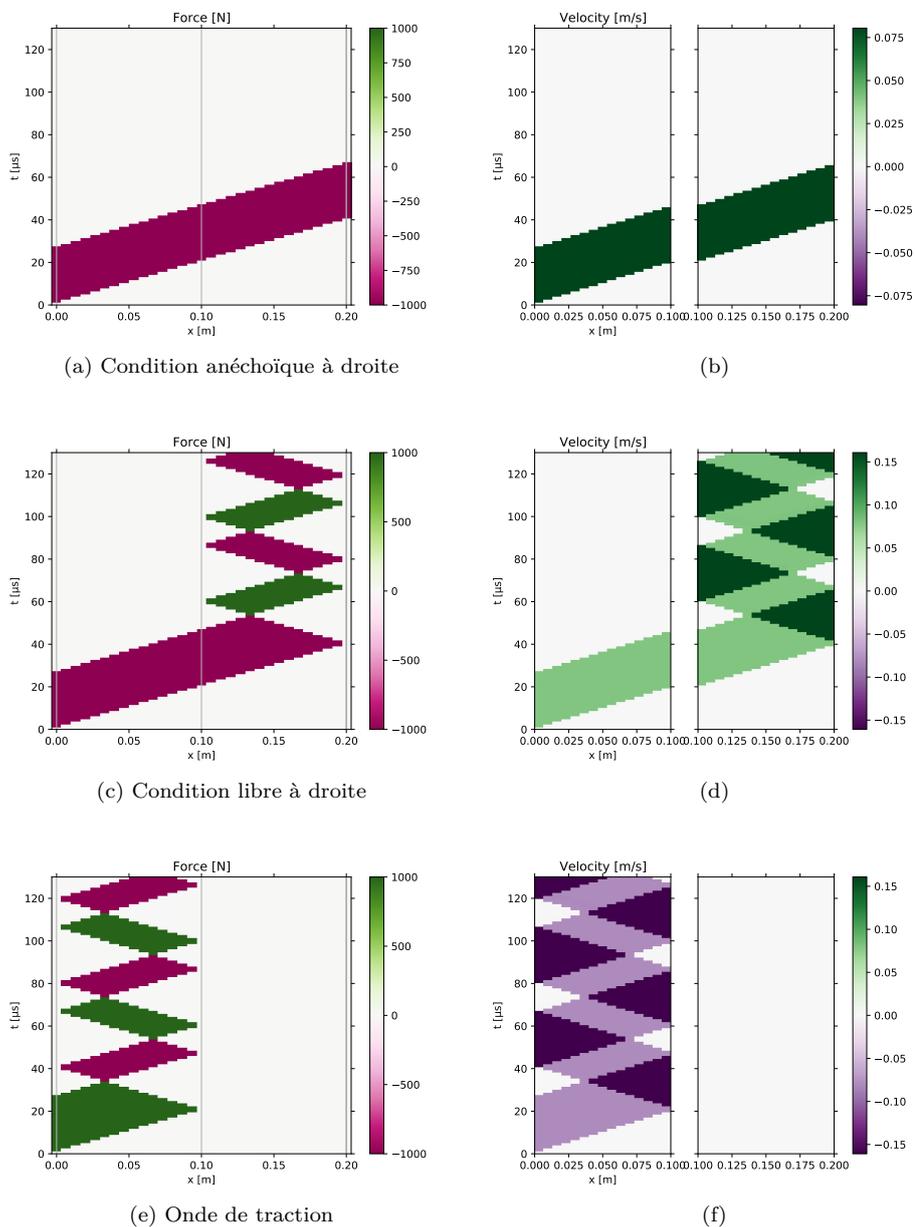


FIGURE 1.3 – Diagrammes de Lagrange de la propagation d’ondes de traction ou de compression dans le cas de deux barres en contact : (gauche) diagramme de la force ; (droite) diagramme de la vitesse particulaire

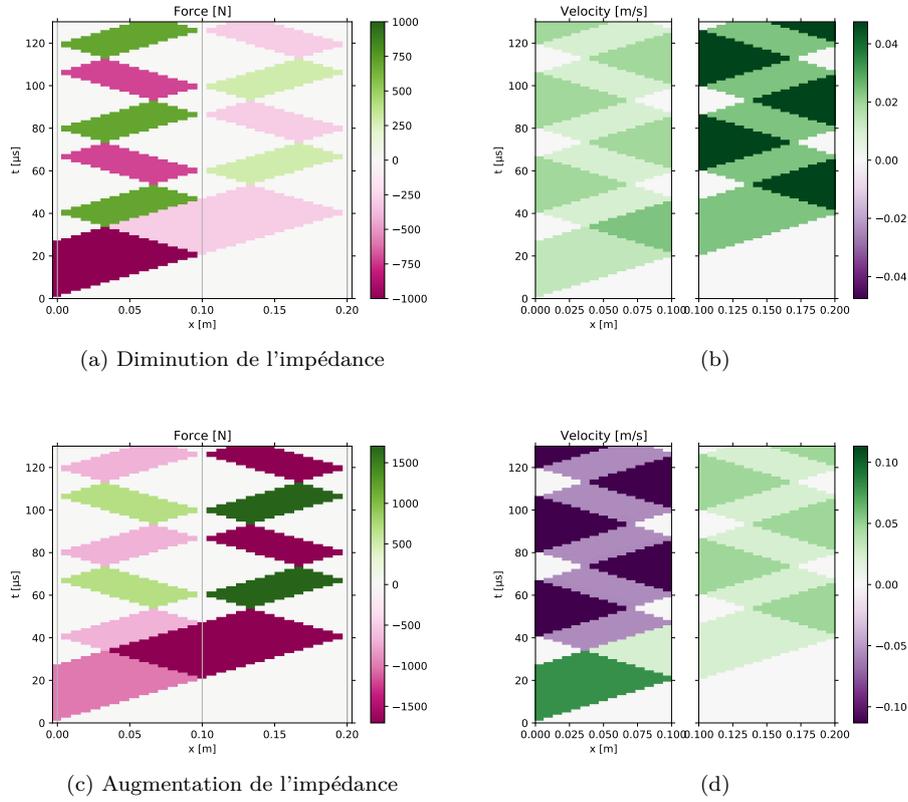


FIGURE 1.4 – Diagrammes de Lagrange de deux barres en contact, avec variation d'impédance : (gauche) diagramme de la force ; (droite) diagramme de la vitesse particulaire

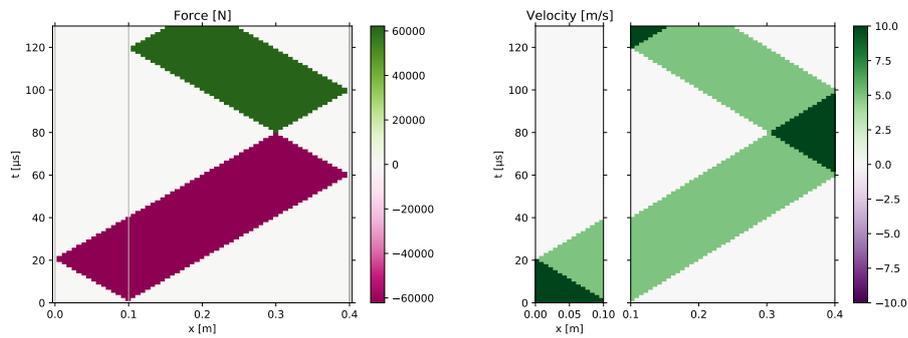


FIGURE 1.5 – Diagrammes de Lagrange de deux barres en contact, avec vitesse initiale de la première : (gauche) diagramme de la force ; (droite) diagramme de la vitesse particulaire

L'impacteur ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la barre entrante, son impédance est plus faible : c'est pourquoi après un aller-retour du front de l'onde de compression qui le parcourt il repart dans l'autre sens (vers la gauche) à faible vitesse<sup>4</sup>.

L'onde de compression générée par l'impacteur traverse la barre de mesure entrante et arrive à l'interface avec l'échantillon. L'impédance de l'échantillon est généralement plus faible que l'impédance des barres. Une partie de l'onde incidente est réfléchie, une partie est transmise dans l'échantillon. Une réflexion a également lieu lorsque l'onde quitte l'échantillon pour aller dans la deuxième barre de mesure, du fait de la variation d'impédance.

La figure 1.7 illustre le temps nécessaire, du fait de la propagation des ondes et des variations d'impédance, pour que les forces à gauche et à droite de l'échantillon soient à l'équilibre. On retrouve un temps d'équilibrage de l'ordre de 3 trajets (en réalité  $\pi$ ) de l'onde à travers la longueur de l'échantillon [69, 45].

## 1.4 Conception du banc d'essai

Je détaille dans cette section les choix que j'ai effectués lors de la conception du banc d'essai que nous avons installé au laboratoire (figures 1.8 et 1.9).

### 1.4.1 Châssis

Les barres de mesure pouvant mesurer jusqu'à 3 m, on arrive facilement à une longueur totale du banc de 10 m avec le système de propulsion de l'impacteur.

Le châssis est constitué de deux profilés HEA 200 (hauteur 190 mm, largeur 200 mm,  $42.3 \text{ kg m}^{-1}$ ) de 5 m chacun. Chaque tronçon comporte quatre pieds réglables, permettant ainsi d'aligner correctement les deux tronçons. Les pieds sont positionnés de telle sorte à minimiser la flèche du châssis sous son propre poids (voir Figure 1.8), il s'avère toutefois que cette flèche est grandement négligeable devant

4. Un oeil averti remarquera qu'ensuite vers  $t = 1.4 \text{ ms}$  une onde de compression franchit l'interface barre-impacteur. Cela n'est évidemment pas possible puisque l'impacteur n'est plus en contact avec la barre entrante. Seulement le code de calcul ne tient pas encore compte de la position des barres.

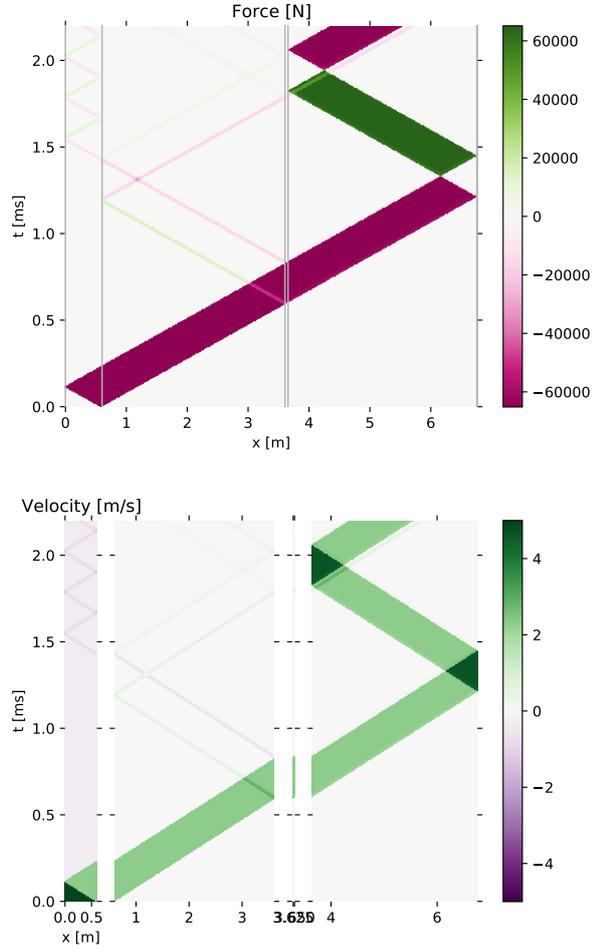


FIGURE 1.6 – Diagrammes de Lagrange de 4 barres en contact, type SHPB : (haut) diagramme de la force ; (bas) diagramme de la vitesse particulaire

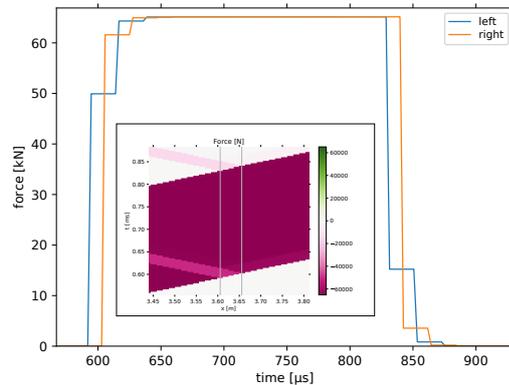


FIGURE 1.7 – Forces sur les faces gauche et droite de l'échantillon

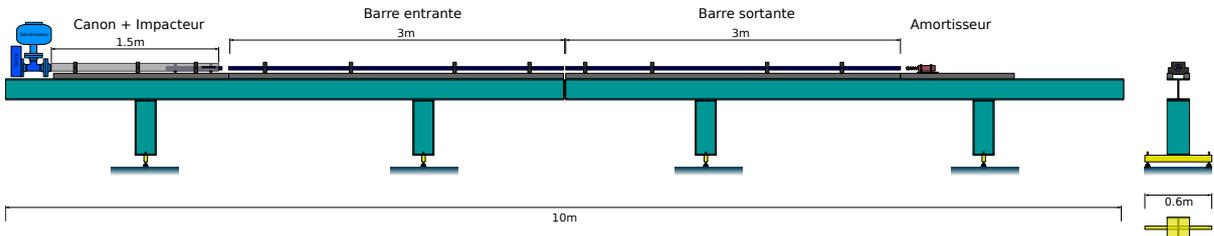


FIGURE 1.8 – Dessin d'ensemble du banc d'essai barres de Hopkinson

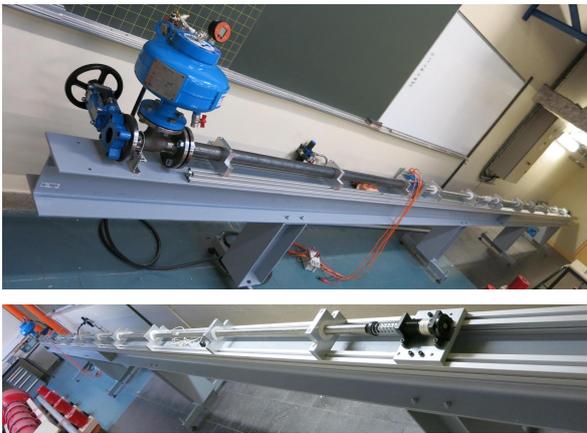


FIGURE 1.9 – Photographies des barres de Hopkinson : (haut) décolmateur et canon à air, cellules à fourche, barres de mesure ; (bas) barres de mesure et amortisseur de fin de course

les tolérances géométriques de laminage du HEA 200. La tolérance portant sur la rectitude de 0.0015 donne un défaut maximum de 7.5 mm pour une longueur de 5 m, heureusement le profilé réel livré est bien en dessous de cette tolérance.

### 1.4.2 Guidage des barres de mesure

Deux rails profilés parallèles, en aluminium anodisé (nuance 6000, section 45 mm × 45 mm), permettent la fixation des supports des barres de mesure, des supports du canon à air et des divers accessoires. Ces rails comportent des rainures autorisant un réglage longitudinal continu de la position des éléments qui y sont fixés. La capacité de charge de la rainure du profilé (début de plastification) est importante : 17 kN avec un coulisseau adapté [104].

Des supports usinés en aluminium coulissent sur ces rails. Ces supports comportent une bague en

PTFE pour le guidage des barres de mesure. L'utilisation d'une huile légère permet de diminuer le frottement entre les barres et les bagues.

Un amortisseur hydraulique est disposé après la barre de mesure sortante, sa position est ajustable grâce aux rails profilés en aluminium. Il permet de limiter les déplacements des barres et éviter qu'elles ne sortent d'un support ou que les jauges collées sur les barres de mesure ne viennent en contact avec une bague de guidage.

### 1.4.3 Canon à air

La propulsion de l'impacteur se fait à l'aide d'un canon à air comprimé. On utilise pour cela un décolmateur<sup>5</sup>. Il s'agit d'un décolmateur de la marque ERMAP, modèle Air-Jet AJ10 [47] (volume d'air sous pression 7.56 l, pression de service 8 bar).

Le tube du canon est un tube en acier sans soudure SS T10 NBL 60.3x2.9, EN 10216-1 (diamètre nominal 2 in, diamètre extérieur 60.3 mm, épaisseur 2.9 mm). Un raccord en T et une vanne permettent de laisser l'accès à l'axe du canon par l'arrière, permettant ainsi de sortir manuellement le projectile<sup>6</sup>.

Un manomètre électronique permet de mesurer la pression dans le réservoir, avec un affichage au mbar près. Le déclenchement du tir se fait par l'ouverture manuelle d'une vanne. La reproductibilité de la vitesse de l'impacteur pour une pression donnée est bonne.

J'ai tenté de construire un modèle pour prédire la vitesse de l'impacteur en fonction de la pression

5. Merci à Ali Limam (INSA Lyon) pour nous avoir indiqué cette solution simple et efficace.

6. Il eut été idéal que le projectile puisse sortir par l'arrière du canon (à gauche sur la Figure 1.8). Seulement cela nécessite le passage du T et les soudures des brides sur le T et le tube du canon ne permettent pas ce passage. La vanne permet toutefois de pousser manuellement le projectile vers la sortie du canon.

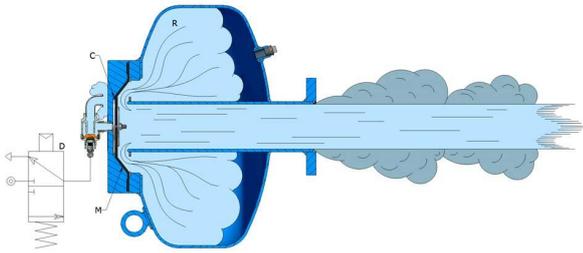


FIGURE 1.10 – Vue en coupe du fonctionnement du décolmateur. « En basculant le distributeur D, l'air contenu dans la chambre C s'échappe. L'air contenu dans le réservoir R repousse la membrane M et s'échappe violemment en une fraction de seconde » [47]

dans le réservoir. L'adéquation entre le modèle et les vitesses relevées lors des essais n'est toutefois pas satisfaisante, le modèle surestimant systématiquement la vitesse du projectile. Le modèle nécessite donc des améliorations avant de pouvoir être utilisé. En attendant, il faut utiliser l'expérience des essais passés pour estimer la pression à choisir en fonction de la vitesse de l'impacteur souhaitée.

#### 1.4.4 Mesure de la vitesse de percusion

La mesure de la vitesse de l'impacteur en sortie de canon se fait à l'aide de 4 cellules optiques à fourche dont les faisceaux passent à travers une lumière usinée à l'extrémité du canon. Ce sont des cellules à fourche de marque Sick, modèle WFM80-60 (largeur de fourche 80 mm, profondeur de fourche 60 mm). Ce sont les seules cellules que j'ai pu trouver dont la documentation précisait la stabilité du temps de réponse ( $\pm 15 \mu\text{s}$ ) en plus du temps de réponse<sup>7</sup> (125  $\mu\text{s}$ ).

J'ai conçu un circuit imprimé qui permet de regrouper les 4 cellules à fourche en une seule voie de mesure (voir Figure 1.11). Le signal mesuré prend alors la forme d'un escalier, chaque marche correspondant à l'occlusion d'un faisceau. La détection des fronts montants par post-traitement du signal numérique, associé à la distance entre les faisceaux, donne trois vitesses et deux accélérations du projectile en bout de canon.

7. Qui dans notre cas importe bien peu.

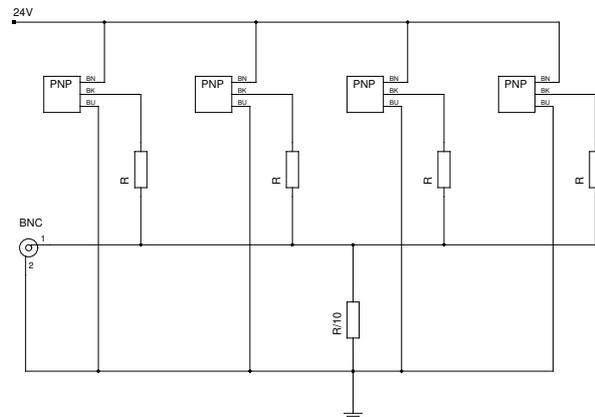


FIGURE 1.11 – Circuit de câblage des 4 cellules à fourche (PNP) pour en faire une seule voie de mesure (connexion sur BNC)

#### 1.4.5 Barres de mesure

Nous avons constitué plusieurs jeux de barres de mesure métalliques rondes :

- des barres en acier inoxydable à durcissement par précipitation 17-4PH (17 % nickel, 4 % chrome), rectifiées au diamètre 31.75 mm, dont la limite élastique est de l'ordre de 1000 MPa à l'état H1075 ;
- des barres en aluminium étiré 7075 T6, diamètre 30 mm, dont la limite élastique typique est 500 MPa.

Nous avons également constitué des jeux de barres de mesure en polymère (diamètre 30 mm rectifié H10, longueur 3 m). Tout d'abord en POMC et en PETG, choix porté sur des polymères résistants aux chocs et non sensibles à l'humidité, et plus récemment nylon PA6 et PA66 afin de comparer ces différentes barres entre elles. À cela il faut ajouter un jeu de barres en PMMA coulé de diamètre  $(30.0 \pm 0.2)$  mm, longueur 2 m.

Enfin, des tubes en aluminium ont été équipés de jauges de déformation et de bouchons pour les tester sur le banc. Un tube rond de diamètre extérieur 35 mm et d'épaisseur 2 mm, et un tube rond de diamètre extérieur 30 mm et d'épaisseur 1 mm. Ce qui donne respectivement une section relative de 21.5 % et 12.9 % par rapport à la barre ronde de même diamètre extérieur. La réduction d'impédance est toutefois faible et l'utilisation de tubes nécessite alors la confection d'un bouchon pour l'interface avec l'impacteur et avec l'échantillon. La tenue au

choc de ces bouchons n'est pas aisée à réaliser et ils introduisent des variations d'impédance locales (voir section 1.3) qui vont compliquer le post-traitement des signaux mesurés dans les barres [61].

### 1.4.6 Impacteurs

Les impacteurs sont tronçonnés dans des barres identiques aux barres de mesure. J'ai également découpé des impacteurs dans de la barre ronde en acier rectifié  $\varnothing$  30 mm type *stub* (acier 100C6).

#### Guidage de l'impacteur

Deux bagues usinées dans du PTFE et montées serrées sur l'impacteur guident ce dernier dans le tube du canon. Par la suite, nous avons utilisé des bagues en PEHD 500 (polyéthylène haute densité) sans différence notable de frottement<sup>8</sup>.

Cependant, les effets dynamiques d'inertie lors du choc avec la barre de mesure et les effets liés à la montée brutale en pression lors de déclenchement du décolmateur font qu'en pratique les bagues ont tendance à glisser sur l'impacteur.

#### Immobilisation des bagues de guidage

La solution adoptée consiste à bloquer les déplacements axiaux de chaque bague à l'aide de deux anneaux élastiques (Circlips). Cela nécessite d'usiner des rainures sur l'impacteur afin d'y loger les anneaux.

Afin d'évaluer l'impact de cette modification, deux nouveaux impacteurs de 610 mm sont découpés dans de l'acier Stub de diamètre 30 mm :

- un impacteur lisse sur lequel les bagues sont simplement montées serrées ;
- un impacteur comportant 4 rainures à circlips pour bloquer les deux bagues de guidage. Diamètre du fond de la gorge : 28.6 mm, largeur de la gorge : 1.6 mm. Pour un circlip extérieur diamètre 30 mm dont l'épaisseur est 1.5 mm.

L'essai consiste à mesurer l'onde générée par l'impacteur sur une barre de mesure seule en acier 17-4PH de diamètre 31.75 mm. Afin d'évaluer l'influence éventuelle des circlips, toutes les ondes sont superposées dans la Figure 1.12. L'usinage des gorges et

8. Un modèle simple montre d'ailleurs que le coefficient de frottement n'est pas un paramètre prépondérant dans la vitesse finale de l'impacteur.

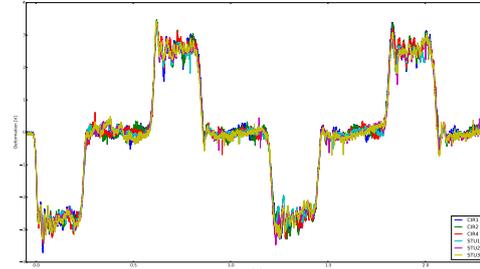


FIGURE 1.12 – Ondes générées par l'impacteur avec Circlips (CIR) et sans Circlips (STU)

le maintien des bagues de guidage par des anneaux élastique ne change pas les signaux de manière significative.

### 1.4.7 Instrumentation

#### Jauges de déformation

Chaque barre de mesure est équipée de 4 jauges de déformations, câblées en pont de Wheatstone complet (type III permettant d'éliminer la flexion, voir [167]).

Nous avons choisi des jauges de petite taille (voir les détails au §4.2.2), afin de limiter l'effet de filtrage spatial du fait de la dimension non nulle de la jauge. Filtrage qui équivaut à une moyenne glissante sur le signal temporel mesuré [136] par rapport à un signal théorique qui serait mesuré ponctuellement.

#### Conditionneur-amplificateur

Les jauges de déformation sont reliées à un conditionneur-amplificateur dédié Dewetron, modèle HSI-STG [88], dont la bande passante à  $-3$  dB est 2 MHz.

#### Oscilloscope numérique

Les signaux analogiques sortant de l'amplificateur sont numérisés et enregistrés à l'aide d'un oscilloscope numérique PicoScope 5442A [144] dont les caractéristiques principales sont les suivantes : 4 voies de mesure, bande passante à  $-3$  dB de 60 MHz, fréquence d'échantillonnage maximum 250 MS/s et enregistrement de 1 MS par voie de mesure<sup>9</sup>. Le

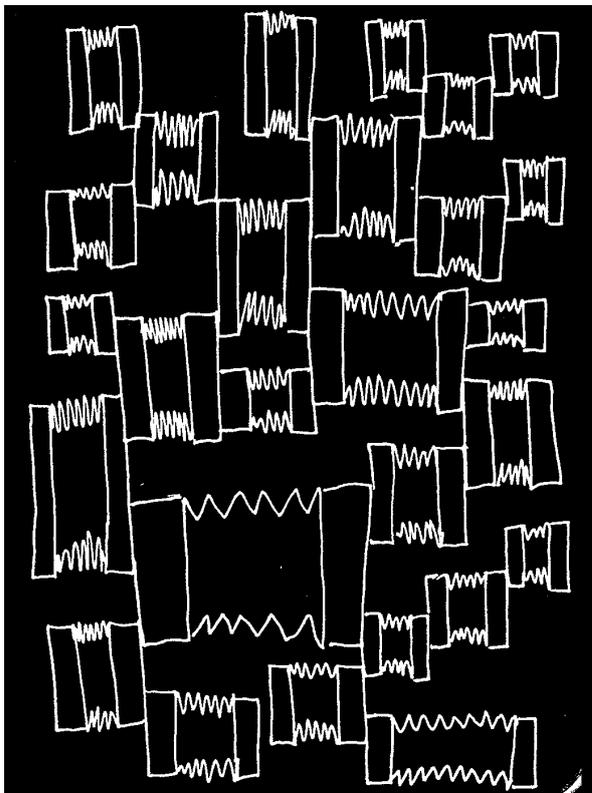
9. S pour *sample* ou échantillon

logiciel de pilotage de l'oscilloscope permet de déclencher l'enregistrement à la détection d'un front montant sur la voie de mesure des cellules à fourche. Un *pre trigger* de 1% permet d'enregistrer l'intégralité du signal, front montant compris.

## 1.5 Conclusion

Ce chapitre présente dans un premier temps le principe des essais dynamiques avec barres de Hopkinson. Bien que ne prenant pas en compte la dispersion, la propagation 1D des ondes de traction-compression permet de comprendre les phénomènes propagatifs en jeu dans les essais avec les barres de Hopkinson. Elle permet notamment d'illustrer la mise en place de l'équilibre des forces de part et d'autre de l'échantillon testé. Enfin, le chapitre se termine par une présentation du banc d'essai construit au laboratoire.

Le chapitre 2 suivant traite du calcul de la dispersion des ondes dans les barres, nécessaire au post-traitement des essais. Le problème de l'identification des barres de mesure, également nécessaire au post-traitement des essais, est l'objet du chapitre 3. Enfin, la détermination de l'incertitude de mesure avec les barres de Hopkinson est traitée dans le chapitre 4.



## Chapitre 2

# Propagation des ondes dans les barres et les tubes

### 2.1 Introduction

La propagation des ondes de compression dans les barres est dispersive : la vitesse de propagation dépend de la fréquence de l'onde. Dans le cas des barres de Hopkinson, le transport des signaux –du point de mesure au point d'intérêt– nécessite donc la correction desdits signaux vis-à-vis des effets de la dispersion [64, 78]. Il est donc nécessaire de pouvoir calculer la dispersion dans les barres de mesure utilisées.

Dans ce qui suit, la terminologie suivante [67] est employée dans un contexte de propagation d'onde :

**un mode** fait référence au type d'onde se propageant (longitudinal, flexion, torsion, ...);

**une branche** désigne une courbe de dispersion particulière parmi la famille des courbes de dispersion appartenant à un mode donné.

*Les résultats présentés dans ce chapitre sont publiés dans [26, 25]*

Ce chapitre est organisé de la manière suivante. La section 2.2 traite de l'équation caractéristique –transcendantale– de la barre ronde, également appelée équation de Pochhammer-Chree, et de sa résolution numérique. La section 2.3 traite de la dispersion dans une barre de section elliptique, dans l'optique d'évaluer l'influence d'un défaut de circularité d'une barre ronde. La section 2.4 porte sur le calcul des courbes de dispersion d'un tube rond, toujours à partir d'une équation transcendantale. La section 2.5 évalue différentes méthodes approchées pour le calcul des courbes de dispersion dans les barres rondes et tubes ronds. Ces méthodes approchées ont l'avantage de présenter des équations moins complexes

à résoudre numériquement, toutefois au prix d'une erreur d'approximation qui est évaluée pour chaque méthode. Enfin, la section 2.6 est une ouverture sur la mise en évidence expérimentale des branches supérieures du mode longitudinal.

### 2.2 Équation de Pochhammer-Chree pour les barres rondes

#### 2.2.1 Bref historique

L'équation caractéristique pour le calcul de la dispersion des ondes mécaniques dans les barres rondes est donnée par POCHHAMMER [145] et par CHREE [39]. Quelques années plus tard, CHREE [40] donne également l'équation caractéristique du tube rond. Il faut attendre les années 1940 pour que l'équation caractéristique –transcendantale– pour la barre ronde soit résolue numériquement, à la fois par BANCROFT [9] et par DAVIES [46].

#### 2.2.2 Équation caractéristique

On considère une barre ronde de longueur infinie avec les propriétés suivantes : rayon  $a$ , densité  $\rho$ , coefficient de Poisson  $\nu$  and module élastique  $E$ . L'équation caractéristique est obtenue en combinant l'équilibre dynamique, la loi de comportement linéaire élastique du matériau de la barre et les conditions limites (surface externe de la barre exempte de contraintes). L'équation caractéristique, ou équation de dispersion, relie la fréquence  $\omega$  et le nombre

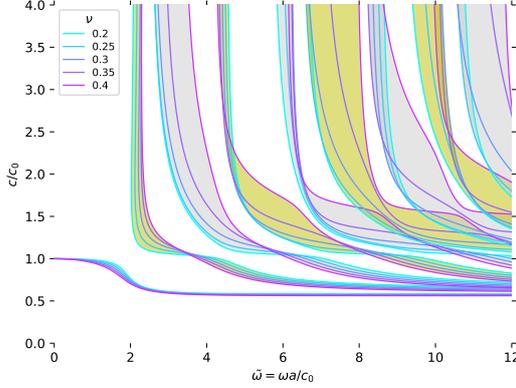


FIGURE 2.1 – Courbes de dispersion, en fonction du coefficient de Poisson, des 9 premières branches du mode longitudinal dans le cas d’une barre ronde

d’onde  $\xi$ . On la retrouve –dans le cas des ondes longitudinales– dans de nombreuses références (voir [178, eq. 9]; [9, eq. 1]; ou [175, eq. 6]) :

$$\begin{aligned} f_{PC}(\xi) = & (2\alpha/a)(\beta^2 + \xi^2)J_1(\alpha a)J_1(\beta a) \\ & - (\beta^2 - \xi^2)^2 J_0(\alpha a)J_1(\beta a) \\ & - 4\xi^2 \alpha \beta J_1(\alpha a)J_0(\beta a) = 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

où  $J_0$  et  $J_1$  sont les fonctions de Bessel de première espèce d’ordre 0 et 1, et

$$\alpha^2 = \left(\frac{\omega}{c_1}\right)^2 - \xi^2 = \frac{\rho\omega^2}{\lambda + 2\mu} - \xi^2 \quad (2.2)$$

$$\beta^2 = \left(\frac{\omega}{c_2}\right)^2 - \xi^2 = \frac{\rho\omega^2}{\mu} - \xi^2 \quad (2.3)$$

où  $\lambda, \mu$  sont les constantes de Lamé, fonction du coefficient de Poisson et du module élastique :  $\lambda = (E\nu)/((1 + \nu)(1 - 2\nu))$ ,  $\mu = E/(2(1 + \nu))$ ;  $c_1$  et  $c_2$  sont respectivement les vitesses, dans un milieu élastique infini, des ondes de dilation et de cisaillement.

L’équation 2.1 est transcendantale, une résolution numérique est donc nécessaire. La figure 2.1 illustre les différentes branches calculées pour le mode de propagation longitudinal. La première branche part du point  $(\omega, c/c_0) = (0, 1)$ , les branches suivantes présentent une fréquence de coupure basse croissante.

### 2.2.3 Résolution numérique

#### Algorithme pour la première branche

L’équation caractéristique transcendantale 2.1 nécessite un algorithme de résolution numérique itératif. Le calcul de la propagation d’ondes dans les barres (voir équation 1.4) nécessite la connaissance de  $c(\omega)$ , la vitesse de propagation en fonction de la pulsation.

Le point de départ de la première branche  $(\omega, c/c_0) = (0, 1)$  constitue le point de départ de l’algorithme dit de *prédiction-correction*. L’algorithme travaille dans l’espace  $(\omega, \xi)$  et parcourt les valeurs croissantes de  $\omega$ .

Pour chaque valeur de  $\omega$  on recherche le zéro de la fonction  $f_{PC}(\xi)$  avec la méthode de Newton [135, §3.8(ii)], ce qui est possible car l’expression analytique de  $f_{PC}(\xi)$  est connue. C’est l’étape de *correction*.

Pour chaque nouvelle valeur de  $\omega$ , la solution  $\xi$  pour la méthode de Newton est initialisée à partir des précédentes valeurs calculées par extrapolation linéaire, quadratique ou cubique (en fonction du nombre de points disponibles). C’est l’étape de *prédiction*.

#### Algorithme pour les branches suivantes

Contrairement à la première branche, les branches suivantes ont une fréquence de coupure variable. La méthode retenue pour l’algorithme de résolution consiste à trouver le point de départ « à droite » et non pas « à gauche », c’est-à-dire pour la plus grande pulsation recherchée  $\omega_{max}$ , et ensuite parcourir la branche « vers la gauche », en faisant diminuer  $\omega$ .

La méthode de Newton ne fonctionne que pour la première branche. La méthode de Brent donne de meilleurs résultats pour l’étape de correction du suivi des branches supérieures, cela nécessite toutefois de définir des bornes pour la recherche de la racine.

OTHMAN [138] donne les expressions des fréquences de coupure qui pourraient également être utilisées comme points de départ pour suivre les branches supérieures.

La figure 2.1 illustre l’influence du coefficient de Poisson sur les 9 premières branches du mode longitudinal d’une barre ronde, calculées à l’aide de la méthode précédemment décrite.

## 2.3 Barres de section elliptique

### 2.3.1 Introduction

Je me suis posé la question de savoir quelle est l'influence de la circularité des barres dans le dispositif des barres de Hopkinson. Ou quel niveau de défaut de circularité perturbe la propagation des ondes dans les barres au point que la correction de la dispersion –en supposant les barres parfaitement rondes– devient manifestement erronée. Pour cela, je suppose –hypothèse qui me paraît raisonnable au premier ordre– qu'un défaut de circularité de la barre se traduit par une barre de section elliptique. Afin de comparer la propagation des ondes dans une barre ronde et une barre elliptique, il est donc nécessaire de connaître la courbe de dispersion (de la première branche du mode longitudinal) de cette dernière.

### 2.3.2 Équation caractéristique exacte

Tout comme la nature circulaire de la barre ronde fait apparaître des fonctions de Bessel dans l'équation caractéristique de Pochhammer-Chree (voir équation 2.1), la nature elliptique de la section droite entraîne l'apparition des fonctions de Mathieu (voir [117, 135]) dans l'équation caractéristique de la barre elliptique [161, 13]. L'équation caractéristique de la barre elliptique se présente sous la forme d'un déterminant nul d'une matrice de taille infinie.

J'ai essayé de programmer les équations données par SATO [161], toutefois sans succès pour l'instant. La chose n'est pas aisée :

- il y a 4 pages d'équations et la validation du code ne peut se faire qu'une fois la totalité des équations programmées ;
- les fonctions de Mathieu nécessaires à la méthode ne sont pas toutes disponibles dans le langage Python<sup>1</sup>. Il est donc nécessaire d'en écrire certaines.

1. Ni dans Fortran d'ailleurs, la librairie Python `scipy.special` appelant la collection de fonctions spéciales écrite en Fortran [176]

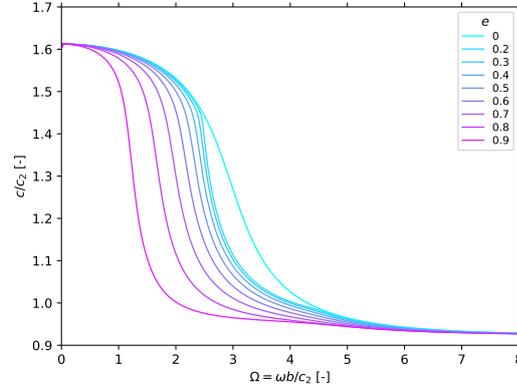


FIGURE 2.2 – Courbe de dispersion de la première branche du mode longitudinal dans une barre de section elliptique en fonction de l'excentricité  $e$

### 2.3.3 Méthode de collocation de Fraser

La méthode de collocation proposée par FRASER [66] pour les barres de section non circulaires est une méthode approchée pour laquelle la condition de contrainte nulle à la surface de la barre est respectée pour un nombre fini de points. La méthode repose sur la solution générale, en coordonnées polaires, de la propagation d'ondes élastiques dans une barre ronde ; cette solution s'écrit à l'aide de fonctions de Bessel. L'ordre de la troncature, c'est-à-dire le nombre de points retenu, conditionne la qualité de l'approximation pour la barre de section elliptique.

La résolution numérique nécessite l'annulation du déterminant d'une matrice dont la taille dépend du nombre de points de collocation retenus. L'utilisation d'un algorithme de prédiction-corrrection, avec *regula falsi* [135, §3.8(iii)] pour l'étape de correction, s'avère efficace. Il faut toutefois ajouter à l'algorithme de résolution un saut de la zone  $c/c_2 = 1$  à cause d'un changement de signe du déterminant qui n'est pas une solution.

La figure 2.2 illustre l'influence de l'excentricité de la section de la barre sur l'allure de la courbe de dispersion de la première branche du mode de propagation longitudinal, d'après la méthode de collocation de FRASER. Le programme Python est disponible en ligne [28].

## 2.4 Équation de dispersion pour les tubes ronds

### 2.4.1 Bref historique

L'équation caractéristique pour le tube rond est d'abord donnée par CHREE [40] en 1897, puis par GHOSH [77] en 1923, mais il faut attendre la fin des années 1950 pour avoir la première solution numérique [72, 73]. MIRSKY donne ensuite l'équation caractéristique dans le cas d'un tube rond isotrope transverse [122, 123]. La formulation donnée dans [168] est très proche de celle de [77].

### 2.4.2 Équation caractéristique

L'équation caractéristique du tube rond se présente comme le déterminant d'une matrice de taille  $6 \times 6$  dans le cas général, ou  $4 \times 4$  dans le cas du mode longitudinal [72]

$$D = |C| = |c_{ij}| = 0 \quad (i, j = 1, \dots, 6) \quad (2.4)$$

Chaque terme de la matrice est une combinaison de fonctions de Bessel de première ou deuxième espèce<sup>2</sup>. L'épaisseur du tube est  $h$ , le rayon intérieur  $a$ , le rayon extérieur  $b$  et le rayon moyen  $R$ . L'épaisseur relative,  $m = h/R$ , varie entre 0 (tube d'épaisseur nulle) et 2 (tube plein ou barre ronde, ce qui est la même chose).

Une référence intéressante et fort complète [3] fournit des tableaux de valeurs pour les courbes de dispersion du mode longitudinal pour un certain nombre de branches (les 3 premières ou les 6 premières, selon les cas), pour une large gamme de valeurs de l'épaisseur du tube (du tube mince  $m = h/R = 0.01$  à la barre ronde  $m = 2$ ), pour  $\nu = 0.3$ , pour des longueurs d'ondes  $\Lambda$  allant jusqu'à  $h/\Lambda = 1$ . Le mode de torsion  $y$  est également calculé. La méthode de recherche des racines du déterminant de l'équation caractéristique est appelée *interval halving iteration routine*, programmée en Fortran<sup>3</sup>.

2. Bref, ça se complique par rapport au cas de la barre ronde (voir équation 2.1).

3. Le programme Fortran, d'environ 500 lignes, est même fourni. Il nécessite toutefois l'usage de trois *subroutines* non fournies –BESSF, XITR2 et XDETRM– qu'il est maintenant impossible de trouver. Le programme aurait toutefois nécessité des adaptations pour tourner sur une machine actuelle 50 ans plus tard!

### 2.4.3 Résolution numérique

La résolution numérique de l'équation de dispersion pour le tube rond utilise le même algorithme que dans le cas de la barre ronde (voir section 2.2.3). En effet, ici aussi il s'agit de trouver les zéros d'une fonction (un déterminant) et la dérivée de cette fonction est connue (il faut pour cela utiliser la formule de Jacobi donnant la dérivée d'un déterminant). Le suivi de la première branche avec l'algorithme de prédiction-correction avec la méthode de Newton échoue toutefois pour les tubes d'épaisseur faible, c'est pourquoi même la première branche est calculée en partant des hautes fréquences et en faisant diminuer la fréquence progressivement (voir 2.2.3).

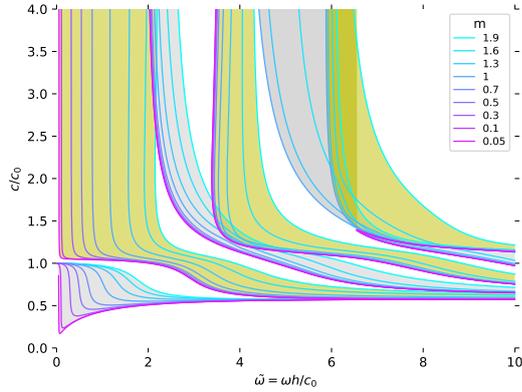
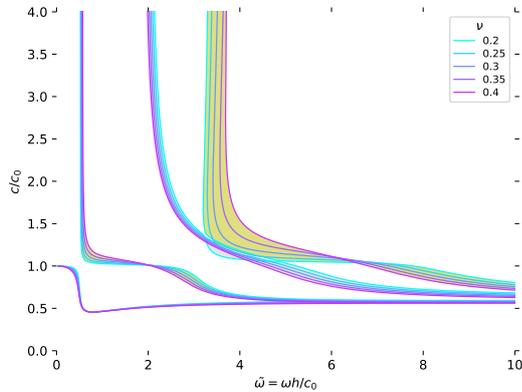
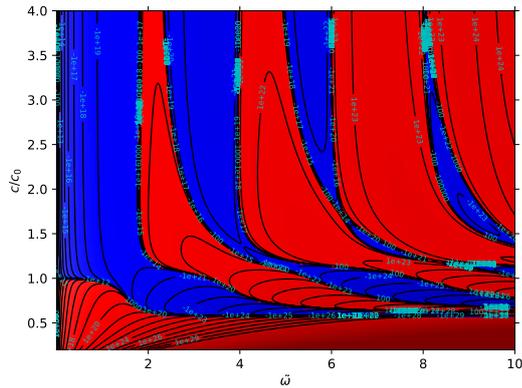
Il s'avère toutefois que remplacer l'algorithme de Newton par l'algorithme *refula falsi*<sup>4</sup> pour l'étape de correction permet de suivre la première branche même pour les tubes les plus fins.

L'algorithme de suivi des branches est itératif, il nécessite un grand nombre d'appels à la fonction caractéristique (équation 2.4 ou 2.1). Afin de réduire le temps de calcul, en plus de la phase de prédiction de la solution par extrapolation, la fonction renvoyant la valeur de la fonction caractéristique est programmée en Fortran et appelée depuis le programme principal Python. Cela permet un gain de temps d'un facteur 10 sur la fonction caractéristique dans le cas du tube rond.

La figure 2.3a illustre l'influence de l'épaisseur relative du tube rond sur les premières branches du mode de propagation longitudinal pour  $\nu = 0.3$  et la figure 2.3b illustre l'influence du coefficient de Poisson  $\nu$  sur ces premières branches pour  $m = 0.5$ .

La figure 2.4 tente d'illustrer, par une cartographie des valeurs prises par le déterminant à annuler (équation 2.4), la difficulté à résoudre numériquement l'équation caractéristique pour la propagation des ondes. Le déterminant est très pentu autour de la solution : autrement dit, dans une vision en valeur absolue, les vallées correspondant aux différentes branches sont très étroites. Les courbes de niveau, tracées pour toutes les puissances de 10, montrent également une pente globale importante avec les plus grandes valeurs du déterminant situées dans le coin inférieur droit (c'est-à-dire grandes valeurs de  $\omega$  et petites valeurs de  $c$ ).

4. L'idée date de la thèse d'OTHMAN [137], je l'ai découverte avec retard dans [138].

(a)  $\nu = 0.3$ , épaisseur relative  $m$  variable(b)  $m = 0.5$ , coefficient de Poisson variableFIGURE 2.3 – Courbes de dispersion d’un tube rond, en fonction du coefficient de Poisson  $\nu$  et de l’épaisseur relative  $m$ FIGURE 2.4 – Cartographie des valeurs prises par la partie réelle du déterminant pour un tube rond ( $m = 1.5$ ,  $\nu = 0.3$ )

## 2.5 Méthodes approchées

La résolution numérique des équations caractéristiques transcendantales étant complexe, de nombreux auteurs ont développé des théories approchées permettant de calculer les courbes de dispersion plus aisément.

La présente section est organisée de la manière suivante. L’approximation de la courbe de dispersion par *curve-fitting* couramment employée dans le cas du traitement des essais aux barres –rondes– de Hopkinson est détaillée dans le §2.5.1. Dans les §2.5.2 et 2.5.3, deux approximations reposant sur des bases de modes de déformation de la section droite sont appliquées aux tubes ronds. Le §2.5.4 présente quelques méthodes approchées de type coque pour la propagation des ondes dans les tubes ronds. Enfin, les méthodes approchées pour les tubes ronds sont comparées entre elles dans le §2.5.5.

### 2.5.1 Courbe de dispersion analytique approchée de la barre ronde

Afin de s’affranchir de la résolution de l’équation 2.1, plusieurs auteurs ont proposé une expression analytique permettant d’approcher la courbe de dispersion exacte dans le cas de la barre ronde :

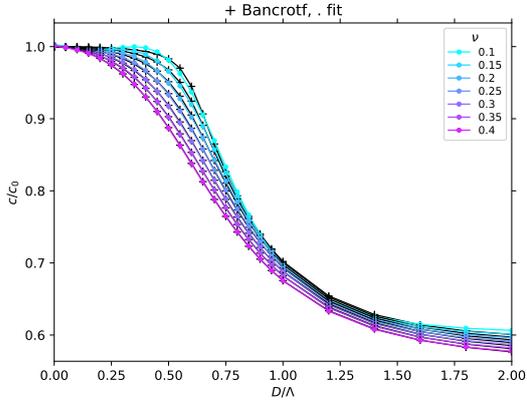
$$\frac{c_k}{c_0} = A + \frac{B}{C\left(\frac{a}{\lambda_k}\right)^4 + D\left(\frac{a}{\lambda_k}\right)^3 + E\left(\frac{a}{\lambda_k}\right)^2 + F\left(\frac{a}{\lambda_k}\right)^{1.5} + 1} \quad (2.5)$$

où  $c_k$  est la vitesse liée à la longueur d’onde  $\lambda_k$  et où les coefficients  $A, B, C, D, E, F$  sont obtenus par un algorithme de *curve-fitting* non-linéaire<sup>5</sup>.

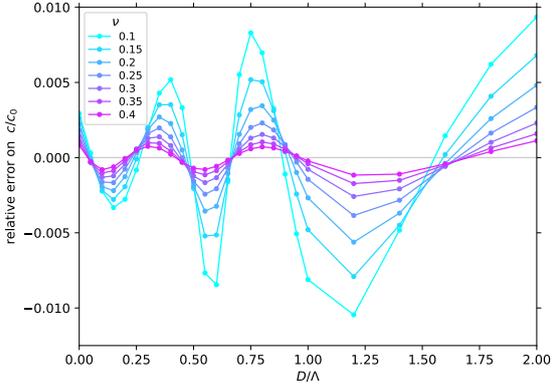
FELICE [60] est le premier à effectuer cette démarche pour  $\nu = 0.29$ <sup>6</sup>. GONG, MALVERN et JENKINS [78] déterminent les paramètres de l’équation pour  $\nu = 0.32$ , en interpolant la courbe de dispersion pour cette valeur de  $\nu$  à partir des courbes fournies par BANCROFT [9] pour  $\nu = 0.30$  et  $\nu = 0.35$ . Enfin, dans [69] on trouve les paramètres ajustés pour  $\nu = 0.20, 0.25, 0.30$  et  $0.35$ , toujours d’après les courbes de dispersion calculées par BANCROFT.

5. La fonction Python `scipy.optimize.curve_fit` donne de bons résultats.

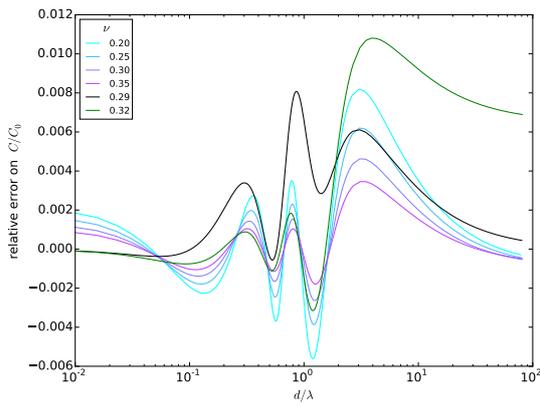
6. D’après FELICE l’expression 2.5 est due à FOLLANSBEE et FRANTZ [64], mais je ne retrouve pas ladite équation dans l’article en question...



(a) Courbes de dispersion exactes et approchées

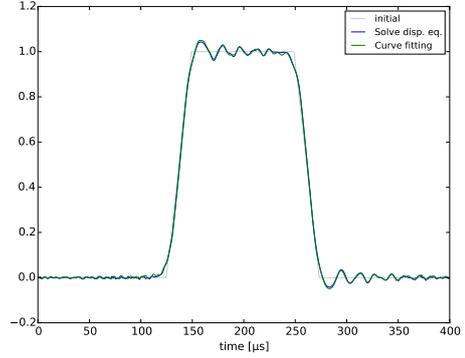


(b) Erreur relative, référence BANCROFT

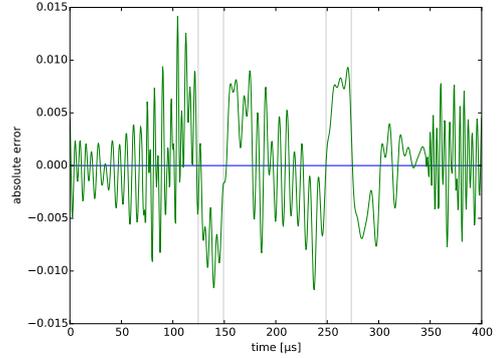


(c) Erreur relative, référence recalculée

FIGURE 2.5 – Erreur relative sur les courbes de dispersion obtenues par *curve-fitting* :  $\nu = 0.20$ ,  $0.25$ ,  $0.30$  et  $0.35$  [69];  $\nu = 0.32$  [78]; et  $\nu = 0.29$  [60].



(a) Signal trapézoïdal : temps de montée et de descente de  $25 \mu\text{s}$ , plateau de  $100 \mu\text{s}$



(b) Erreur absolue

FIGURE 2.6 – Erreur sur la propagation d'un signal trapézoïdal due à la courbe de dispersion approchée par *curve-fitting*,  $\nu = 0.30$

L'erreur sur la courbe de dispersion de l'équation 2.5 est calculée en prenant la solution numérique de l'équation 2.1 comme référence. On obtient des erreurs relatives sur la vitesse de propagation de l'ordre de 1% (figure 2.5).

Afin d'évaluer l'influence de cette erreur de courbe de dispersion sur la propagation des signaux dans les barres, un signal synthétique de forme trapézoïdale d'amplitude unitaire est propagé sur une distance de  $1.5 \text{ m}$  dans une barre ronde de diamètre  $30 \text{ mm}$ , de module élastique  $210 \text{ GPa}$ , de coefficient de Poisson  $0.30$  et avec  $c_0 = 5000 \text{ m s}^{-1}$ .

La figure 2.6 illustre la comparaison entre les deux méthodes –exacte et approchée– de calcul de la dispersion. Les deux signaux propagés sont proches (figure 2.6a), la différence est toutefois notable (figure 2.6b). L'erreur absolue sur le signal propagé

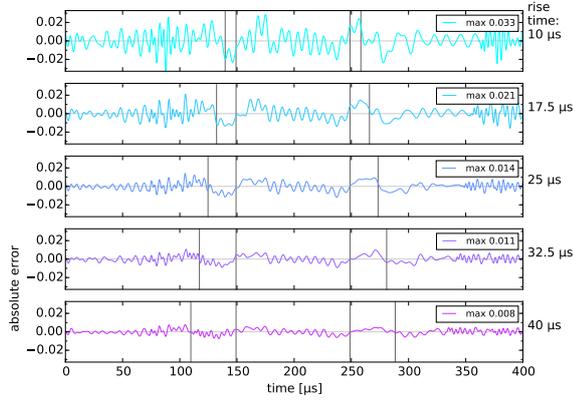


FIGURE 2.7 – Erreur sur la propagation d’un signal trapézoïdal en fonction du temps de montée/descente du signal (les lignes verticales grises indiquent les temps caractéristiques du trapèze)

avec la dispersion approchée maximale est 0.014, comparée à l’amplitude unitaire du signal cela donne une erreur maximale de 1.4 %.

En réalité, cette erreur sur le signal propagé dépend également de la forme du signal en question. En effet, l’erreur sur la courbe de dispersion dépend de la longueur d’onde, et donc de la fréquence, si bien que le contenu fréquentiel du signal entre en jeu. La figure 2.7 illustre l’erreur sur la propagation du signal trapézoïdal en fonction du temps de montée/descente dudit signal. Plus le temps de montée/descente est court, plus l’erreur de propagation due à l’approximation de la courbe de dispersion est importante. On remarque également que, dans le cas d’un post-traitement pour les barres de Hopkinson, l’erreur importante se situe dans la partie utile du signal au niveau du plateau.

Enfin, l’erreur dépend également de la valeur du coefficient de Poisson. Une valeur plus faible de  $\nu$  conduit à des erreurs plus importantes (voir figure 2.5) : recalculer la figure 2.6 pour  $\nu = 0.20$  donne alors une erreur maximale de 0.022.

Dans un contexte de métrologie et d’évaluation de la qualité de mesure (qui sera l’objet du chapitre 4) il est alors préférable de ne pas utiliser cette approximation au profit de la solution exacte, afin de limiter les sources d’erreur.

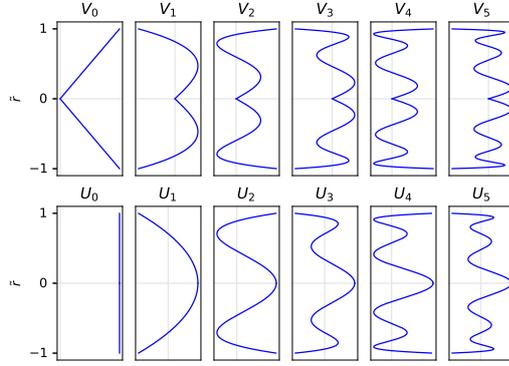


FIGURE 2.8 – Les six premiers modes de Jacobi pour la déformation radiale ( $V_n$ ) et axiale ( $U_n$ )

### 2.5.2 Approximation avec les modes de Jacobi

ANDERSON [2], sur une idée de [120], a proposé une base de modes pour la description des déplacements de la section droite d’une barre ronde. Ces modes utilisent les polynômes de Jacobi

$$u_x(r, x, t) = \sum_{n=0}^{+\infty} U_n(r/a) u_n \exp(\gamma x + \omega t) \quad (2.6)$$

$$u_r(r, x, t) = \sum_{n=0}^{+\infty} V_n(r/a) v_n \exp(\gamma x + \omega t) \quad (2.7)$$

où les polynômes  $U_n$  et  $V_n$  sont définis par

$$U_n(\tilde{r}) = \sum_{j=0}^n \binom{n}{j} \frac{(n+j)!}{n! j!} \tilde{r}^{2j} \quad (2.8)$$

$$V_n(\tilde{r}) = \sum_{j=0}^n \binom{n}{j} \frac{(n+j+1)!}{(n+1)! (j+1)!} \tilde{r}^{2j+1} \quad (2.9)$$

Ces polynômes (voir figure 2.8) sont orthogonaux par rapport au poids  $\tilde{r} = r/a$  sur l’intervalle  $[0, 1]$ . Il est possible d’étendre la méthode à un tube rond (cela nécessite le changement de bornes d’intégration, voir les détails dans [25]).

L’intérêt de cette méthode est que l’équation caractéristique donne un déterminant qui peut être développé sous la forme d’un polynôme dont les coefficients dépendent de la pulsation  $\omega$  ainsi que du rayon  $a$  et des constantes de Lamé  $\lambda$  et  $\mu$ . Les

racines de ce polynôme sont les nombres d'ondes des différentes branches, à la pulsation considérée.

En revanche, avec l'augmentation du nombre de modes de Jacobi retenus dans la base, les expressions des coefficients du polynôme deviennent extrêmement longs.

La figure 2.10a illustre les trois premières branches du mode longitudinal de propagation des ondes dans le cas d'un tube rond, en fonction de l'épaisseur du tube et de l'ordre d'approximation (nombre de polynômes retenus dans les équations 2.6 et 2.7). Les figures 2.10c et 2.10e donnent l'erreur relative sur les deux premières branches, avec pour référence la solution exacte calculée<sup>7</sup> à partir de l'équation 2.4. L'erreur baisse avec l'augmentation de l'ordre de l'approximation. Pour la première branche et à ordre donné (figure 2.10c), la diminution de l'épaisseur du tube (diminution de  $m$ ) entraîne une augmentation de l'erreur ; cette influence de  $m$  n'est pas marquée pour les autres branches.

Enfin, il faut noter que la méthode présente deux limites numériques. La première est liée au calcul symbolique intense nécessaire à l'obtention de l'équation caractéristique polynomiale : nous ne sommes pas parvenus à dépasser l'ordre 10. Deuxièmement, lorsque la valeur de  $m$  diminue, les approximations polynomiales des ordres les plus élevés deviennent mal conditionnées et seules les approximations d'ordre inférieur restent disponibles. Ceci est résumé par la figure 2.9a, qui donne les ordres d'approximation maximum disponibles en fonction de l'épaisseur relative  $m$ .

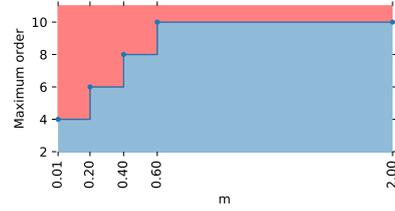
### 2.5.3 Formulation matricielle

WIDEHAMMAR, GRADIN et LUNDBERG [172] proposent une formulation matricielle du principe de Hamilton, avec une approximation polynomiale du champ de déplacement, pour le calcul de la dispersion dans les barres rondes et carrées. L'équation caractéristique se présente alors sous la forme d'un problème aux valeurs propres

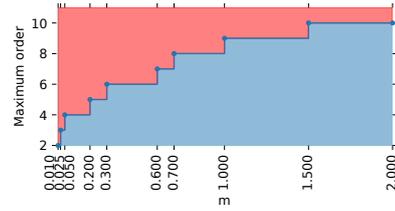
$$[\mathbf{K}_0 + ik\mathbf{K}_1 + k^2\mathbf{K}_2 - \omega^2\mathbf{M}]\mathbf{d} = \mathbf{0} \quad (2.10)$$

où  $k$  est le nombre d'onde et  $\omega$  la pulsation. Les matrices  $\mathbf{K}_0$ ,  $\mathbf{K}_1$ ,  $\mathbf{K}_2$  et  $\mathbf{M}$  dépendent du coefficient de Poisson et leur taille est proportionnelle au

7. Solutions exacte et approchée sont calculées exactement pour les mêmes pulsations, sans quoi le calcul de l'erreur serait entachée d'une erreur d'interpolation.



(a) Modes de Jacobi



(b) Formulation matricielle

FIGURE 2.9 – Ordres d'approximation possibles en fonction de l'épaisseur relative  $m$

nombre de fonctions retenues dans la base décrivant les déplacements de la section.

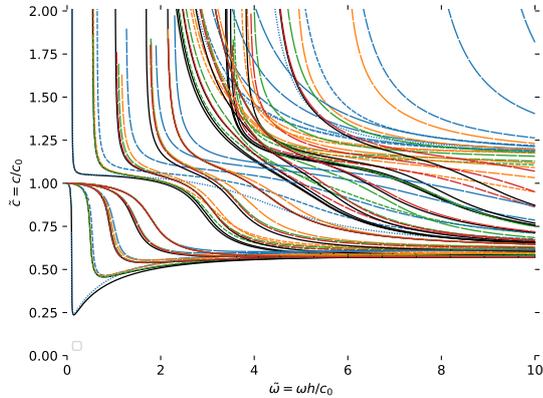
La formulation est très proche de la formulation de la méthode SAFE (*Semi-Analytical Finite Element*, voir [44]), à la différence que ce sont des fonctions analytiques valables sur toute la section droite qui sont utilisées plutôt que des éléments finis. Pour s'en convaincre, comparez [172, équation 22] et [44, équation 14].

Un changement de borne d'intégration permet d'adapter la méthode proposée dans [172] à des tubes ronds. Les détails sont donnés dans [25]. Les figures 2.10b, 2.10d et 2.10f illustrent les résultats obtenus avec cette méthode matricielle pour le calcul de la dispersion dans des tubes ronds. Les limites numériques de la méthode sont de même nature que les limites de la méthode précédente (voir §2.5.2), les ordres possibles sont résumés par la figure 2.9b.

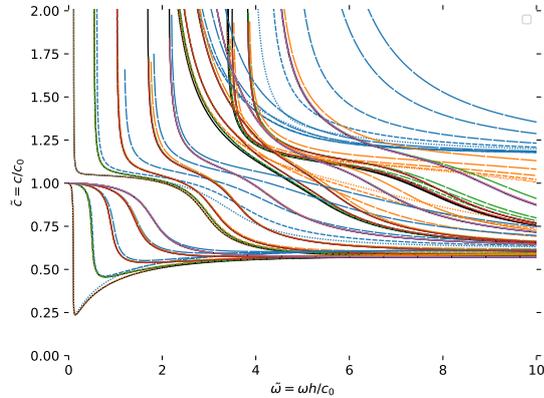
### 2.5.4 Théories de coques

La littérature sur la vibration des coques est vaste (voir par exemple [103, 105, 146]). Les trois références précédentes, très complètes, permettent d'avoir un bon aperçu sur le sujet en question.

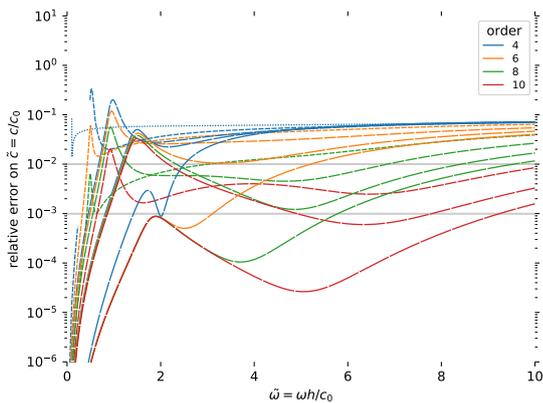
Peu de temps avant que la résolution numérique de l'équation de dispersion des tubes ronds ne soit réalisée en 1959 par GAZIS [73], un certain nombre



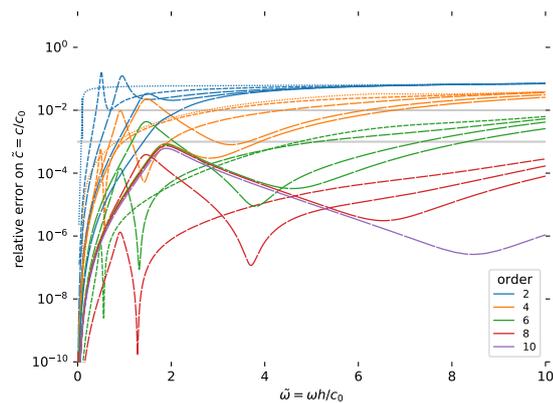
(a) Courbes de dispersion (de g. à d. :  $m = 0.1$  à  $m = 1.9$ )



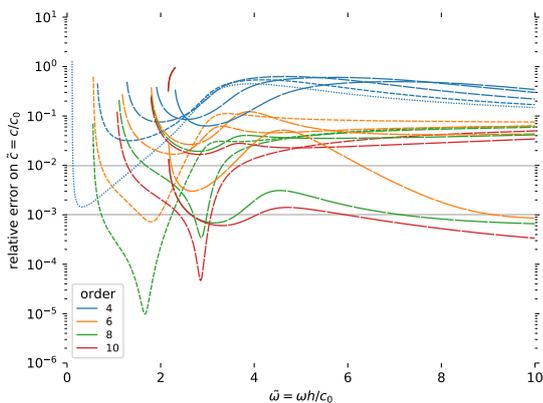
(b) Courbes de dispersion



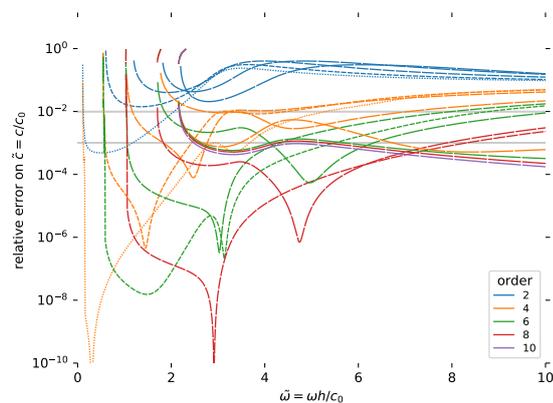
(c) Erreur sur la première branche



(d) Erreur sur la première branche



(e) Erreur sur la deuxième branche



(f) Erreur sur la deuxième branche

FIGURE 2.10 – Courbes de dispersion obtenues avec les modes de Jacobi [(a), (c) et (e)] et la formulation matricielle [(b), (d) et (f)],  $m = 0.1, 0.5, 0.9, 1.4$  et  $1.9$ . Trait interrompu étroit pour  $m = 0.1$  et large pour  $m = 1.9$ .

de théories approchées ont été développées pour calculer des courbes de dispersion approchées de tubes ronds plus ou moins minces [107, 132, 86, 124, 121].

GREENSPON [81] a déjà comparé ces méthodes approchées entre elles, toutefois j'ai déterré ces méthodes des années 1950 afin de les confronter aux approches plus complexes développées dans les sections 2.5.2 et 2.5.3. Voir la comparaison à la section 2.5.5 suivante.

L'intérêt de ces méthodes approchées est qu'avec un nombre limité de modes dans la base représentant les déplacements dans la section droite, il est possible de déterminer les deux premières branches du mode longitudinal. De plus, l'équation caractéristique approchée devient un polynôme relativement court dont les racines sont ensuite aisément déterminées à l'aide de toute bonne librairie de calcul scientifique capable de manipuler des polynômes.

La théorie de LIN et MORGAN [107] est exclue de la comparaison car elle ne fonctionne pas pour des valeurs de  $m$  supérieures à 0.69 et par ailleurs elle donne des résultats nettement moins bons que les théories retenues.

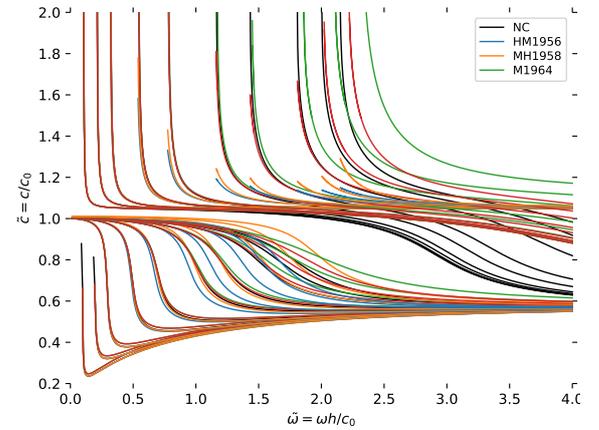
La figure 2.11a illustre les courbes de dispersion des deux premières branches du mode longitudinal pour un tube rond calculées à l'aide de diverses théories de coques, pour  $m$  variant de 0.1 à 1.9. Les théories de coques donnent des courbes de dispersion de la première branche proches de la solution exacte pour les petites valeurs de  $m$ , plus  $m$  est grand et plus l'écart devient important. En dehors de l'asymptote verticale pour les petites valeurs de  $m$ , l'erreur sur la deuxième branche est globalement importante (figure 2.11c)

### 2.5.5 Comparaison des différentes méthodes approchées

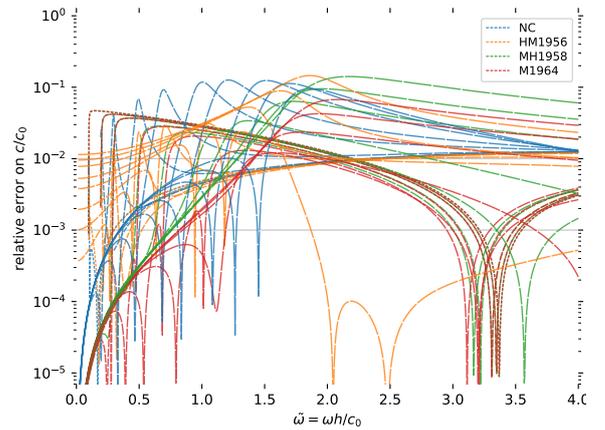
#### Barres rondes

Les erreurs sur les courbes de dispersion calculées avec les modes de Jacobi (§2.5.2) ou la méthode matricielle (§2.5.3) dans le cas de barres rondes ne sont pas présentés dans ce mémoire. Les détails se trouvent dans [25].

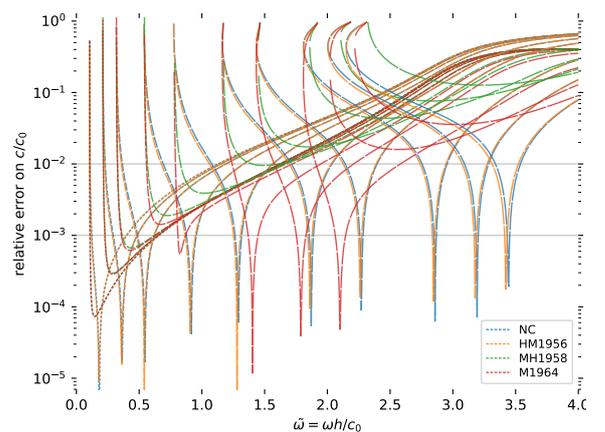
Les deux méthodes donnent des courbes de dispersion précises. L'augmentation de l'ordre d'approximation accroît la précision des courbes de dispersion. Pour les trois premières branches, l'erreur relative



(a) Les deux premières branches (de g. à d. :  $m = 0.1$  à  $m = 1.9$ )



(b) Erreur sur la première branche



(c) Erreur sur la deuxième branche

FIGURE 2.11 – Théories de coques pour la dispersion dans les tubes ronds,  $m = 0.1, 0.2, 0.3, 0.5, 0.7, 1.0, 1.2, 1.5, 1.7$  et  $1.9$  (NC : NAGHDI et COOPER [132]; HM1958 : HERRMANN et MIRSKY [86]; MH1958 : MIRSKY et HERRMANN [124]; M1964 : MIRSKY [121])

est inférieure à  $10^{-7}$  sur toute la plage de fréquence allant de 0 à  $\tilde{\omega} = \omega a/c_0 = 10$  (où  $a$  est le rayon de la barre), pour les ordres d'approximation élevés. Il y a un léger avantage à utiliser la méthode matricielle plutôt que l'approximation des modes de Jacobi pour un même ordre donné.

### Tubes ronds

Les figures 2.10 et 2.11 donnent les courbes de dispersion et les erreurs sur les courbes de dispersion des deux premières branches pour des tubes ronds ( $\nu = 0.3$ ). Afin de pouvoir comparer les méthodes entre elles, les figures donnant l'erreur comportent deux lignes horizontales pour des valeurs seuil d'erreur relative ( $10^{-2}$  et  $10^{-3}$ ).

L'approximation avec les modes de Jacobi (§2.5.2) donne de moins bons résultats que la méthode matricielle (§2.5.3), pour un ordre d'approximation donné. De plus, l'utilisation des modes de Jacobi nécessite un calcul symbolique lourd, alors que la formulation matricielle est aisément programmable. Les deux méthodes souffrent de limitations numériques pour les tubes fins (faible valeur de  $m$ ) empêchant l'utilisation d'ordres élevés. En revanche, pour les tubes épais il est possible d'obtenir des courbes de dispersion précises – au moins pour les deux premières branches – pour peu qu'un ordre d'approximation élevé soit utilisé.

Les théories de coques sont de bonnes alternatives aux deux méthodes précédentes pour les faibles valeurs de  $m$  et quand seule la première branche est d'intérêt. Leur avantage est qu'elles sont directes à programmer et la résolution nécessite uniquement une fonction ordinaire de calcul des racines de polynôme. En revanche, ces théories de coques manquent de précision pour les grandes valeurs de  $m$  en haute fréquence : l'erreur relative est souvent supérieure à  $10^{-2}$ .

Le choix de la théorie de coques à adopter dépend de la valeur de  $m$ . Les théories de NAGHDI et COOPER [132] et HERRMANN et MIRSKY [86] sont adaptées aux petites valeurs de  $m$ . Pour les valeurs plus importantes de  $m$ , il faut se tourner vers MIRSKY et HERRMANN [124] ou MIRSKY [121].

## 2.6 Mise en évidence des branches supérieures

Plusieurs auteurs ont mis en évidence la présence de plusieurs branches du mode longitudinal dans la propagation des ondes dans des barres soumises à des impacts [43, 102, 169]. Dans [102] les trois premières branches du mode de propagation longitudinal sont mises en évidence à l'aide d'un spectrogramme. KENNEDY et JONES [96] indiquent les temps d'arrivée des deuxième et troisième branches dans les signaux temporels d'ondes propagées dans une barre par une méthode numérique.

Avec le banc d'essai présenté dans le chapitre 1, il est également possible de mettre en évidence la contribution de la deuxième branche du mode de propagation longitudinal. La figure 2.12 donne le spectrogramme d'une barre de mesure en acier (longueur 3.058 m, diamètre 31.75 mm) percutée par un impacteur de 610 mm de long (diamètre 30.0 mm). L'onde effectue de nombreux aller-retour dans la barre de mesure dont les extrémités sont libres. Certains motifs du spectrogramme (voir figure 2.12c) sont corrélés avec les temps d'arrivée [65] de la perturbation calculés à partir des vitesses de groupe des deux premières branches (figure 2.12a). On distingue assez clairement la présence de la deuxième branche sur le premier passage de l'onde et sur la première réflexion. Au-delà, le spectrogramme devient difficile à interpréter correctement.

Le calcul de la propagation des ondes avec prise en compte des branches supérieures est toutefois un sujet de recherche actuel car cela nécessite la connaissance de la distribution de l'énergie entre les différentes branches du mode de propagation, ce qui est loin d'être évident [152, 10].

Dans le cas des barres de Hopkinson, il faudrait vérifier que la correction de la dispersion reposant uniquement sur la première branche du mode longitudinal est suffisante dans le cas des essais courants.

## 2.7 Conclusion

Ce chapitre traite de la propagation dispersive des ondes dans les barres. Que la section soit circulaire, elliptique ou tubulaire ronde, l'équation caractéristique exacte à résoudre pour obtenir la courbe de dispersion (vitesse de phase en fonction de la pulsation) est transcendante. La résolution

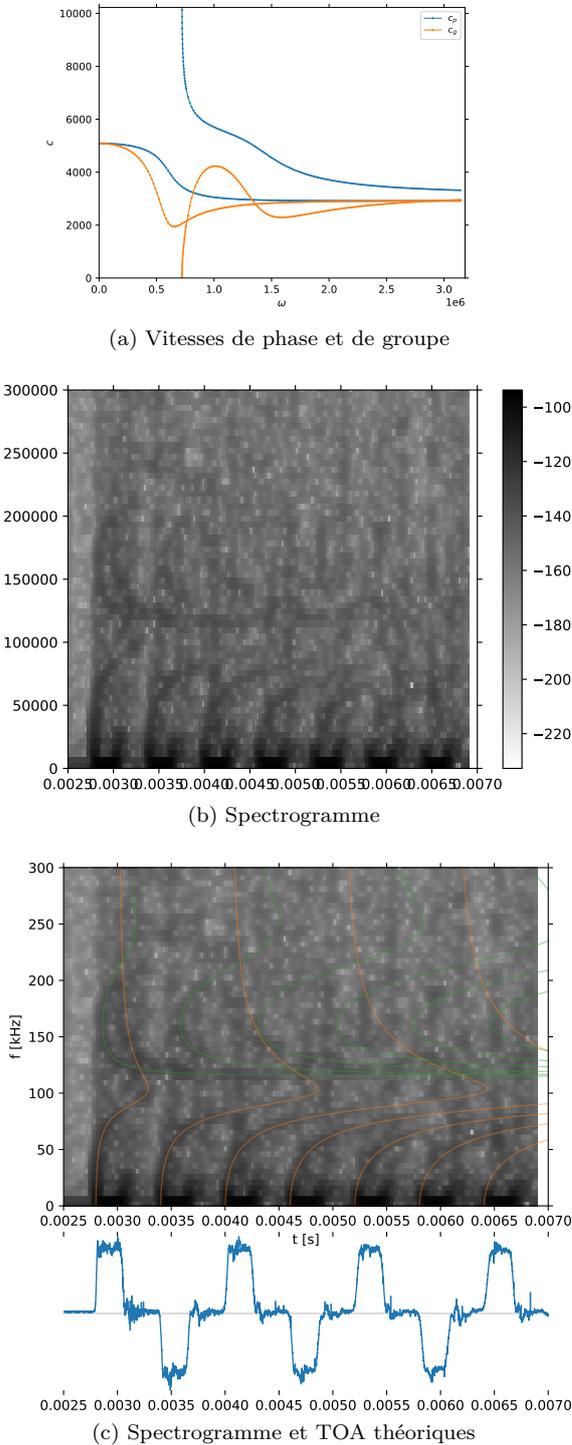


FIGURE 2.12 – Impact sur une barre : superposition du spectrogramme et des temps d'arrivée théoriques calculé à partir de la vitesse de groupe

de cette équation permet alors la propagation –selon la première branche– d'une onde dans une barre de propriétés connues, ce qui est par exemple nécessaire lors du post-traitement des essais aux barres de Hopkinson (voir section 1.2.2).

La résolution de l'équation caractéristique exacte étant délicate, il est possible d'utiliser des théories approchées, ce qui simplifie également la résolution, au prix toutefois d'une erreur d'approximation. Cette erreur est quantifiée dans le présent chapitre pour les barres rondes et les tubes ronds.

La recherche de la courbe de dispersion optimale par rapport à des mesures est un moyen d'identifier les propriétés de la barre utilisée pour les essais aux barres de Hopkinson. C'est l'objet du chapitre 3 suivant.

# Chapitre 3

## Identification des barres de mesure

### 3.1 Introduction

Le calcul des forces à l'interface entre l'échantillon et les barres de mesure dans les barres de Hopkinson nécessite le transport des ondes dans les barres de mesure (voir section 1.2.2). Dans le cas de barres de mesures métalliques, l'atténuation est faible et le comportement des barres est considéré comme purement élastique. L'utilisation de l'équation de Pochhammer-Chree 2.1 pour le calcul de la courbe de dispersion nécessite alors uniquement la connaissance de la vitesse de propagation  $c_0$  et du coefficient de Poisson de la barre. La détermination expérimentale de ces deux constantes est l'objet de la section 3.2.

Dans le cas de barres de mesure en polymère, il faut prendre en compte le comportement viscoélastique du matériau. Dans la section 3.3, je montre comment ajuster les paramètres d'un modèle rhéologique à l'aide d'une procédure d'optimisation. Ce modèle rhéologique, combiné à l'équation de Pochhammer-Chree, permet ensuite la propagation des ondes dans les barres viscoélastiques.

### 3.2 Barres élastiques

#### 3.2.1 Résonances longitudinales d'une barre de longueur finie

##### Fréquences de résonance

La résolution de l'équation 1.5 de propagation des ondes de traction-compression dans un milieu unidimensionnel dans le cas d'une barre fine de longueur finie  $L$  permet la détermination des fréquences de

résonance de ladite barre

$$f_n = \frac{nc_0}{2L}, \quad n \in \mathbb{N} \quad (3.1)$$

où  $c_0 = \sqrt{E/\rho}$  est la vitesse de propagation des ondes de traction-compression (dans le cas non dispersif). La déformée modale associée est de la forme  $\Phi(x) = \sin(\lambda x)$ , avec  $\lambda = \omega/c_0$ .

##### Antirésonances et résonances observables

Les ondes se propageant dans la barre sont mesurées à l'aide d'une jauge de déformation. La position de la jauge implique que certaines fréquences de résonance ne sont pas observables, dans le cas où la jauge se situe sur un nœud de vibration. Dans notre cas, la jauge est située au milieu de la barre ( $L/2$ ). La fréquence des antirésonances est alors donnée par

$$f_{2n} = \frac{(2n)c_0}{2L}, \quad n \in \mathbb{N} \quad (3.2)$$

À partir des équations 3.1 et 3.2, on déduit les fréquences de résonance observables qui sont

$$f_{2n+1} = \frac{(2n+1)c_0}{2L}, \quad n \in \mathbb{N} \quad (3.3)$$

#### 3.2.2 Test d'impact

##### Vitesse d'onde à partir du test d'impact

L'observation du spectre du signal temporel de déformation de la barre suite à un choc bref permet l'observation des fréquences de résonance de la barre. Il est alors possible de déduire la vitesse des ondes en fonction de la fréquence pour les résonances observables. En réalité, la propagation des ondes de compression dans les barres est dispersive et donc

la vitesse de propagation dépend de la fréquence de l'onde. L'équation 3.3, écrite dans le cas 1D non dispersif, est alors mise sous la forme suivante, dans laquelle la vitesse n'est plus une constante mais dépendante de la fréquence à laquelle elle est mesurée

$$c_{\text{exp}}(f_{2n+1}) = \frac{2Lf_{2n+1}}{2n+1}, \quad n \in \mathbb{N} \quad (3.4)$$

### Incertitude sur la vitesse d'onde

L'incertitude sur la détermination de la vitesse d'onde expérimentale est donnée par

$$\left[ \frac{u(c_{\text{exp}})}{c_{\text{exp}}} \right]^2 = \left[ \frac{u(L)}{L} \right]^2 + \left[ \frac{u(f_{2n+1})}{f_{2n+1}} \right]^2 \quad (3.5)$$

Cette équation est obtenue à partir de l'équation 3.4 et des règles sur le calcul des incertitudes dans le cas d'une relation fonctionnelle (règles données par exemples par FARRANCE et FRENKEL [59]).

Le premier terme relatif à l'incertitude sur la longueur de la barre est constant. Au contraire, le terme de l'incertitude relative sur la fréquence de résonance va diminuer plus la fréquence du pic est élevée. En effet,  $u(f_{2n+1})$  est constant et égal à la résolution fréquentielle du spectre. L'incertitude sur la vitesse expérimentale diminue donc avec l'augmentation de la fréquence.

### Procédure d'optimisation sur la courbe de dispersion expérimentale

La détermination de  $c_0$  et de  $\nu$  passe par l'utilisation d'une procédure d'optimisation. Il s'agit de minimiser la distance entre la courbe de dispersion expérimentale et la courbe de dispersion calculée, notée  $c(c_0, \nu)$  car elle dépend uniquement de  $c_0$  et  $\nu$  (voir section 2.2 et figure 2.1). La courbe calculée la plus proche de la courbe expérimentale donne alors les valeurs de  $c_0$  et  $\nu$  optimales.

Afin de prendre en compte les incertitudes expérimentales, la procédure d'optimisation intègre un paramètre supplémentaire  $\Delta c_0$  qui est l'incertitude sur la vitesse  $c_0$ . La procédure d'optimisation consiste alors à minimiser simultanément trois distances :

1. la distance entre les courbes de dispersion expérimentales et la courbe de dispersion calculée  $c(c_0, \nu)$  ;

2. la distance entre les bornes supérieures des corridors des courbes de dispersion expérimentales et la courbe de dispersion calculée  $c(c_0 + \Delta c_0, \nu)$  ;
3. la distance entre les bornes inférieures des corridors des courbes de dispersion expérimentales et la courbe de dispersion calculée  $c(c_0 - \Delta c_0, \nu)$ .

Ce qui peut s'écrire

$$\underset{c_0, \Delta c_0, \nu}{\text{argmin}} d_{\text{sup}} + d_{\text{mean}} + d_{\text{inf}} \quad (3.6)$$

avec

$$d_{\text{mean}} = \text{dist}(c(c_0, \nu), c_{\text{exp}}) \quad (3.7)$$

$$d_{\text{sup}} = \text{dist}(c(c_0 + \Delta c_0, \nu), c_{\text{exp}} + u(c_{\text{exp}})) \quad (3.8)$$

$$d_{\text{inf}} = \text{dist}(c(c_0 - \Delta c_0, \nu), c_{\text{exp}} - u(c_{\text{exp}})) \quad (3.9)$$

Pour ne pas donner trop de poids aux mesures les plus incertaines (basses fréquences), la distance étant prise comme la distance moyenne entre les points expérimentaux et les points calculés des courbes de dispersion, la moyenne est pondérée par l'inverse de l'incertitude de mesure. L'algorithme d'optimisation employé est de type évolutionnaire, il s'agit de CMA-ES (*Covariance Matrix Adaptation-Evolution Strategy* [84])

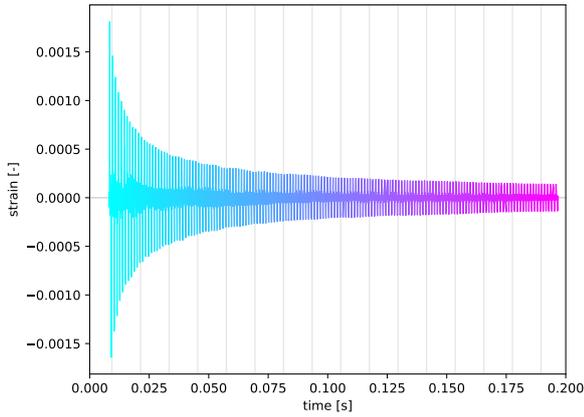
### 3.2.3 Exemple d'application sur les barres 17-4PH

#### Conditions d'essai

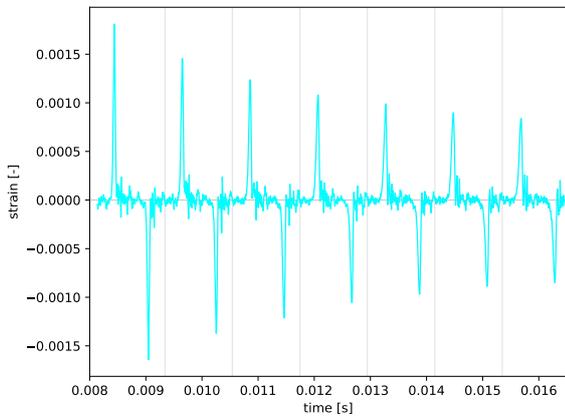
L'essai de choc présenté concerne une barre de mesure en acier 17-4PH de diamètre 31.75 mm et de longueur 3058 mm. Afin d'obtenir un choc bref, et ainsi augmenter le contenu fréquentiel de l'onde se propageant dans la barre, un impacteur court est utilisé. La longueur de l'impacteur est 94.2 mm. La figure 3.1 illustre le signal temporel mesuré au milieu de la barre.

#### Détection des pics sur le spectre

La figure 3.2 illustre la détection automatique des pics dans le spectre du choc. Le positionnement approximatif des fréquences d'antirésonance permet la définition d'une zone d'exclusion de recherche des pics de résonance. Le spectre permet la détermination des pics de résonance jusqu'à environ 30 kHz.



(a) Signal complet



(b) Les premières réflexions

FIGURE 3.1 – Déformation enregistrée suite à la percussion de la barre par un impacteur court

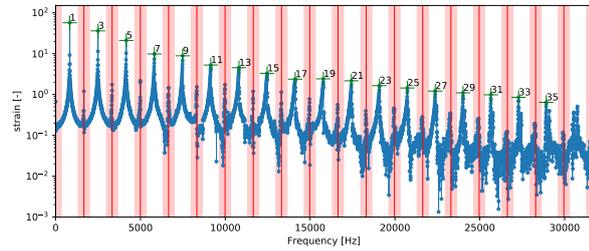


FIGURE 3.2 – Spectre du choc sur la barre de mesure (+ : pic  $f_{2n+1}$  identifié et valeur correspondante de  $2n + 1$ ; | : fréquence d'antirésonance approximative  $f_{2n}$ ;  $\square$  : zone d'exclusion de recherche des pics)

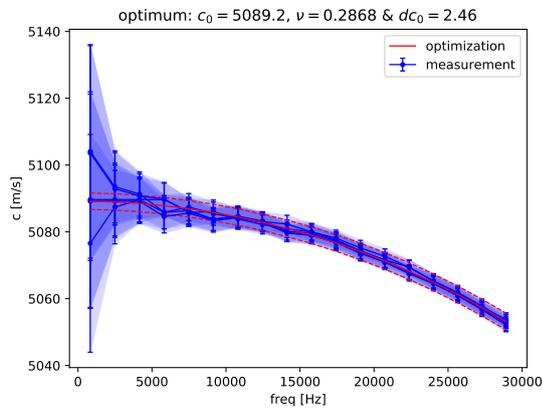


FIGURE 3.3 – Courbes de dispersion expérimentales et courbe de dispersion théorique optimale

Au-delà de cette fréquence, les pics de résonance sont moins nets et même parfois dédoublés <sup>1</sup>.

### Vitesse d'onde et coefficient de Poisson

La figure 3.3 illustre les courbes de dispersion expérimentales issues de 5 essais de percussion de la barre. Au-delà de 5 kHz, les 5 essais donnent des courbes de dispersion très proches. La procédure d'optimisation donne une courbe de dispersion optimale (de paramètres  $c_0$  et  $\nu$ ) dont la courbure suit précisément la courbure des courbes de dispersion expérimentales et permet également de quantifier l'incertitude sur la vitesse (corridor en trait interrompu rouge sur la figure 3.3 correspondant à  $\Delta c_0$ ).

1. Pour une raison que je n'ai pas encore élucidée.

### Validation par le temps modifié

FOX et CURTIS [65] mettent en évidence un temps modifié,  $(t-x/c_0)/x^{1/3}$ , qui permet la superposition du début de l'onde pour différentes distances de propagation. Ce temps modifié est également repris par KAUL et MCCOY [95].

La meilleure superposition, dans le graphique avec temps modifié (figure 3.4), des différentes réflexions de l'onde dans la barre est obtenue pour  $c_0 = 5089.9 \text{ m s}^{-1}$ , ce qui est très proche de la valeur trouvée avec l'optimisation sur la courbe de dispersion.

La figure 3.4a illustre l'étalement temporel de l'onde au fur et à mesure de sa propagation, sur une durée d'environ 0.2 s et une distance proche de 1 km. Avec le temps modifié, toutes les réflexions ont sensiblement la même durée (figure 3.4b) et le décalage entre les différentes réflexions est plus facile à apprécier. C'est la raison pour laquelle la méthode du temps modifié devrait être préférée à la méthode –qui pourrait alors être qualifiée de simpliste– de mesure du temps entre deux pics couramment employée.

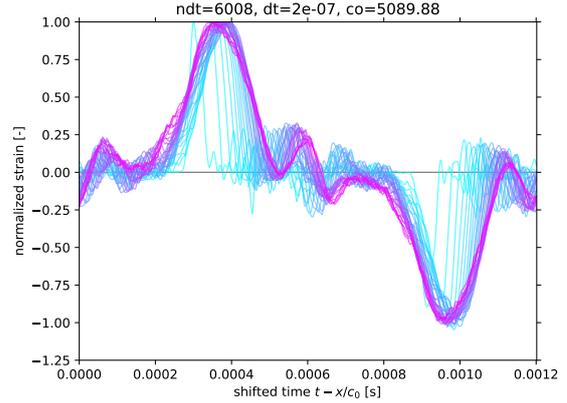
### 3.3 Barres viscoélastiques

Dans le cas de barres de mesure viscoélastiques en polymère, la dispersion est toujours présente. À ce phénomène, se rajoute l'atténuation des ondes, qui n'est plus négligeable sur les distances de propagation considérées comme c'était le cas pour les barres métalliques.

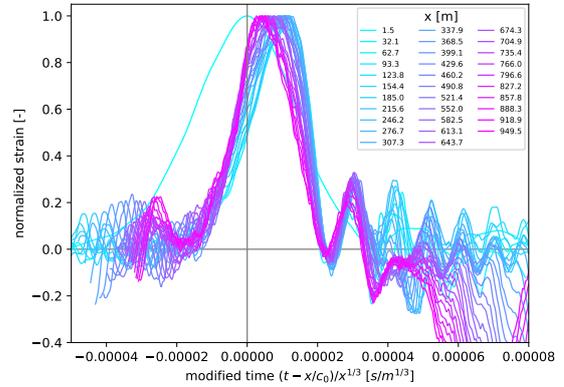
Afin de propager des ondes dans les barres viscoélastiques, il est donc nécessaire de connaître la vitesse  $c(\omega)$  et l'atténuation  $\alpha(\omega)$  de la barre concernée. Les méthodes sont nombreuses et peuvent être classées en deux catégories :

1. les méthodes paramétriques ont pour but de déterminer les valeurs des paramètres d'un modèle rhéologique, qui sert ensuite au calcul de la propagation ;
2. les méthodes non paramétriques ont pour but de caractériser directement la propagation des ondes dans la barre.

Dans [165], les auteurs utilisent un impact sur la barre viscoélastique pour calculer la *compliance* de la barre et ensuite trouver le modèle rhéologique avec la méthode proposée dans [22].



(a) Décalage temporel pour superposer les pics



(b) Temps modifié

FIGURE 3.4 – Superposition des réflexions de l'onde dans la barre. L'amplitude est normalisée et seule une onde sur 5 est conservée pour alléger le graphique.

BACON [8] utilise une méthode expérimentale reposant sur le calcul d'une fonction de transfert dans le domaine fréquentiel. [31] utilise également une fonction de transfert à partir de laquelle il détermine un module complexe et à l'aide d'une boucle d'optimisation cherche un modèle rhéologique donnant un module complexe le plus proche.

ZHAO et GARY [178] montrent comment calculer la propagation dans une barre viscoélastique à partir d'un modèle rhéologique, mais ils n'expliquent pas comment obtenir ce modèle rhéologique.

L'obtention automatique d'un modèle rhéologique, sans a priori sur le nombre d'éléments le constituant, est détaillée dans [42, 41]. La méthode proposée repose sur l'identification des pics de résonance à partir du spectre, la détermination du module complexe, et enfin le calcul du modèle rhéologique à partir du module complexe. Elle intègre également une correction du bruit expérimental.

Dans ce qui suit, je propose une méthode permettant de déterminer un modèle rhéologique à partir d'un essai de choc sur la barre viscoélastique. Cette méthode repose sur un problème d'optimisation consistant à trouver le modèle rhéologique permettant de reproduire au mieux les signaux mesurés de l'onde se propageant dans la barre.

### 3.3.1 Modèle rhéologique et courbe de dispersion

Le modèle rhéologique de Kelvin-Voigt généralisé employé est illustré par la figure 3.5, il s'agit d'un ressort en série avec  $n_v$  éléments de type Kelvin-Voigt (ressort et amortisseur en parallèle). L'impédance, ou module complexe, de ce modèle rhéologique est

$$Z(\omega) = \left( \frac{1}{E} + \sum_{i=1}^{n_v} \frac{1}{E_i + j\omega\eta_i} \right)^{-1} \quad (3.10)$$

La vitesse  $c_0$  est donnée par

$$c_0 = \sqrt{Z(0)/\rho} \quad (3.11)$$

Dans le cas d'un milieu de propagation viscoélastique, l'impédance  $Z(\omega)$  remplace le module élastique dans les constantes de Lamé et l'équation de Pochhammer-Chree 2.1 donne alors un nombre d'onde complexe dont la partie réelle est l'atténuation. La figure 3.6 illustre les courbes de dispersion et d'atténuation obtenues avec un modèle rhéologique généralisé –optimal, voir §3.3.2– comportant

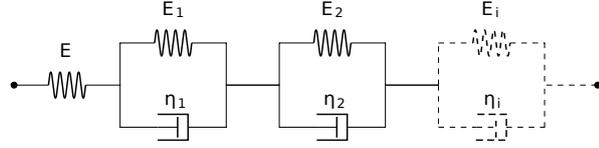


FIGURE 3.5 – Modèle rhéologique viscoélastique (Kelvin-Voigt généralisé avec raideur supplémentaire)

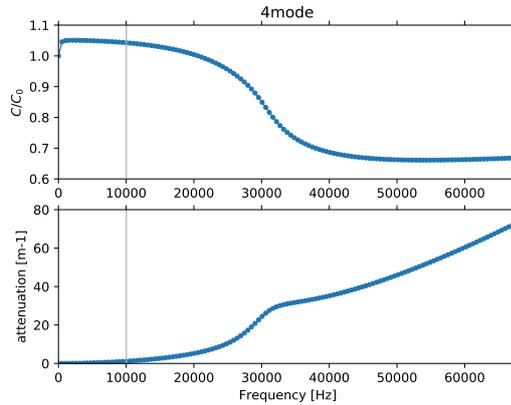


FIGURE 3.6 – Courbes de dispersion et d'atténuation dans une barre viscoélastique (modèle rhéologique optimal à 7 paramètres)

3 éléments Kelvin-Voigt. Afin de réduire le temps de calcul durant l'optimisation qui va suivre, plutôt que de résoudre l'équation de Pochhammer-Chree (voir section 2.2.3) on utilise la méthode approchée avec les modes de Jacobi en prenant 4 modes (voir section 2.5.2). Cela permet d'obtenir le nombre d'onde comme simple racine d'un polynôme et de ne pas d'utiliser d'algorithme de suivi de solution.

### 3.3.2 Un modèle rhéologique à partir des ondes enregistrées

Un impact sur une barre de mesure seule permet d'enregistrer les aller-retours de l'onde dans la barre au fur et à mesure des réflexions sur les extrémités libres de la barre. Une procédure d'optimisation permet alors de déterminer un modèle rhéologique qui décrit au mieux la propagation de l'onde dans la barre viscoélastique.

### Procédure d'optimisation

La procédure d'optimisation utilisée nécessite d'abord la définition :

- de l'onde initiale (à partir de l'enregistrement complet des aller-retours) ;
- de l'onde propagée de référence (à partir de l'enregistrement) ;
- du nombre d'éléments retenu pour le modèle rhéologique ;
- d'une estimation de la vitesse  $c_0$ .

La fonction coût à minimiser calcule la distance entre l'onde propagée de référence et l'onde initiale propagée à l'aide du modèle rhéologique. Plus précisément, la fonction coût prend en arguments les paramètres –à optimiser– du modèle rhéologique et renvoie la distance *RMS* entre l'onde propagée avec le modèle et l'onde de référence. Cette distance est calculée ainsi :

- si l'erreur relative entre la vitesse estimée et la vitesse du modèle  $c_0 = \sqrt{Z(0)/\rho}$  est supérieure à 5 %, alors la fonction coût renvoie 10 fois cette erreur ;
- si l'erreur sur la vitesse  $c_0$  est inférieure à 5 %, alors il sera possible de comparer l'onde propagée de référence avec l'onde initiale propagée avec le modèle rhéologique car le chevauchement temporel est suffisant :
  - calcul de la courbe de dispersion à partir du modèle rhéologique,
  - propagation de l'onde initiale à l'aide de la courbe de dispersion,
  - interpolation de l'onde calculée pour être sur les mêmes pas de temps que l'onde mesurée,
  - calcul de la distance *RMS* entre l'onde calculée et l'onde mesurée.

L'algorithme d'optimisation utilisé est de type évolutionnaire, il s'agit de la fonction `differential_evolution` (DE) du module Python `scipy.optimize`. L'algorithme d'optimisation CMA-ES [84] donne des résultats similaires à DE.

### Évaluation du modèle rhéologique optimal

L'adéquation entre le modèle rhéologique et l'essai à partir duquel il a été déterminé est évaluée de plusieurs manières.

Tout d'abord, l'onde initiale mesurée est propagée à l'aide du modèle rhéologique optimal et cette onde

propagée est comparée à l'onde propagée réellement mesurée (voir figure 3.7a). C'est d'ailleurs de cette manière qu'est écrite la fonction objectif.

Ensuite, il est également possible de construire un signal propagé (avec le modèle optimal et toujours à partir du signal initial mesuré) comportant de multiples réflexions<sup>2</sup> du fait de la longueur finie de la barre de mesure. Cela est illustré par les figures 3.7b et 3.8. Cette comparaison est bien plus sévère que la précédente car l'augmentation de la distance de propagation amplifie les imperfections du modèle. Dans le cas présent, le modèle donne une propagation globalement plus atténuée que l'essai.

Enfin, la troisième comparaison se fait entre l'onde propagée mesurée et l'onde initiale calculée en rétro-propageant l'onde cible à l'aide du modèle optimal (figure 3.7c). Du fait de l'atténuation croissante avec la fréquence (figure 3.6), rétropropager le signal amplifie énormément les hautes fréquences. Dans le calcul de l'onde propagée, il est donc nécessaire de ne pas corriger dispersion et atténuation au-delà d'une fréquence de coupure de l'ordre de 10 kHz.

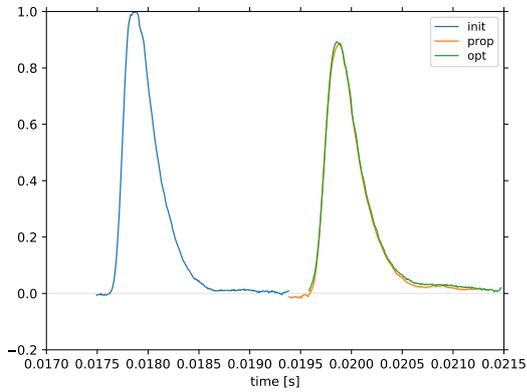
## 3.4 Conclusion

La méthode proposée pour l'identification des barres élastiques (métalliques) permet, à partir d'un essai de percussion simple sur la barre seule et d'une procédure d'optimisation, de déterminer les valeurs de  $c_0$  et  $\nu$  qui sont ensuite nécessaires pour le calcul de la propagation des ondes dans ladite barre. Cette méthode offre l'avantage de fournir également une incertitude sur la vitesse  $c_0$ . Cette incertitude de mesure de  $c_0$  étant requise dans la démarche de caractérisation de l'incertitude de mesure globale des essais aux barres de Hopkinson développée dans le chapitre 4 suivant.

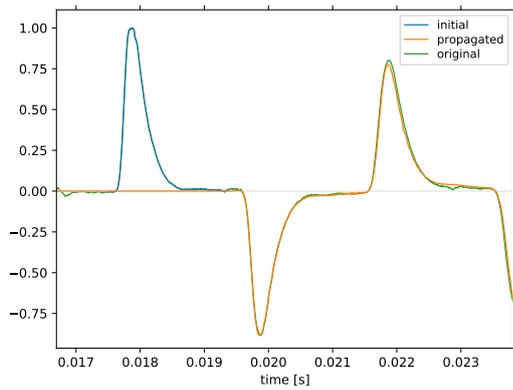
La caractérisation de la propagation des ondes dans les barres viscoélastiques (polymères) est plus délicate du fait de l'atténuation qu'il n'est plus

2. La propagation multiple est calculée avec les étapes suivantes : 1/ le signal à propager est agrémenté de zéros en amont et en aval pour prévenir les problèmes de fuite du signal en dehors de la fenêtre à cause de la dispersion qui a tendance à étaler le signal ; 2/ le signal est propagé sur des distances successivement croissantes en fonction de la position de la jauge de mesure sur la barre et de la longueur de la barre ; 3/ ces différents signaux propagés sont additionnés, en veillant à ce que cela soit fait à des instants identiques, ce qui nécessite de faire une interpolation pour qu'ils soient tous sur la même grille temporelle.

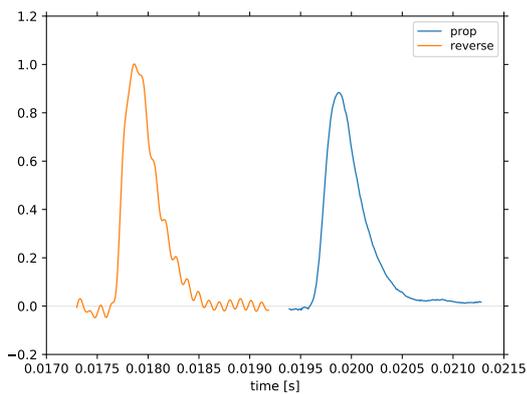
possible de négliger. Mes travaux sur le sujet sont en cours.



(a) Signaux de la procédure d'optimisation



(b) Propagations multiples



(c) Rétropropagation

FIGURE 3.7 – Évaluation du modèle rhéologique optimal via différents calculs de propagation

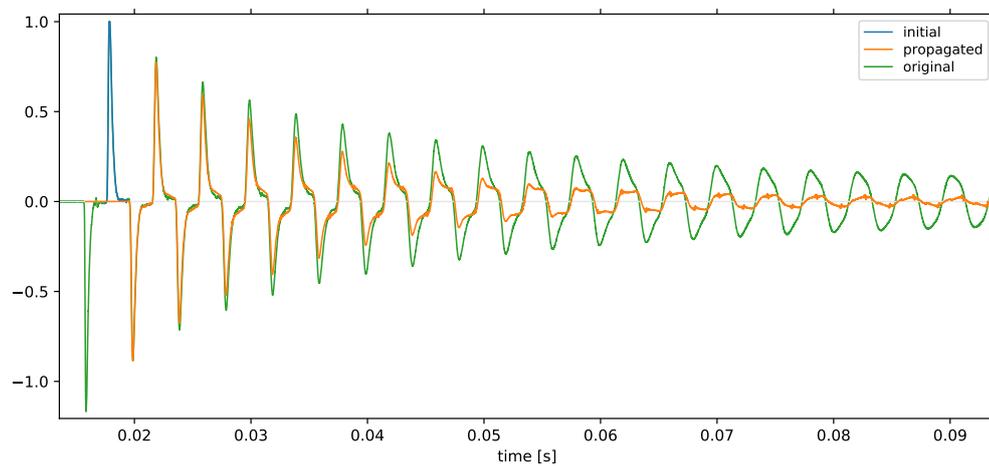


FIGURE 3.8 – Calcul des multiples réflexions à partir du modèle rhéologique optimal

# Chapitre 4

## Incertitudes de mesure dans les essais aux barres de Hopkinson

### 4.1 Introduction

Le « Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure » [55, §3.1], également désigné de manière abrégée GUM (*Guide to the expression of Uncertainty in Measurement*), fournit des concepts fondamentaux liés à la métrologie

3.1.1 L'objectif d'un *mesurage* (B.2.5) consiste à déterminer la *valeur* (B.2.2) du *mesurande* (B.2.9), c'est-à-dire la valeur de la *grandeur particulière* (B.2.1, Note 1) à mesurer. En conséquence, un mesurage commence par une définition appropriée du mesurande, de la *méthode de mesure* (B.2.7) et de la *procédure de mesure* (B.2.8).

3.1.2 En général, le *résultat d'un mesurage* (B.2.11) est seulement une approximation ou *estimation* (C.2.26) de la valeur du mesurande et, de ce fait, est seulement complet lorsqu'il est accompagné par une expression de l'*incertitude* (B.2.18) de cette estimation.

Les définitions des termes employés se trouvent aussi dans le VIM [90] (Vocabulaire International de Métrologie). Dans le cas des barres de Hopkinson, le résultat du mesurage n'est pas un unique point de mesure mais une série de points qui constituent la courbe contrainte-déformation de l'échantillon. Le GUM insiste sur la nécessité de quantifier l'incertitude sur le résultat du mesurage. Vulgairement, la question est donc de quantifier l'épaisseur du trait obtenu avec les barres de Hopkinson.

Bien que le dispositif existe depuis plusieurs dizaines d'années, la prise en compte des incertitudes de mesures avec les barres de Hopkinson n'a été étudiée que très récemment. Un seul article [151] traite de l'incertitude de mesure associée à l'utilisation de jauges de déformation montées en pont de Wheatstone ; l'analyse repose sur l'application des règles définies dans le GUM [55]. Un article très récent [171] combine campagne expérimentale et inférence Bayésienne pour l'estimation des incertitudes de mesure sur les essais aux barres de Hopkinson. Ce sont les deux seules références que j'ai pu trouver à ce sujet.

La figure 4.1 illustre comment à partir des ondes mécaniques se propageant dans les barres on obtient *in fine* contrainte et déformation au sein de l'échantillon. Cela peut être résumé ainsi :

1. le projectile percute la barre de mesure entrante et génère ainsi une onde de compression qui se propage dans la barre, traverse l'échantillon et se propage ensuite dans la barre sortante ;
2. ces ondes mécaniques sont mesurées à l'aide de jauges de déformation collées à la surface des barres ;
3. les jauges de déformations sont alimentées par conditionneur, et le signal électrique au niveau du pont de jauges (pont complet de Wheatstone) est ensuite amplifié ;
4. le signal amplifié est mesuré à l'aide d'un oscilloscope, qui assure la conversion analogique-numérique ;
5. les signaux numériques de déformation dans

les barres sont enfin post-traités afin d'en déduire –sous un certain nombre d'hypothèses– la contrainte et la déformation dans l'échantillon. Le post-traitement comprend deux grandes étapes :

- (a) le transport des ondes (des jauges vers les interfaces avec l'échantillon),
- (b) le calcul des contraintes et déformations dans l'échantillon (voir équations 1.2 et 1.3).

On peut alors distinguer quatre grandes phases pour le traitement des incertitudes de mesure, ce qui constitue le plan de ce chapitre :

1. les incertitudes de mesure liées à la mesure des déformations dans les barres (section 4.2) ;
2. les incertitudes liées au transport des ondes du point de mesure vers l'interface avec l'échantillon (section 4.3) ;
3. les incertitudes liées à la conversion des déformations incidentes, réfléchiées et transmises en déformation et contrainte dans l'échantillon (section 4.4) ;
4. les incertitudes liées au transport des ondes mesurées, des jauges vers les interfaces avec l'échantillon (section 4.5).

## 4.2 Incertitudes sur les mesures de déformation

Cette section traite de l'incertitude de mesure de la déformation, depuis les jauges jusqu'au signal enregistré sur l'ordinateur. Pour cela, nous utilisons le formalisme développé dans le GUM [55], et repris par FARRANCE et FRENKEL [59], et remontons la chaîne de mesure afin d'établir la formule donnant l'incertitude de mesure en fonction des incertitudes de mesure des différents appareils constituant la chaîne de mesure électrique (voir figure 4.1, grandeurs électriques).

L'incertitude de mesure de la déformation (§4.2.3) dépend alors des jauges de mesure (§4.2.2) et de la chaîne de mesure constituée du conditionneur-amplificateur et de l'oscilloscope numérique (§4.2.1).

### 4.2.1 Conditionneur-amplificateur et oscilloscope

Les documentations techniques des appareils de mesure fournissent les données nécessaires à l'éta-

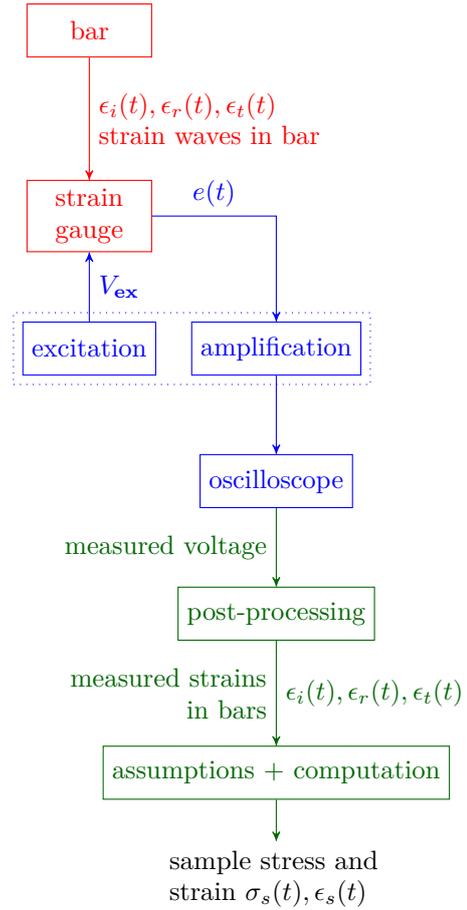


FIGURE 4.1 – Diagramme du flux de l'information dans le traitement d'un essai aux barres de Hopkinson (**grandeurs physiques**, **grandeurs électriques**, **post-traitement numérique**)

blissement des incertitudes de mesure.

Le conditionneur pour pont de jauges est un module Dewetron HSI-STG [88], inséré dans un châssis Dewetron DEWE-30-8. L'entrée du module sur laquelle est connecté le pont de jauges est réglé sur la gamme 10 mV.

L'exactitude de mesure de la tension du pont par le module HSI-STG est «  $\pm 0.05\%$  of reading  $\pm 0.02\%$  of range  $\pm 10\ \mu\text{V}$  », soit

$$u(e_{\text{HSI}}(t)) = \pm 0.05\% \times e(t) \pm 0.02\% \text{ of range} \pm 10\ \mu\text{V} \quad (4.1)$$

où  $u(e_{\text{HSI}}(t))$  est l'incertitude sur la tension  $e(t)$  due au conditionneur. La tension d'excitation  $V_{\text{ex}}$  est 5 V et son exactitude est donnée comme

$$u(V_{\text{ex}}) = \pm 0.03\% \times V_{\text{ex}} \pm 1\ \text{mV} \quad (4.2)$$

La sortie analogique du conditionneur est branchée sur l'entrée de l'oscilloscope PicoScope 5442A [144]. L'exactitude de mesure de l'oscilloscope en mode DC (dans la plage de 20°C à 30°C) pour la résolution verticale de 14 bits et pour la gamme  $\pm 5\ \text{V}$  est

$$u(e_{\text{PS}}(t)) = \pm 1\% \text{ of full scale max} \quad (4.3)$$

ce qui donne la contribution de l'oscilloscope à l'incertitude de mesure sur  $e(t)$ .

## 4.2.2 Pont de jauges

Les jauges de déformation sont des Micro-Measurements EA-06-062AQ-350/E avec une longueur de grille de 0.062 in ou 1.57 mm. Le facteur de jauge est donné à 0.5 % près, soit

$$\frac{u(\kappa)}{\kappa} = 0.5\% \quad (4.4)$$

L'emploi de jauges munies de grilles courtes permet de réduire l'effet du filtrage spatio-temporel dû à la taille non nulle de la grille. Par exemple, une jauge de 5 mm sur une barre de vitesse  $c_0 = 5000\ \text{m s}^{-1}$ , ou  $5\ \text{mm}\ \mu\text{s}^{-1}$ , ce qui est la même chose, filtre le signal temporel mesuré avec une moyenne glissante sur 1  $\mu\text{s}$ . OTHMAN [136] discute en détail l'effet de la longueur de la jauge sur la fréquence de coupure que cela induit sur les signaux mesurés, en fonction du diamètre de la barre.

Les jauges sont montées en pont complet de type III, c'est-à-dire deux jauges dans l'axe de la barre et

deux jauges transversales, pour éliminer la flexion parasite [170, tableau 12.2, ligne 5]. La déformation est alors

$$V_r(t) = \frac{e(t)}{V_{\text{ex}}} \quad (4.5)$$

$$\epsilon(t) = \frac{2V_r(t)}{\kappa[(1+\nu) - V_r(t)(1-\nu)]} \quad (4.6)$$

## 4.2.3 Calcul de l'incertitude de mesure de la déformation

En utilisant les règles de calcul des incertitudes de mesure applicables dans le cas d'une expression fonctionnelle telle que l'équation 4.6 (règles définies dans le GUM [55] et résumées dans [59, table 2] par exemple), on obtient après quelques développements le carré de l'incertitude relative de la déformation

$$\begin{aligned} \left[ \frac{u(\epsilon)}{\epsilon} \right]^2 &= \left[ \frac{(1+V_r)\nu}{(1+\nu) - V_r(1-\nu)} \right]^2 \left[ \frac{u(\nu)}{\nu} \right]^2 \\ &+ \left[ \frac{1+\nu}{(1+\nu) - V_r(1-\nu)} \right]^2 \left[ \frac{u(e)}{e} \right]^2 \\ &+ \left[ \frac{1+\nu}{(1+\nu) - V_r(1-\nu)} \right]^2 \left[ \frac{u(V_{\text{ex}})}{V_{\text{ex}}} \right]^2 \\ &+ \left[ \frac{u(\kappa)}{\kappa} \right]^2 \end{aligned} \quad (4.7)$$

L'incertitude de mesure sur la tension mesurée s'écrit

$$\left[ \frac{u(e(t))}{e(t)} \right]^2 = \left[ \frac{u(e_{\text{PS}}(t))}{e_{\text{PS}}(t)} \right]^2 + \left[ \frac{u(e_{\text{HSI}}(t))}{e_{\text{HSI}}(t)} \right]^2 \quad (4.8)$$

dans la mesure où le conditionneur et l'oscilloscope peuvent être vus comme deux blocs (réalisant la fonction gains) en série. Les équations 4.1 et 4.3 permettent de calculer les termes de droite.

## 4.3 Dimensions et matériaux

### 4.3.1 Barres de mesure

Les barres de mesure sont en acier 17-4PH (acier inoxydable à durcissement par précipitation). Des brochures du fabricant AKSteel donnent les valeurs du module élastique et du coefficient de Poisson.

Toutefois, suivant l'année d'édition de la brochure, les valeurs diffèrent :  $E = 201\,000$  MPa et  $\nu = 0.291$  en 2014 ;  $E = 197 \times 10^3$  MPa et  $\nu = 0.27$  en 2018. Seule la densité,  $7.81 \text{ g cm}^{-3}$ , reste identique. Et même si les valeurs de  $E$  et  $\nu$  étaient identiques, il manque des incertitudes de mesure associées.

On pourrait alors utiliser la règle N°1 donnée par KIRKUP et FRENKEL [97, p. 23] :

*In the absence of any explicit statement about the uncertainty of a quoted value, the approximate uncertainty in a value can be estimated as half the possible range of the values with an extra decimal place that are all consistent, after rounding, with the quoted value.*

mais on obtiendrait une incertitude sur  $E$  et  $\nu$  bien plus faible que la simple variation de la valeur entre 2014 et 2018. Autant déterminer expérimentalement ces valeurs, ainsi que les incertitudes associées, pour les barres de mesure en question. C'est l'objet du chapitre 3 précédent.

Les barres de mesure sont rectifiées au diamètre nominal de 31.75 mm. Plusieurs mesures du diamètre donnent des valeurs entre 31.71 mm à 31.76 mm, l'incertitude de mesure sur le diamètre est alors 0.025 mm

$$u(d_b) = 0.025 \text{ mm} \quad (4.9)$$

### 4.3.2 Échantillon

L'échantillon en aluminium de nuance 2017 est usiné au tour<sup>1</sup>. Ses dimensions sont mesurées à l'aide d'un pied à coulisse dont la précision est 0.02 mm. Plusieurs mesurages donnent les mêmes résultats. On supposera alors raisonnablement que l'incertitude de mesure est la précision de l'appareil de mesure, que l'on prend comme sa résolution d'affichage :

$$u(l_s) = u(d_s) = 0.02 \text{ mm} \quad (4.10)$$

1. J'ai failli préciser *soigneusement*, mais à vrai dire cela n'a pas de signification précise, en dehors d'insinuer que les choses furent bien faites et laisser penser que le travail était précis et donc les incertitudes réduites. C'est en réalité à la métrologie de trancher !

## 4.4 Incertitudes liées au post-traitement

### 4.4.1 Équations

La contrainte et la déformation dans l'échantillon ne sont pas mesurées directement lors du test. Ces grandeurs sont calculées à partir des ondes mesurées au milieu des barres (voir équations 1.2 et 1.3).

Les barres sont de section circulaire, l'équation 1.3 devient

$$\sigma_s(t) = \frac{d_b^2 E_b}{d_s^2} \epsilon_t(t) \quad (4.11)$$

où  $d_b$  et  $d_s$  sont respectivement le diamètre de la barre de mesure sortante et le diamètre de l'échantillon, grandeurs effectivement mesurées.  $E_b$  est le module élastique de la barre de mesure.

L'incertitude de mesure sur la contrainte  $\sigma_s(t)$  dans l'échantillon est alors

$$\left[ \frac{u(\sigma_s(t))}{\sigma_s(t)} \right]^2 = 2 \left[ \frac{u(d_b)}{d_b} \right]^2 + 2 \left[ \frac{u(d_s)}{d_s} \right]^2 + \left[ \frac{u(E_b)}{E_b} \right]^2 + \left[ \frac{u(\epsilon_t(t))}{\epsilon_t(t)} \right]^2 \quad (4.12)$$

L'incertitude de mesure sur la déformation de l'échantillon est calculée à partir de l'équation 1.2

$$\left[ \frac{u(\epsilon_s(t))}{\epsilon_s(t)} \right]^2 = \left[ \frac{u(c_0)}{c_0} \right]^2 + \left[ \frac{u(l_s)}{l_s} \right]^2 + \left[ \frac{u\left(\int_0^t \epsilon_r(\tau) d\tau\right)}{\int_0^t \epsilon_r(\tau) d\tau} \right]^2 \quad (4.13)$$

Reste à déterminer le dernier terme de l'équation précédente. Les signaux sont échantillonnés et l'intégration temporelle est réalisée numériquement. L'intégrale est donc remplacée par sa forme discrète effectivement utilisée dans le code de calcul. La variable discrète  $n\Delta T$  –où  $\Delta T$  est la période d'échantillonnage– remplace la variable continue  $t$  dans l'équation 1.2. Cela donne

$$\epsilon_s(n\Delta T) = \frac{-2c_0}{l_s} R_n \quad (4.14)$$

$$R_n = \sum_{i=0}^{n-1} \Delta T \epsilon_r(i\Delta T) \quad (4.15)$$

L'hypothèse d'une période d'échantillonnage  $\Delta T$  constante permet de la sortir de la somme dans

l'équation 4.15. Puisque  $R_n$  est une somme, le carré de l'incertitude type s'écrit comme [59]

$$u^2(R_n) = \Delta T^2 \sum_{i=0}^{n-1} u^2(\epsilon_r(i\Delta T)) \quad (4.16)$$

Finalement, l'équation 4.13 est remplacée par la forme discrète, et effectivement employée, suivante

$$\left[ \frac{u(\epsilon_s(n\Delta T))}{\epsilon_s(n\Delta T)} \right]^2 = \left[ \frac{u(c_0)}{c_0} \right]^2 + \left[ \frac{u(l_s)}{l_s} \right]^2 + \frac{\sum_{i=0}^{n-1} u^2(\epsilon_r(i\Delta T))}{\left( \sum_{i=0}^{n-1} \epsilon_r(i\Delta T) \right)^2} \quad (4.17)$$

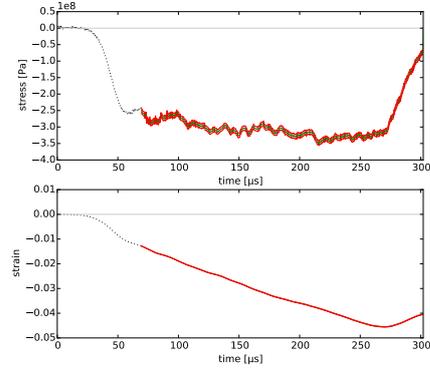
L'incertitude sur le pas de temps  $\Delta T$  est extrêmement petite. La documentation technique de l'oscilloscope [144] donne une valeur RMS typique de l'instabilité d'échantillonnage (*sample jitter, RMS, typical*) de 3 ps, sachant que la période d'échantillonnage choisie est 0.2  $\mu$ s (5 MS/s). Cette incertitude est donc négligée, ce qui simplifie grandement le développement du dernier terme de l'équation 4.13.

#### 4.4.2 Tracé des courbes avec incertitudes

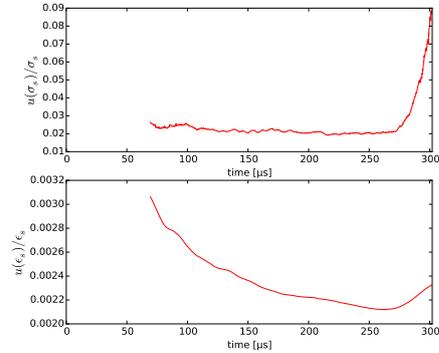
Les incertitudes de mesure et de post-traitement sur la contrainte et la déformation dans l'échantillon sont illustrées par la figure 4.2.

La courbe dite « contrainte-déformation » correspond à la courbe paramétrique de  $\sigma_s(t)$  en fonction de  $\epsilon_s(t)$ . En chaque point de la courbe, c'est-à-dire pour chaque instant de mesure, on a une incertitude de mesure  $u(\epsilon_s(t))$  horizontale et une incertitude de mesure  $u(\sigma_s(t))$  verticale. Ces incertitudes sont représentées à l'aide de rectangles de taille adéquate (voir figure 4.3), à partir de l'instant où l'équilibre est atteint dans l'échantillon. Comme les points sont rapprochés du fait de la fréquence d'échantillonnage élevée (5 MS/s), cette méthode des rectangles permet une bonne visualisation de l'enveloppe d'incertitude de la courbe.

À cela, il faut ajouter les incertitudes liées au transport des signaux, c'est l'objet de la section suivante.



(a) Signaux temporels avec corridor d'incertitude



(b) Incertitude relative

FIGURE 4.2 – Contrainte et déformation en fonction du temps, avec corridor d'incertitude de mesure

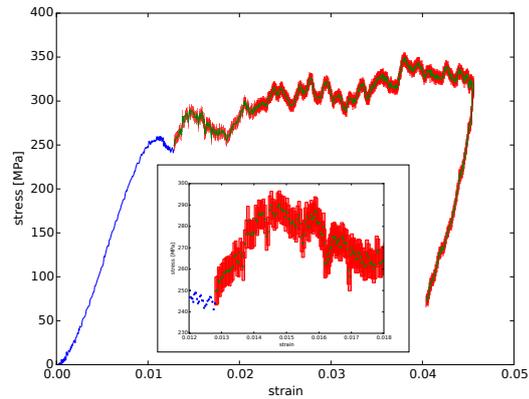


FIGURE 4.3 – Courbe contrainte-déformation avec incertitudes de mesure

## 4.5 Incertitudes liées au transport des ondes mesurées

Les ondes se propageant dans les barres de mesure ne sont pas mesurées à l'endroit où l'on souhaiterait les connaître, c'est-à-dire l'interface avec l'échantillon. En effet, il est nécessaire de s'éloigner de l'extrémité des barres à la fois pour s'affranchir d'effets de bord [94, 96] et pour éviter la superposition, dans la barre de mesure entrante, des ondes incidente et réfléchie.

Avant d'utiliser les signaux mesurés pour calculer contrainte et déformation, il est donc nécessaire de les transporter du point de mesure vers l'interface considérée. L'équation 1.4 de déplacement des ondes corrige les effets de la dispersion, elle utilise pour cela un passage dans le domaine fréquentiel. Intégrer les incertitudes de mesure à cette équation semble toutefois complexe, c'est pourquoi dans un premier temps nous supposons une propagation 1D (non dispersive) des signaux.

### 4.5.1 Approche 1D

Transporter les signaux revient donc à appliquer un décalage temporel, la forme du signal étant inchangée. Pour la barre de mesure entrante, le signal mesuré est décalé de

$$t_1 = \frac{l_1}{c_0} \quad (4.18)$$

où  $l_1$  est la distance entre la jauge de déformation et l'extrémité de la barre côté échantillon. L'incertitude de mesure associée est

$$\left[ \frac{u(t_1)}{t_1} \right]^2 = \left[ \frac{u(l_1)}{l_1} \right]^2 + \left[ \frac{u(c_0)}{c_0} \right]^2 \quad (4.19)$$

Pour la barre de mesure sortante, le signal mesuré est décalé de

$$t_2 = -\frac{l_2}{c_0} \quad (4.20)$$

$$\left[ \frac{u(t_2)}{t_2} \right]^2 = \left[ \frac{u(l_2)}{l_2} \right]^2 + \left[ \frac{u(c_0)}{c_0} \right]^2 \quad (4.21)$$

Soit  $\Delta t = u(t_1) + u(t_2)$ . La déformation est calculée à partir de l'onde réfléchie mesurée sur la barre entrante (équation 1.2). La contrainte est calculée à partir de l'onde transmise mesurée sur la barre

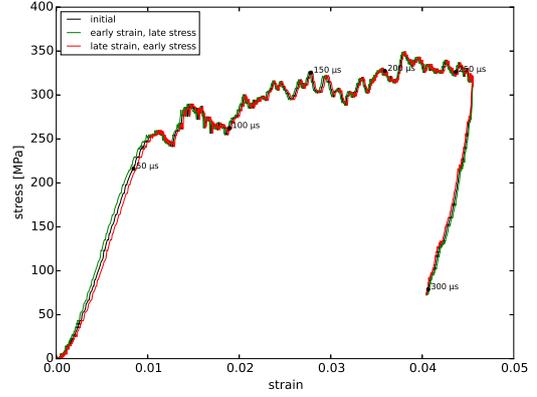


FIGURE 4.4 – Incertitude sur la courbe contrainte-déformation due à l'incertitude sur les temps de propagation

sortante (équation 1.3). Par conséquent, pour l'incertitude liée à la propagation des ondes, les deux cas extrêmes à considérer sont un rapprochement temporel de ces deux ondes de  $\Delta t$  et un éloignement temporel de  $\Delta t$  (figure 4.4). Pour s'en convaincre, il suffit de tester toutes les combinaisons d'avance et de retard des deux ondes et de ne conserver que celles qui conduisent au plus grand écart temporel.

Il ne reste plus qu'à tracer les deux courbes contrainte-déformation correspondant aux décalages temporels extrêmes, ajouter toutes les incertitudes de mesure (chaîne d'acquisition –voir §4.2– et post-traitement –voir §4.4) en chaque point sous la forme de rectangle, fusionner lesdits rectangles et on obtient l'enveloppe de la courbe intégrant toutes les incertitudes (figure 4.5).

Dans la pratique, les décalages temporels  $u(t_1)$  et  $u(t_2)$  sont arrondis au pas de temps d'échantillonnage  $\tau_s$  près et, afin d'obtenir une enveloppe propre de la courbe, il est judicieux de considérer toutes les valeurs intermédiaires possibles de  $\Delta t$  (toujours à  $\tau_s$  près). Une librairie<sup>2</sup> de manipulation de polygones est alors fort utile pour calculer l'union de l'ensemble des rectangles d'incertitude, le résultat étant loin d'être convexe.

2. J'ai utilisé le *package* Python `pyclipper`, qui encapsule la librairie `Clipper` (« *an open source freeware library for clipping and offsetting lines and polygons* ») écrite par Angus Johnson.

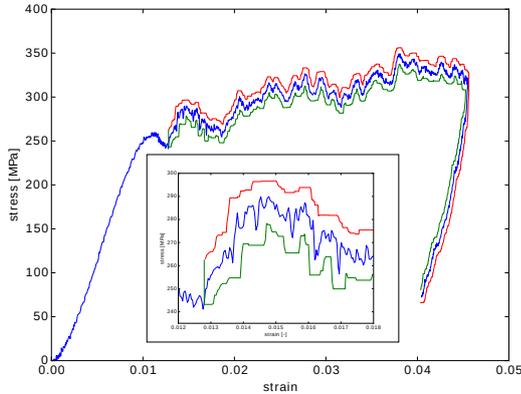


FIGURE 4.5 – Courbe contrainte-déformation avec incertitude de mesure, de post-traitement et de temps de propagation

### 4.5.2 Approche dispersive

Le transport des ondes avec correction de la dispersion repose sur un passage temps-fréquence-temps dans la mesure où la vitesse de phase dépend de la fréquence (voir équation 1.4). L'incertitude sur la correction de la dispersion nécessite donc la connaissance de l'incertitude sur la courbe de dispersion  $c(\omega)$  (voir chapitre 3) et la propagation des incertitudes à travers l'équation 1.4.

La courbe de dispersion  $c(\omega)$  dépend de la vitesse  $c_0$ , du coefficient de Poisson  $\nu$  et du rayon  $a$  de la barre. La propagation des signaux dépend également de la distance de propagation  $\Delta x$ . Ce sont les paramètres incertains de la propagation dispersive.

Je n'ai pas encore propagé un signal incertain à l'aide d'une approche dispersive avec paramètres incertains. Mais en vue de cet objectif, j'ai tout d'abord étudié la propagation dispersive avec paramètres incertains d'un signal donné. Je me suis alors posé deux questions :

1. quelle est l'incertitude sur le signal propagé, compte tenu des incertitudes sur les paramètres de propagation ? C'est la question de la propagation des incertitudes ;
2. parmi les paramètres de la propagation dispersive, quels sont ceux dont une meilleure connaissance –dans le sens d'une plus faible incertitude de mesure– permettrait de réduire l'incertitude sur le signal propagé ? C'est la

question de l'analyse de sensibilité.

### Propagation des incertitudes

Une approche analytique de la propagation des incertitudes de mesure à travers l'équation 1.4 est impossible. En effet, la fonction  $c(\omega)$  est transcendante et par conséquent issue d'une résolution numérique (voir §2.2.3). Dans ce cas, une approche par tirages aléatoires (méthode de Monte Carlo) est la solution<sup>3</sup> à la propagation des incertitudes.

La figure 4.6 illustre l'incertitude liée au transport d'une onde trapézoïdale (en trait interrompu gris, légendée *initial*) dans le cas de paramètres de propagation incertains ( $\Delta x$ ,  $c_0$ ,  $a$  et  $\nu$ ). Les paramètres incertains sont supposés suivre des lois de distribution normales centrées sur les valeurs nominales et dont la valeur de l'écart-type est l'incertitude type de chaque paramètre. La courbe propagée avec les paramètres nominaux est dénommée *ref*, les enveloppes inférieure *inf* et supérieure *sup* correspondent à l'écart type –autour du signal moyen *mean*– calculé à chaque pas de temps<sup>4</sup>.

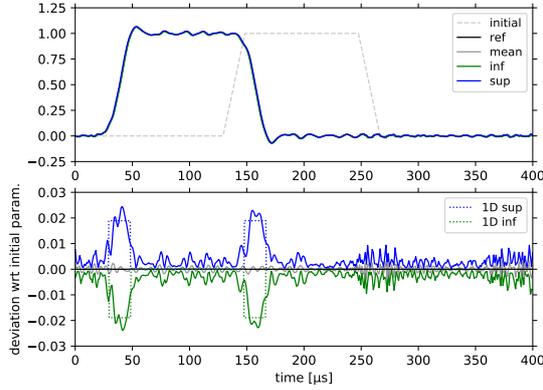
Les courbes en trait interrompu coloré (graphiques inférieurs des figures 4.6a et 4.6b, courbes légendées *1D inf* et *1D sup*) correspondent à l'approche 1D précédente (voir §4.5.1). L'approche 1D donne un ordre de grandeur correct de l'incertitude liée à la propagation au niveau des fronts montant et descendant du signal. En revanche, en dehors de ces zones l'approche 1D ne permet pas d'estimer le niveau d'incertitude liée à la propagation.

### Analyse de sensibilité

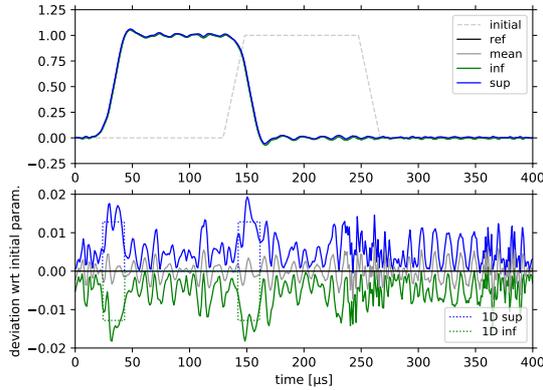
Une analyse globale de sensibilité avec les indices de Sobol (voir section 6.3.3) permet de classer l'influence des paramètres de propagation ( $\Delta x$ ,  $c_0$ ,  $a$  et  $\nu$ ) sur l'incertitude du signal propagé. L'incertitude du signal propagé est caractérisée par deux grandeurs : le maximum de l'enveloppe incertaine du signal propagé et la valeur RMS de l'enveloppe incertaine du signal propagé. En fonction de la sortie considérée, le classement des paramètres influents change.

3. C'est d'ailleurs ce que propose le GUM [55]

4. On vérifie que moyenne et écart-type ont un sens en constatant que la distribution, à chaque pas de temps, des valeurs prises par les signaux des différents tirages présente une distribution proche d'une distribution gaussienne.

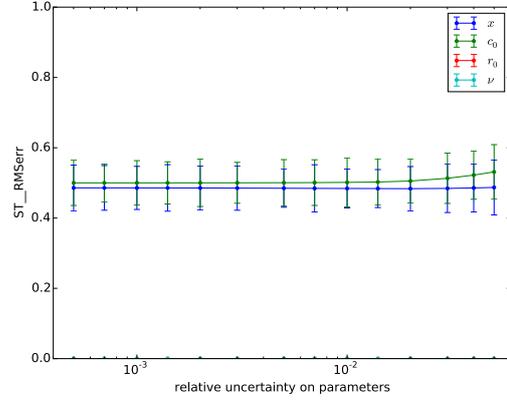


(a)  $\Delta x = 1500$  mm,  $c_0 = 5000$  m s<sup>-1</sup>,  $a = 15$  mm et  $\nu = 0.291$ ;  $u(\Delta x) = 1$  mm,  $u(c_0) = 5$  m s<sup>-1</sup>,  $u(a) = 0.025$  mm et  $u(\nu) = 0.0005$ . (haut) Amplitude en fonction du temps, (bas) écart par rapport à la courbe de référence ref en fonction du temps.

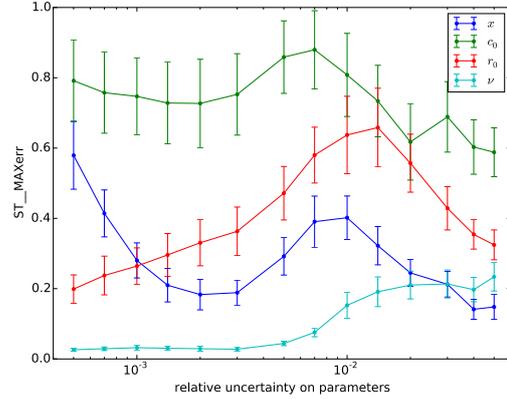


(b)  $\Delta x = 1500$  mm,  $c_0 = 5089$  m s<sup>-1</sup>,  $a = 15$  mm et  $\nu = 0.29$ ;  $u(\Delta x) = 1$  mm,  $u(c_0) = 2.5$  m s<sup>-1</sup>,  $u(a) = 0.025$  mm et  $u(\nu) = 0.01$ . (haut) Amplitude en fonction du temps, (bas) écart par rapport à la courbe de référence ref en fonction du temps.

FIGURE 4.6 – Propagation des incertitudes dans le calcul de la dispersion d'un signal trapézoïdal. Influence du choix des valeurs des incertitudes des paramètres  $\Delta x$ ,  $c_0$ ,  $a$  et  $\nu$  sur la largeur du corridor [(a) vs (b)]



(a) Largeur RMS du corridor, indices de Sobol totaux



(b) Largeur maximum du corridor, indices de Sobol totaux

FIGURE 4.7 – Sensibilité de la largeur du corridor de l'onde propagée avec paramètres incertains

Cette étude est répétée pour des plages de variations relatives des paramètres de propagation  $p$  allant de  $u(p)/p = 0.0005$  à  $u(p)/p = 0.05$ , afin d'étudier si le niveau d'incertitude en entrée a une influence sur le classement des paramètres influents sur l'incertitude du signal propagé (figure 4.7). On suppose à chaque fois que les quatre paramètres ont la même incertitude relative.

Si la sortie considérée est la largeur RMS du corridor d'incertitude de l'onde propagée (figure 4.7a), alors les deux paramètres influents sont la vitesse  $c_0$  et la distance de propagation  $x$ , quel que soit le niveau d'incertitude des paramètres de propagation. En revanche, si la sortie considérée est la largeur

maximum du corridor d'incertitude (figure 4.7b), alors les paramètres influents dépendent du niveau d'incertitude choisi sur les paramètres de propagation. Le paramètre le plus influent reste la vitesse  $c_0$ .

#### Note sur les incertitudes propres à la transformée de Fourier

Plusieurs auteurs se sont intéressés aux incertitudes liées à la transformée de Fourier. Ce sont toutefois les incertitudes intrinsèques à la transformée et non pas la propagation d'incertitudes à travers la transformée de Fourier. Par exemple, BETTA, LIGUORI et PIETROSANTO [16] prennent en compte les éléments suivants : résolution verticale (*quantization*) ; stabilité du pas de temps d'échantillonnage *jitter* ; arithmétique à virgule fixe ou flottante et longueur finie des mots utilisés par le microprocesseur). Le même genre de démarche pour une autre transformée se trouve dans [128]. Même si les incertitudes intrinsèques à la transformée de Fourier sont très faibles par rapports aux incertitudes de mesure des signaux dans le cas présent qui nous intéresse des barres de Hopkinson, il y a des éléments méthodologiques à piocher dans ces références.

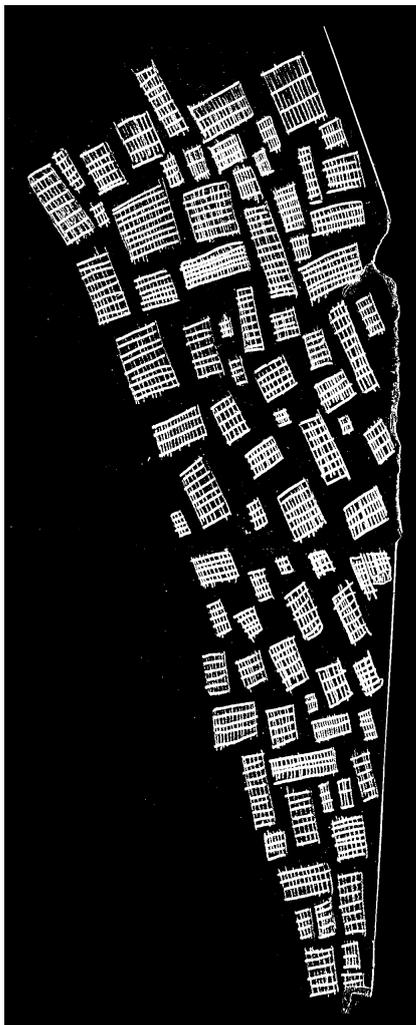
par tirages aléatoires pour propager les incertitudes dans le processus de propagation d'onde. De plus, la détermination des paramètres les plus influents sur la largeur du corridor d'incertitude de l'onde propagée nécessite l'usage de méthodes d'analyse globale de sensibilité (traitées au chapitre 6).

Enfin, le post-traitement des essais aux barres de Hopkinson repose sur de nombreuses hypothèses (voir par exemple [69, p235]) plus ou moins bien respectées lors des essais. À titre d'exemple, le frottement entre les barres de mesure et l'échantillon, que l'on cherche en pratique à minimiser, influence la répartition des contraintes dans l'échantillon [14, 15], or le post-traitement suppose une contrainte et une déformation uniformes au sein de l'échantillon. Cet écart expérimental par rapport à la théorie conduit nécessairement à une augmentation des incertitudes de mesure sur les résultats finaux.

## 4.6 Conclusion

Ce chapitre présente une première approche pour estimer l'incertitude de mesure sur la courbe contrainte-déformation issue d'un essai avec les barres de Hopkinson. Le tracé de cette courbe nécessite un post traitement important des données brutes enregistrées lors de l'essai, ce qui fait que la propagation des incertitudes de mesure n'est pas directe. La démarche repose sur les recommandations du GUM [55] et emploie donc les règles de calcul de l'incertitude type applicables aux relations fonctionnelles quand cela est possible. Dans le cas où les expressions analytiques des incertitudes de mesure sont disponibles (voir par exemple les équations 4.12 ou 4.7), il est possible de déterminer quels sont les facteurs qui contribuent le plus à l'incertitude.

En revanche, dans le cas de la propagation d'onde dispersive (nécessaire au déplacement des ondes mesurées dans les barres vers l'interface avec l'échantillon) aucune expression fonctionnelle n'est disponible et il est alors nécessaire de calculer une solution



# Chapitre 5

## Bilan et perspectives

### 5.1 Bilan

J'ai rassemblé dans cette première partie tous les travaux en lien avec les barres de Hopkinson.

Ce type de banc étant peu courant, j'ai détaillé sa conception et sa fabrication. Concevoir un tel banc est riche d'enseignements : cela implique de s'interroger sur son fonctionnement, nécessite l'exploration de la littérature à ce sujet et permet, à terme, de mieux le maîtriser.

Dans cette démarche de compréhension du fonctionnement du banc de mesure, il était nécessaire de comprendre les phénomènes de propagation d'onde 1D mis en jeu. Cela concerne en particulier les phénomènes de réflexion et transmission d'onde aux interfaces entre barres d'impédance différentes. Il est bien entendu possible d'appréhender ces phénomènes de manière analytique<sup>1</sup> (voir par exemple [93]). Toutefois la méthode analytique devient fastidieuse dans des cas de nombreuses variations d'impédances ou de superposition de plusieurs ondes. C'est pourquoi j'ai programmé un outil d'aide à la compréhension de la propagation des ondes dans le cas non dispersif, capable d'intégrer un impacteur avec vitesse initiale.

Je me suis également familiarisé avec le calcul des courbes de dispersion dans des barres de sections variées (rondes, elliptiques, tubulaires rondes), dans le but de calculer la propagation de signaux entre un point de mesure et un point de destination. Cela m'a conduit à explorer à la fois des méthodes exactes et des méthodes de calcul approchées et ainsi analyser l'erreur commise avec ces méthodes approchées, dans une optique de quantification des

incertitudes de mesure.

Enfin, j'ai développé une première approche pour la quantification des incertitudes associées aux mesures avec les barres de Hopkinson. Cette approche repose sur les incertitudes liées à la mesure des déformations dans les barres et sur les incertitudes liées au post-traitement des signaux mesurés. À ma connaissance et lorsque j'ai démarré ces travaux, cette démarche de quantification des incertitudes n'avait pas encore été menée.

### 5.2 Perspectives

Concernant la propagation 1D, les perspectives sont les suivantes<sup>2</sup> :

- calcul de la propagation des ondes dans des barres de Hopkinson fonctionnant en traction, c'est-à-dire dans le cas où l'impacteur tubulaire et coulissant autour de la barre entrante vient percuter un épaulement sur la barre entrante [163]. Dans ce cas l'onde dans la barre entrante n'est pas un simple rectangle comme dans le cas de la compression du fait de la présence de l'épaulement et donc de variations d'impédance. Cela permettrait d'aider à la conception de barres de Hopkinson de traction ;
- calcul de la propagation des ondes dans le cas de frottement entre la barre et le milieu environnant [62, 63]. Les applications sont nombreuses (enfouissement de pieux en génie civil par exemple) et dans le cas des barres de Hopkinson cela permettrait d'évaluer l'influence du frottement dans les supports.

1. Et c'est d'ailleurs nécessaire pour une bonne compréhension de ces phénomènes

2. Maintenant que le plus gros est fait [27], on ne va pas s'arrêter en si bon chemin !

Du côté de la propagation dispersive des ondes dans les barres, il me reste à évaluer l'influence de la circularité d'une barre sur la propagation des ondes. Ce qui pourrait peut-être permettre de se passer de barres rectifiées, car en l'absence de données on utilise actuellement des barres « les plus rondes possible ».

Le protocole expérimental de test avec les barres de Hopkinson est encore à valider et consolider. Il est également nécessaire de s'assurer que le post-traitement est correctement réalisé. En effet, le post-traitement des essais repose sur un certain nombre d'hypothèses (voir par exemple [69, 80]) qu'il convient de vérifier pour s'assurer de la signification correcte des courbes obtenues.

Enfin, le passage à des essais sur des échantillons de matériau à faible impédance nécessite un savoir-faire expérimental spécifique à acquérir :

- en plus du phénomène de dispersion présent également sur les barres de mesure métalliques, les barres en polymère présentent une atténuation importante qui doit être caractérisée et prise en compte dans le post-traitement des ondes mesurées dans les barres ;
- ce genre d'essai présente généralement une onde transmise très faible, tout l'enjeu est de parvenir à obtenir un signal mesuré suffisamment peu bruité.

Nous disposons de plusieurs jeux de barres de mesure en polymère (POMC, PETG, PA6, PA66, PMMA, voir §1.4.5), la prochaine étape est la caractérisation de toutes ces barres et leur comparaison en vue de déterminer quel jeu de barres est le plus adapté aux tests de matériaux à faible impédance.

Cela ouvrirait des perspectives dans le domaine de la protection des usagers de la route vulnérables via la caractérisation de mousses de protections par exemple.

## Deuxième partie

# Mécanique des chocs et incertitudes à l'échelle des structures



# Chapitre 6

## Méthodes pour la propagation d'incertitudes en mécanique des chocs

### 6.1 Introduction

#### 6.1.1 Contexte VVUQ

La quantification des incertitudes, que ce soit les incertitudes de mesure ou les incertitudes des résultats issus de simulations numériques, fait partie intégrante de la démarche de vérification et validation (V&V) [83, 162]. En bref, la démarche de vérification et validation de modèle s'attache à :

1. vérifier le modèle, c'est-à-dire s'assurer que les équations sont correctement résolues (du point de vue mathématique et informatique/numérique) ;
2. valider le modèle, c'est-à-dire s'assurer que c'est le bon modèle qui est utilisé pour l'application souhaitée (point de vue scientifique, physique, ingénierie).

Cette seconde étape nécessite souvent une comparaison quantitative entre des simulations numériques et des résultats expérimentaux afin de déterminer l'adéquation du modèle pour une application particulière. La démarche V&V porte d'ailleurs aussi l'acronyme VVUQ [85, 154], avec UQ pour *Uncertainty Quantification*, ce qui illustre bien que la vérification et validation de modèle ne peut se passer de cette étape de quantification des incertitudes [134, 154].

Au sein de la démarche VVUQ, la propagation d'incertitude (*Uncertainty Quantification*, UQ) et l'analyse globale de sensibilité (*Global Sensitivity*

*Analysis*, GSA) tiennent une place importante. Ces deux concepts sont présentés §6.1.2 et §6.1.3.

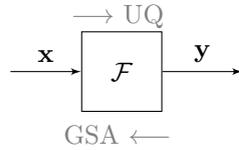
#### 6.1.2 Propagation d'incertitude

La propagation d'incertitude consiste à caractériser la dispersion de la sortie d'un modèle, compte tenu des distributions des entrées du modèle (voir figure 6.1b). La propagation d'incertitude à travers le modèle a cependant un coût car elle va nécessiter un nombre important d'appels au modèle. La méthode basique, dite de Monte Carlo, consiste à faire des tirages sur les paramètres d'entrée selon leur distribution et ensuite calculer la réponse du modèle pour chaque jeu de paramètres. Tout l'enjeu est de parvenir à caractériser la dispersion de la sortie avec le minimum de simulations possible.

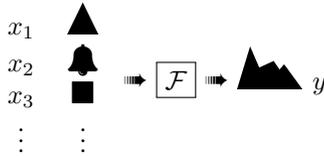
Les sections 6.1.4 et 6.1.5 suivantes font un état des lieux des méthodes de propagation des incertitudes employées en mécanique des vibrations et en mécanique des chocs. La section 6.2 présente les travaux menés dans la cadre de la thèse de BHATTACHARYYA [18] sur la propagation des incertitudes en dynamique rapide.

#### 6.1.3 Analyse globale de sensibilité

L'analyse globale de sensibilité, à l'inverse de la propagation d'incertitude, s'intéresse aux facteurs (entrées) influençant la variation de la sortie du modèle (figure 6.1a). Elle permet de déterminer quelles sont les entrées les plus influentes (une petite varia-



(a) Propagation d'incertitude et analyse globale de sensibilité



(b) Propagation d'incertitude

FIGURE 6.1 – Modèle, propagation d'incertitude et analyse globale de sensibilité

tion de l'entrée entraîne une grande variation de la sortie) ou les moins influentes (une grande variation de l'entrée n'entraîne qu'une petite variation de la sortie).

Les méthodes d'analyse globale de sensibilité sont détaillées dans la section 6.3.

### 6.1.4 Propagation des incertitudes en mécanique

Il existe plusieurs méthodes de propagation des incertitudes dans les systèmes mécaniques (voir par exemple [139] et [140] pour le cas de la dynamique stochastique). Leur choix va notamment dépendre des caractéristiques du problème : problème statique ou dynamique (stationnaire ou transitoire) ; modèle analytique, modèle éléments finis, modèle de type boîte noire. Enfin, il existe des méthodes dites intrusives et des méthodes non intrusives. Les méthodes intrusives nécessitent un « accès » aux équations du modèle alors que les méthodes non intrusives considèrent le modèle comme une boîte noire.

Par ailleurs, il y a les méthodes probabilistes, dans lesquelles l'incertitudes est représentée par une densité de probabilité qu'il est nécessaire de caractériser<sup>1</sup> et les méthodes possibilistes telles que les intervalles ou les variables floues [56, §1.1].

STEFANO [166] propose une revue de littérature des méthodes éléments finis stochastiques, SFEM

1. Et c'est bien là le problème, quelle densité de probabilité affecter aux entrées des modèles, faute d'échantillons suffisants ?

(simulations de Monte Carlo [MCS], méthode des perturbations, méthode spectrale [SSFEM<sup>2</sup>]).

### Arithmétique des intervalles

Parmi les méthodes intrusives, on trouve l'arithmétique des intervalles [126]. La méthode consiste à remplacer les variables réelles par des intervalles ( $[a, b] = \{x | a \leq x \leq b\}$ ) et remplacer les opérations mathématiques sur les réels par des opérations sur les intervalles. Se pose toutefois le problème de la dépendance si une variable apparaît plusieurs fois dans une équation. Un autre inconvénient est la tendance à surestimer les bornes (pessimisme de la solution) qui peut conduire à des intervalles solutions très grands. Le calcul par intervalles a été appliqué en mécanique au calcul de vibration stationnaire (fonction de réponse en fréquence) [48], à des cas de chargement statique [131] et à des réponses transitoires [174]. Tous les exemples traités sont limités à des systèmes linaires, avec un nombre de degrés de liberté limité. L'enjeu des méthodes éléments finis avec intervalles (IFEM) est de factoriser les équations de sorte à éviter les problèmes de variables dépendantes et résoudre le système d'équations en limitant la surestimation des bornes [131]. L'arithmétique des intervalles est également une des briques de base du calcul numérique certifié (calcul dont l'erreur est contrôlée) [1].

### Polynômes de chaos

Les polynômes de chaos (PC) ont été appliqués à la méthode des éléments finis en mécanique par GHANEM et SPANOS [76] en 1991, dans la méthode dite spectrale (SSFEM). Dans un premier temps la méthode est limitée à des variables gaussienne, car utilisant les polynômes d'Hermite. Les polynômes de chaos généralisés (*generalized polynomial chaos*, gPC) ont ensuite été introduits par XIU et KARNIADAKIS [173] en 2002, ils permettent de traiter des distributions autres que la distribution gaussienne via le procédé d'Askey [6]. Un développement en polynômes de chaos (PCE, *Polynomial Chaos Expansion*) a été utilisé, par exemple, pour estimer la réponse harmonique non linéaire d'un rotor avec défauts [49], ou pour l'étude de stabilité d'un contact frottant [160].

2. *Spectral Stochastic Finite Elements Method*

Pour palier les problèmes de convergence dans le cas d'intégration longue, il est nécessaire de mettre à jour régulièrement la base de polynômes. C'est ce que propose la méthode adaptative *time-dependent generalized polynomial chaos* (TDgPC) [74]. BHATTACHARYYA [18, Appendix A] montre toutefois que dans le cas de l'intégration temporelle d'un système masse-ressort la méthode TDgPC nécessite trop de mises à jour de la base de polynômes, impliquant alors un coût de calcul rédhibitoire.

Pour les problèmes temporels oscillatoires, MAI et SUDRET proposent une solution élégante de changement d'échelle temporelle pour que tous les échantillons soient en phase dans un temps virtuel, la méthode porte le nom de *time-warping PCE*. Cette méthode n'est toutefois pas applicable au cas du choc.

### 6.1.5 Mécanique des chocs

#### Spécificités

La spécificité de la simulation numérique en mécanique des chocs, au sens *crash* ou simulation d'accident (ce qui est la même chose), est l'utilisation d'intégration temporelle explicite, sur temps long. Des exemples de logiciels de calcul dynamique explicite sont LS-DYNA [109], VPS (anciennement PAM-CRASH) ou RADIOSS. Ces *solver* peuvent être considérés comme des boîtes noires car leur complexité est importante<sup>3</sup>, notamment à cause de la prise en compte des contacts et des lois de comportement non linéaires.

Les temps de calcul sont généralement longs, cela est dû notamment aux algorithmes de détection des pénétrations de maillage pour la gestion des contacts [109, §Chronological history]. De plus, la modification de certains paramètres (géométrie, épaisseur de tôle ou conditions d'impact par exemple) peut conduire à des bifurcations de comportement global de la structure. Un longeron prévu pour fonctionner selon un mode de flambage local (compression en accordéon) peut ainsi présenter une ruine selon un mode flambage global suite à une variation de conditions de chargement, l'énergie absorbée n'est alors

3. La taille des exécutables des *solver* peut être vue comme une image de la complexité de ces codes. L'exécutable de LS-DYNA, qui est un programme Fortran compilé, occupe environ 210 MB. RADIOSS, également écrit en Fortran, offre moins de fonctionnalités et pèse environ 46 MB.

plus la même. La prise en compte des incertitudes dans ces modèles est donc difficile.

#### Conception automobile robuste

Les constructeurs automobiles, durant la phase de développement des véhicules, utilisent la simulation numérique d'accident pour évaluer le comportement du véhicule afin de respecter des critères de sécurité des occupants fixés par les réglementations. Les tests Euro NCAP (*European New Car Assessment Program*) incitent également les constructeurs à concevoir des véhicules plus sûrs en cas d'accident via des séries de crash tests (chocs frontaux, latéraux, arrière) [149]. C'est pourquoi la prédiction robuste du comportement au crash des véhicules est une préoccupation importante des constructeurs automobiles. Une contrainte de conception forte, et généralement antagoniste avec la prestation *crash*, est toutefois la minimisation de la masse totale du véhicule, afin de satisfaire des contraintes de consommation de carburant. On peut citer les travaux de thèse de LAVAUD [101] puis ROSENBLATT [153] chez Renault et MOUSTAPHA [129] chez PSA Peugeot Citroën.

LAVAUD [101] a développé « une méthode originale de conception robuste basée sur l'identification des sources de défaillance de la structure, et leur élimination progressive. » L'identification des pièces instables se fait en suivant les chemins de propagation des efforts. Ces pièces sont alors rendues plus robustes, ce qui permet d'améliorer le comportement global de la structure. ROSENBLATT [153], dans une thèse également très appliquée, a poursuivi les travaux sur la détection des défaillances, en proposant une méthode de détection, explication puis correction de ces défaillances.

MOUSTAPHA [129] a développé une nouvelle méthode d'optimisation structurelle de type RBDO (*Reliability Based Design Optimization*) et a utilisé des métamodèles de type SVM (*Support Vector Machine*) ou krikeage [130] afin de pouvoir traiter l'optimisation d'un véhicule dans le cadre d'un *crash* frontal. Il a toutefois rencontré des difficultés liées à la taille importante du modèle numérique industriel traité (véhicule complet).

### Crash et incertitudes

D'un point de vue plus académique, on trouve peu de travaux sur la propagation des incertitudes appliquée à des modèles de *crash*.

**Variabilité spatiale.** La simulation numérique de l'écrasement de tubes carrés est étudié dans [68]. Les imperfections géométriques de la section des tubes sont modélisées à l'aide de champs aléatoires gaussiens et d'un plan d'expérience complet (3 paramètres à 3 niveaux, soit 27 simulations). Chaque simulation étant une réalisation d'un champ aléatoire, un nombre de 15 réplifications est utilisé, conduisant à un total de 405 simulations de 3 h chacune. La seconde partie de l'étude porte sur la variation de la longueur du tube et de la vitesse d'impact, là aussi avec un plan d'expérience complet. La conclusion est que des petites imperfections géométriques peuvent avoir une influence importante sur le comportement global du tube. Les auteurs pointent également l'importance des conditions limites et la difficulté de leur modélisation stochastique. On note que la modélisation de champs aléatoire, nécessaire à la représentation de propriétés variables au sein d'une pièce (que ce soit le matériau ou la géométrie de type épaisseur ou section locale) nécessite un grand nombre de simulations et n'est donc possible que pour des modèles relativement peu coûteux.

**Crash et arithmétique floue intrusive.** Les travaux de thèse de Sîrbu [164] ont porté sur la prise en compte des incertitudes dans des problèmes de *crash* à l'aide de l'arithmétique floue via une méthode intrusive. Cela signifie qu'il a dû développer un code calcul dynamique explicite afin de pouvoir le coupler avec des variables floues. Le développement d'un tel code étant un travail de grande ampleur, il a dû se limiter à un modèle simplifié 2D masse-ressort du pare-choc étudié.

L'arithmétique floue est également utilisée dans un certain nombre de travaux du LAMIH<sup>4</sup>. Elle est employée notamment dans le cas de problème statique avec conditions limites incertaines [38], d'analyse modale [115], et de système dynamique vibratoire avec frottement [116]. Enfin, une méthode

4. LAMIH UMR CNRS 8201, Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines. Les membres permanents ayant exploré l'arithmétique floue sont notamment B. Lallemand, F. Massa et feu T. Tison.

intrusive de contact flou est présentée dans [114] (la méthode est appelée FL2C, *Fuzzy Logic Controller for Contact*), mais elle sert plutôt dans le cas d'analyse de stabilité de contact frottant et pas pour des calculs de *crash*.

**Méthode des intervalles non intrusive.** Depuis maintenant plus d'une dizaine d'années, FAES et MOENS [57] travaillent sur la propagation des incertitudes dans les modèles mécaniques à l'aide de méthodes des intervalles et floues non intrusives. Les applications concernent tout d'abord la réponse statique de structures modélisées par éléments finis [58]. Analyse par intervalles et analyse floue sont d'ailleurs liées car l'analyse floue utilise plusieurs analyses par intervalles pour le calcul de la réponse floue du système [125].

Ces auteurs ont également développé des méthodes de champs d'intervalles pour la propagation d'incertitudes dans des modèles éléments finis non stationnaires [32]. Enfin, ils ont étudié le cas du *crash* d'un tube carré (représentant un longeron) pour lequel la frontière (extrémité du tube fixée au plan rigide) est incertaine [119] et représentée par un champ d'intervalles. Cette frontière incertaine représente l'incertitude sur la déformation de la structure adjacente au longeron.

Dans tous ces travaux, la méthode de propagation des intervalles ou des variables floues est non intrusive et repose sur une approche par optimisation afin de déterminer les bornes de la grandeur de sortie. Le nombre d'appels au modèle est donc directement lié à la convergence de l'algorithme d'optimisation utilisé (DE, *Differential Evolution* dans [119]).

La citation suivante résume bien les avantages et inconvénients de la méthode des intervalles :

At present, the *optimisation approach* is more and more acknowledged as standard procedure in an interval finite element context. The main advantage of this approach is its non-intrusive nature, which makes it a generic strategy for performing interval finite element analysis. However, the price for accurate interval results comes as a high computational cost, which severely limits its feasibility for engineering applications . ([125])

## 6.2 Métamodèles pour la propagation d'incertitudes

Cette section présente une partie des travaux de thèse de BHATTACHARYYA [18], que j'ai co-encadré. Ces travaux ont porté sur la propagation des incertitudes dans les modèles de *crash*. Des techniques de métamodélisation et de réduction de modèle ont été combinées et testées sur des cas tests de systèmes mécaniques non-linéaires de complexité croissante.

Ces métamodèles non-intrusifs sont construits à l'aide d'un nombre restreint  $N$  d'appels au modèle que l'on cherche à remplacer. Tout l'enjeu est de minimiser le nombre de tirages  $N$  tout en permettant la construction d'un métamodèle. Dans le cas des métamodèles utilisant des polynômes de chaos, les coefficients des polynômes de chaos sont identifiés de manière non-intrusive par la méthode des moindres carrés. Si le nombre de coefficients est important par rapport au nombre de tirages, il est alors nécessaire de faire appel à des méthodes parcimonieuses (par exemple LARS ou SVB, voir [23]) afin de déterminer les coefficients non nuls.

### 6.2.1 Modèle de krigeage-NARX pour les systèmes dynamiques non linéaires

Les premiers essais ont consisté à construire un métamodèle qui combine krigeage et modèle NARX.

Le krigeage, appelé aussi régression par processus gaussien, est une méthode d'interpolation reposant sur un processus gaussien [75, chapitre 15]. Le modèle NARX (Nonlinear Autoregressive eXogenous model) est un modèle non-linéaire autorégressif avec entrées exogènes (termes de forçage). Ce modèle (fonction non-linéaire) prédit la valeur courante de la série temporelle en fonction des valeurs précédentes de la série temporelle et des valeurs précédentes et courante des entrées exogènes. Les modèles NARX sont issus du domaine du contrôle [36];

Le modèle NARX a été rendu parcimonieux (*sparse*) par l'approche LARS (*Least Angle Regression* [54]), ce qui permet d'utiliser un faible nombre de termes dans le modèle NARX. Le modèle NARX étant déterministe, le krigeage permet de le rendre stochastique. Les détails sont publiés dans [21].

La méthode a été testée sur les systèmes mécaniques non-linéaires suivants :

**Oscillateur de Duffing** Oscillateur non-linéaire à un degré de liberté et excitation sinusoïdale. Les trois paramètres de l'oscillateur et les deux paramètres de l'excitation (fréquence et amplitude) sont considérés comme incertains;

**Oscillateur de Bouc-Wen** Oscillateur non-linéaire avec hystérésis à un degré de liberté et excitation sinusoïdale. Trois paramètres de l'oscillateur et les deux paramètres de l'excitation sont incertains;

**Quart de véhicule** Modèle à deux degrés de liberté avec raideur non-linéaire et excitation sinusoïdale (voir figure 6.2a). Les cinq paramètres du modèle et les deux paramètres de l'excitation sont incertains;

Il a été possible de prédire les réponses stochastiques pour ces trois systèmes dynamiques non-linéaires avec un faible coût de calcul, c'est-à-dire que le modèle krigeage-NARX parcimonieux nécessite moins d'échantillons que les métamodèles existants dans la littérature.

En revanche, le modèle NARX n'est pas capable d'identifier l'oscillateur avec impact (voir figure 6.2b). Plusieurs types de modèles autorégressifs ont été testés (linéaires, non-linéaires, à ondelettes) sans succès, cela est dû au comportement "non lisse" de la réponse du système mécanique qui présente des phases de contact et de perte de contact entre le projectile et l'oscillateur. Il n'est donc pas possible d'utiliser le métamodèle krigeage-NARX pour la propagation des incertitudes dans le système mécanique avec impact.

### 6.2.2 Modèle POD-PCE pour l'oscillateur avec impact

#### Modèle POD-PCE

La POD (*Proper Orthogonal Decomposition*) est une technique de réduction de modèle (MOR, *Model Order Reduction*) développée pour la décomposition de champs spatio-temporels en une partie spatiale modulée par des coefficients temporels [35] étroitement lié à la PCA (*Principal Component Analysis*) ou à la SVD (*Singular Value Decomposition*) [150].

Dans le cas d'un calcul de propagation d'incertitude avec PCE seule, il est nécessaire de calculer les coefficients du développement polynomial à chaque

pas de temps de l'intégration temporelle, ce qui est très coûteux. Le métamodèle POD-PCE (détaillé dans [19] et [91]) permet de découpler le comportement temporel non-lisse et le caractère aléatoire : les modes POD représentent le comportement temporel non-lisse et la PCE propage les incertitudes.

La matrice des réponses du système pour les  $N$  tirages et les  $n_t$  pas de temps est  $Y \in \mathbf{R}^{N \times n_t}$ . La matrice de corrélation  $C = Y^T Y$  permet alors de calculer les modes POD  $CV_i = \lambda_i V_i$  pour  $i = 1$  à  $n_t$ . En pratique, seuls les  $n_b$  premiers modes  $V_i$ , correspondant aux plus grandes valeurs propres  $\lambda_i$ , sont retenus :  $n_b | \sum_{i=1}^{n_b} \lambda_i \geq \alpha \sum_{i=1}^N \lambda_i$ , où  $\alpha$  est pris égal à 0.9999 dans la présente étude. La réponse s'écrit alors :

$$y(\xi, t) = \sum_{i=1}^{n_t} b_i(\xi) V_i^T(t) \approx \sum_{i=1}^{n_b} b_i(\xi) V_i^T(t) \quad (6.1)$$

où  $b_i(\xi)$  sont les coefficients aléatoires. Ce sont ces coefficients aléatoires  $b_i(\xi)$  qui font l'objet d'une représentation par polynôme de chaos.

#### Application : oscillateur avec impact

**Modèle d'oscillateur avec impact.** La figure 6.2b illustre l'oscillateur à deux degrés de liberté utilisé pour tester la méthode POD-PCE pour la propagation des incertitudes. Deux cas sont considérés, en fonction de la raideur de la structure  $k_{st}$  : impact avec contact unique entre le projectile  $m_p$  et la structure  $m_{st} = 60$  g (raideur  $k_{st}$  importante) et impact avec multiples contacts (raideur faible). La raideur de contact est non-linéaire, il s'agit d'un contact de type Hertz<sup>5</sup>. Le taux d'amortissement de la structure est  $\zeta = 0.5\%$ .

La structure percutée est supposée connue et les paramètres incertains sont la masse  $m_p$  (valeur nominale 330 g) et la vitesse initiale  $v_0$  (valeur nominale  $10 \text{ m s}^{-1}$ ) du projectile, et la raideur de contact  $k_c$  (valeur nominale  $1.6 \times 10^4 \text{ MN/m}^{-3/2}$ ). Les paramètres incertains suivent une distribution uniforme, avec un coefficient de variation de  $10\%$ <sup>6</sup>.

**Méthode POD-PCE.** Les grandeurs de sortie observées sont la force de contact  $f_c$ , la vitesse  $\dot{y}_p$

5. Force de contact proportionnelle à la puissance  $3/2$  du déplacement relatif entre les deux masses en question, typique d'un contact sphère-sphère.

6. Ce qui donne les bornes  $[\mu - CV\sqrt{3}, \mu + CV\sqrt{3}]$ , avec  $CV = 10\%$  et  $\mu$  la valeur nominale.

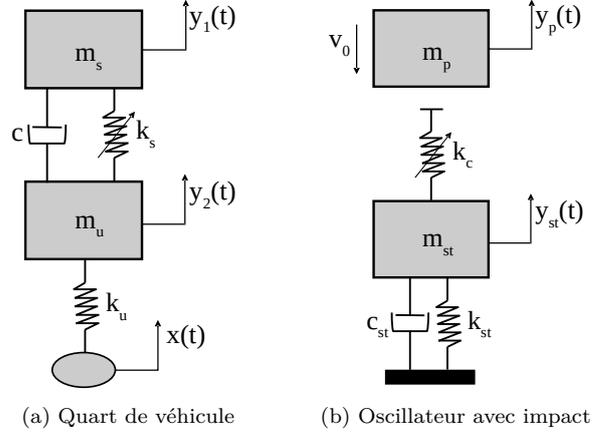


FIGURE 6.2 – Modèles mécaniques non-linéaires pour l'évaluation des méthodes de propagation des incertitudes (pas de gravité)

et le déplacement  $y_p$  du projectile (voir figure 6.3). La solution de référence est calculée à l'aide de  $10^4$  simulations de Monte Carlo. Les modèles PCE et POD-PCE utilisent les polynômes de Legendre et comportent  $n = 10$  coefficients dans la base pour le degré  $p = 2$  ou  $n = 20$  coefficients pour le degré  $p = 3$ . Dans le cas du contact unique, une première étude de convergence sur la précision des métamodèles PCE et POD-PCE montre que  $N = 20$  évaluations du modèle d'oscillateur avec impact permettent la construction d'un métamodèle correct pour les trois sorties. Dans le cas des contacts multiples, il est nécessaire de réaliser  $N = 50$  évaluations du modèle.

**Résultats.** Pour le métamodèle PCE, les coefficients PCE doivent être calculés à chaque pas de temps, soit 1001 fois dans le cas présent. Pour le métamodèle POD-PCE, la rétention des  $n_b$  premiers modes POD diminue fortement le nombre de calculs des coefficients PCE :

- les modèles POD-PCE pour la vitesse du projectile et le déplacement du projectile nécessitent un faible nombre de modes POD (respectivement 3 modes et 2 modes dans le cas du contact unique, et 9 et 3 modes dans le cas des contacts multiples) ;
- le modèle POD-PCE pour la force de contact nécessite en revanche un nombre de modes POD plus important (5 modes dans le cas du

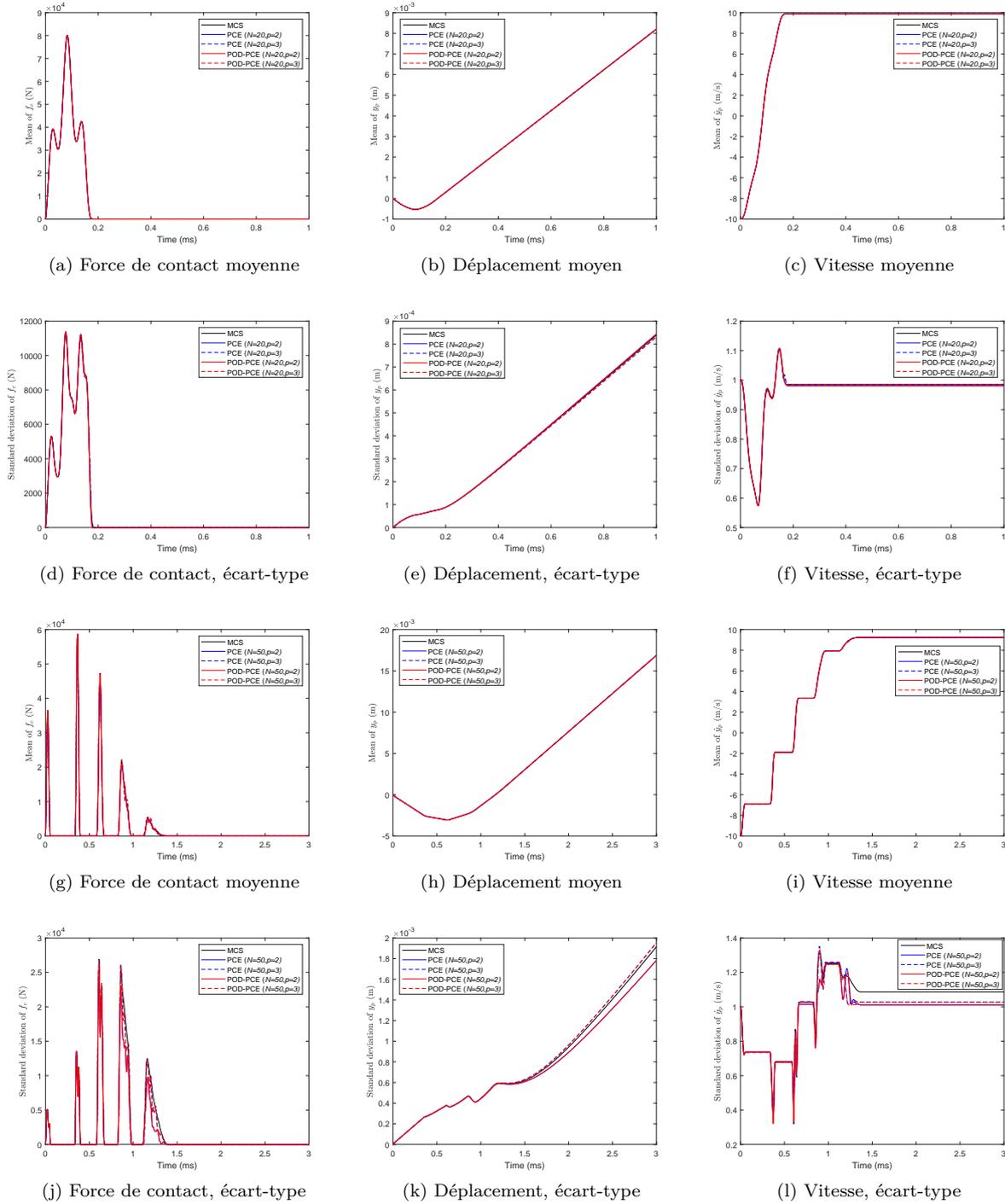


FIGURE 6.3 – Moyenne (première et troisième rangées) et écart-type (deuxième et quatrième rangées) sur la force de contact, le déplacement du projectile et la vitesse du projectile de l'oscillateur incertain avec impact [(a) à (f) : contact simple; (g) à (l) : contacts multiples]

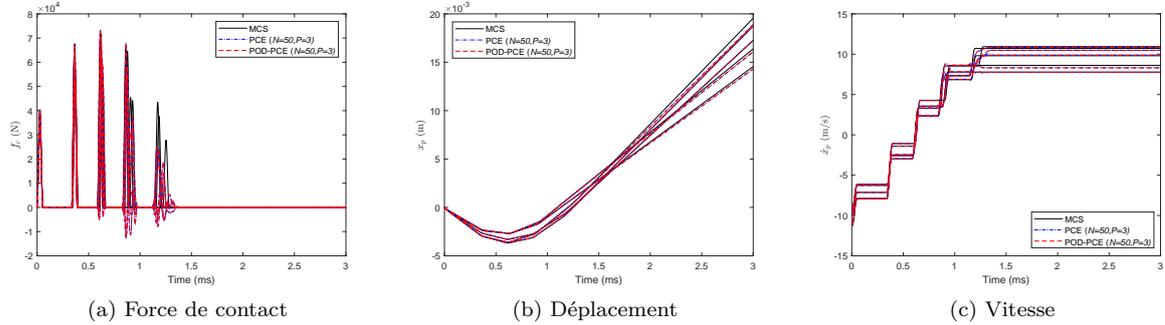


FIGURE 6.4 – Reconstruction avec les méthodes PCE et POD-PCE de la force de contact, du déplacement et de la vitesse de l'impacteur pour 5 tirages des paramètres incertains de l'oscillateur avec impact

contact unique et 31 modes dans le cas des contacts multiples).

Les deux méthodes PCE et POD-PCE donnent une prédiction correcte de la moyenne et de l'écart-type des grandeurs de sortie de l'oscillateur avec impact (voir figure 6.3). L'erreur de prédiction entre PCE et POD-PCE est très proche; l'utilisation de polynômes de degré  $p = 3$  permet une légère diminution de l'erreur par rapport à  $p = 2$ , sans toutefois changer d'ordre de grandeur. Les temps de calcul approximatifs sont les suivants :

- MCS,  $10^4$  tirages : 41 s;
- PCE ( $p = 3$ ) : 60 ms;
- POD-PCE ( $p = 3$ ) : 2 ms (dont 1 ms de POD).

La principale limitation des deux méthodes PCE et POD-PCE est la prédiction de forces de contact négatives pour l'oscillateur avec contacts multiples (voir figure 6.4).

### 6.2.3 Modèle adaptatif POD-SVB-PCE, application à l'écrasement d'un longeron

#### Modèle adaptatif POD-SVB-PCE

Le nombre d'estimations des coefficients PCE est réduit dans la méthode POD-PCE par rapport à la méthode PCE seule, ce qui permet de réduire le temps de calcul. Ce nombre peut toutefois rester important si des polynômes de degré  $p$  élevé sont utilisés. De plus, avoir un nombre trop important de termes dans le développement PCE peut poser des problèmes de surajustement (*overfitting*) ou nécessiter un nombre de tirages  $N$  trop important. La

solution est d'utiliser un modèle PCE parcimonieux (ou creux, *sparse*), dans lequel seul les termes ayant de l'importance sont retenus.

C'est pourquoi la méthode SVB-PCE adaptative est développée. Cette méthode repose sur une approche bayésienne variationnelle creuse (SVB *Sparse Variational Bayesian*) [17]. L'inférence bayésienne est utilisée pour calculer les coefficients PCE et la détermination automatique de la pertinence (ARD, *Automatic Relevance Determination*) est utilisée pour sélectionner les termes importants à partir des bases PCE. La méthode est adaptative dans le sens où le nombre de tirages  $N$  (séquence de Sobol) et le degré  $p$  du chaos sont progressivement augmentés jusqu'à satisfaire un critère d'erreur de type *leave-one-out* [24] (LOO). Les détails de la méthode sont publiés dans [20].

#### Oscillateur avec impact

La méthode adaptative POD-SVB-PCE permet également de prédire les moyennes et écarts-types des grandeurs de sortie du modèle d'oscillateur avec impact (figure 6.2b). L'intérêt par rapport à la méthode POD-PCE est la possibilité de monter en ordre de polynôme  $p$  tout en conservant un nombre réduit de tirages  $N$ .

La méthode permet une légère réduction des forces de contact négatives (cf §6.2.2); toutefois il n'a pas été possible d'atténuer complètement ce problème, même avec le modèle SVB-PCE. La raison principale est que la force de contact n'est pas lisse par nature et qu'il est très difficile de prédire un tel comportement non lisse avec des fonctions

lisses (c'est-à-dire le modèle SVB-PCE).

### Écrasement d'un longeron éléments finis

**Modèle de longeron incertain.** La méthode SVB-POD-PCE est appliquée à un modèle de taille plus importante : un modèle éléments finis de longeron<sup>7</sup> écrasé par un impacteur rigide (voir figure 6.5). La section du longeron est 116 mm par 96 mm, sa longueur 272 mm, il est maillé à l'aide d'éléments coque. En faisant une hypothèse de symétrie de l'écrasement du longeron du fait de la symétrie de la section, il est possible de ne modéliser qu'un quart de la section (ce qui donne 469 éléments et 518 noeuds). La loi de comportement utilisée est élasto-plastique par morceaux (\*MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY [110]), le coefficient de Poisson est 0.3 et le module élastique utilisé est 200 GPa.

Une des extrémités du longeron est fixe, l'autre est percutée par une masse rigide avec vitesse initiale donnée (figure 6.5).

Les paramètres incertains sont :

- masse de l'impacteur<sup>8</sup> entre 225 kg et 275 kg ;
- facteur multiplicatif de la contrainte de la loi de comportement entre 0.8 et 1.2 ;
- épaisseur du longeron entre 5 mm et 6 mm.

**Méthode POD-SVB-PCE.** La solution de référence pour le problème incertain est calculée par simulations de Monte Carlo avec un plan LHS (*Latin Hypercube Sampling*, 1000 tirages, 18 h de calcul).

La figure 6.6 résume l'organigramme de la méthode POD-SVB-PCE pour la propagation d'incertitude dans le modèle de longeron. La méthode POD-SVB-PCE est appliquée au calcul de la force de contact entre l'impacteur et le longeron, et à la vitesse de l'impacteur, la figure 6.7 donne les moyennes et écarts-types temporels de ces deux grandeurs.

Pour chaque sortie, il y a deux cas en fonction de la limite imposée sur le degré maximum du chaos  $p_{\max} = 5$  et  $p_{\max} = 10$ . Pour la vitesse de l'impacteur, deux tolérances sur l'erreur LOO sont fixées :

7. Ce modèle est un des exemples de simulation disponible sur <https://www.dynaexamples.com/>, dans le cours introductif de John Reid.

8. Cette masse correspond au quart de longeron, la masse totale de l'impacteur pour le longeron complet est cette masse multipliée par 4.

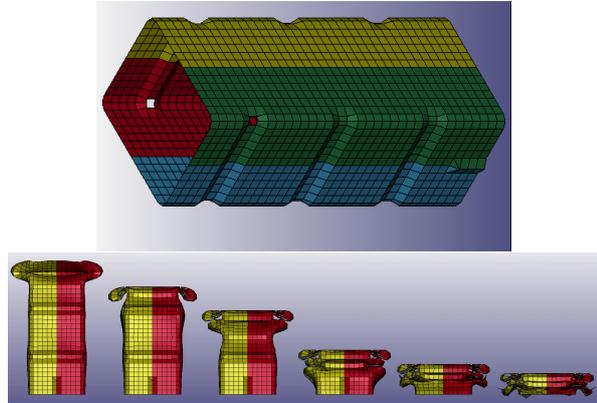


FIGURE 6.5 – Modèle éléments finis de longeron. Écrasement en fonction du temps (5 ms, 10 ms, 15 ms, 25 ms, 30 ms et 35 ms)

$10^{-2}$  et  $10^{-3}$ . Enfin, le nombre d'évaluations du modèle LS-DYNA est limité à  $N_{\max} = 200$ .

**Résultats.** Les deux premiers moments (moyenne et écart-type) des réponses stochastiques vitesse et force de contact sont relativement bien décrits par le métamodèle POD-SVB-PCE.

Le calcul de la vitesse stochastique (figures 6.7e et 6.7f) de l'impacteur a nécessité  $N = 50$  évaluations du modèle LS-DYNA,  $n_b = 8$  modes POD et un degré polynomial  $p = 7$  pour passer sous le critère d'erreur de  $10^{-3}$ .

Le calcul de la force de contact stochastique (figures 6.7a et 6.7b) a nécessité plus de données, sans toutefois parvenir à atteindre le critère d'erreur de  $10^{-2}$  :  $N = N_{\max} = 200$  évaluations du modèle,  $n_b = 79$  modes POD et un degré polynomial  $p = 10$ . La moyenne est proche de la solution de référence MCS, l'écart-type s'en éloigne de plus en plus au cours du temps.

On retrouve le problème évoqué précédemment de la prédiction de force de contact négative avec le métamodèle POD-SVB-PCE (voir figures 6.7c et 6.7d autour de  $t = 40$  ms).

La même étude a également été menée sur le longeron fixé sur une masse incertaine<sup>9</sup> (en lieu et place de la condition d'encastrement) ; les résultats sont meilleurs : 44 modes POD,  $N = 55$  évaluations du modèle et  $p = 10$  permettent de passer sous le

9. de caractéristiques identiques à la masse impactante

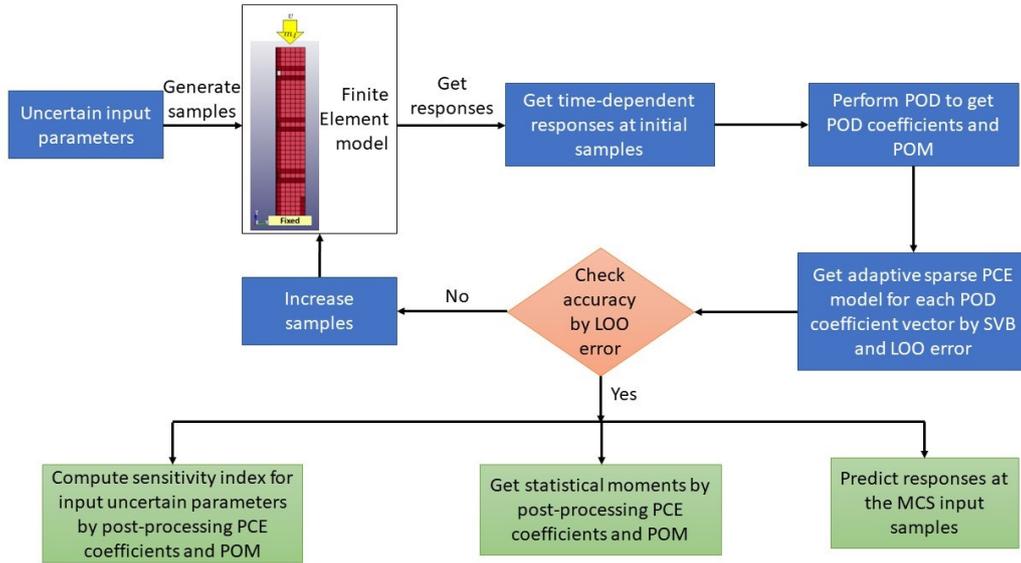


FIGURE 6.6 – Organigramme de la méthode POD-SVB-PCE

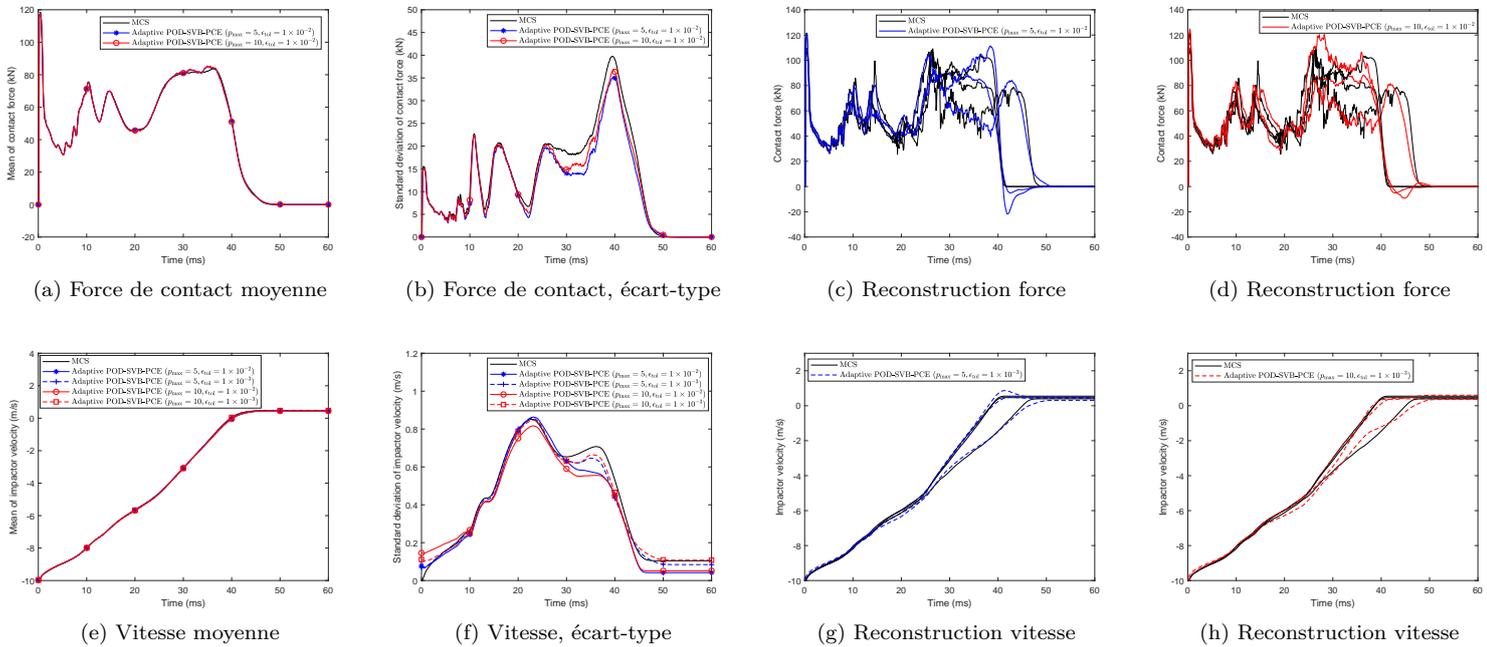


FIGURE 6.7 – Moyenne et écart-type sur la force de contact et la vitesse de l'impacteur du longeron incertain

critère d'erreur de  $10^{-2}$  pour la prédiction de la force de contact stochastique.

Enfin, d'autres variables de sortie du modèle mécanique ont fait l'objet d'une propagation d'incertitudes avec la méthode POD-SVB-PCE : le déplacement de l'impacteur, le maximum de la force de contact, l'énergie dissipée totale. Ces résultats ne sont pas présentés ici et se trouvent dans [20, 18].

## 6.3 Analyse de sensibilité globale

Cette section est divisée en trois parties. Le §6.3.1 explique la différence entre analyse de sensibilité locale et analyse de sensibilité globale, et montre l'intérêt de l'analyse globale. Le §6.3.2 présente l'analyse de sensibilité globale qualitative par effets élémentaires, appelée aussi méthode de Morris, qui est une méthode nécessitant un nombre restreint d'appels au modèle. Le §6.3.3 présente l'analyse de sensibilité globale reposant sur les indices de Sobol, méthode donnant des résultats plus précis au prix d'un grand nombre d'appels au modèle.

### 6.3.1 Sensibilité locale vs sensibilité globale

SALTELLI et ANNONI [157] donnent une preuve géométrique pour laquelle l'analyse de sensibilité paramètre par paramètre (ou *OAT*, *One At a Time*) n'explore qu'une fraction de l'espace des paramètres, d'autant plus infime que le nombre de paramètres est important. Ils utilisent pour cela la formule donnant le ratio entre le volume de l'hypersphère de rayon  $1/2$  contenue dans l'hypercube de côté 1. Ce ratio tend vers 0 quand le nombre de paramètres augmente, ce qui indique que l'hypersphère remplit de moins en moins bien l'hypercube au fur et à mesure que le nombre de paramètres augmente. On note également que l'analyse *OAT* n'explore pas les coins de l'hypercube, la figure 6.8 illustre cela dans le cas à 3 dimensions.

L'analyse *OAT* ne permet pas non plus de tester les interactions entre les paramètres, puisqu'un seul paramètre varie à la fois, les autres étant toujours fixés à leur valeur nominale. Ce genre d'étude est donc à proscrire.

Les auteurs proposent des alternatives de coût croissant, dans le cas de  $k$  paramètres :

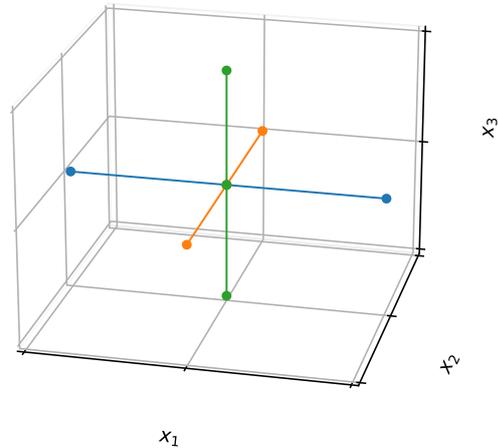


FIGURE 6.8 – Trajectoires dans l'espace à trois paramètres dans le cas d'une analyse paramètre par paramètre (*OAT*)

1. un plan d'expérience complet à deux niveaux ( $k^2$  simulations) ;
2. régression ;
3. méthode des effets élémentaires de Morris ;
4. méthode reposant sur le calcul de la variance (indices de Sobol).

### 6.3.2 Méthode de Morris

La méthode des effets élémentaires de MORRIS [127] est une méthode de criblage qualitative [33]. Elle permet la détection de paramètres influents ou au contraire de paramètres n'ayant que peu d'influence sur la sortie du modèle considérée.

#### Définition des trajectoires

La méthode consiste à définir un nombre  $r$  de trajectoires dans l'espace des  $k$  paramètres. Chaque trajectoire comporte  $k + 1$  points, entre deux points successifs d'une trajectoire, seul un paramètre varie. Pour cela, les entrées sont discrétisées sur une grille régulière à  $p$  valeurs  $\{0, 1/(p-1), \dots, 1\}$ . Le pas  $\Delta$  de variation des paramètres est un multiple de  $1/(p-1)$ , fixé une fois pour toutes. La figure 6.9 illustre ces trajectoires dans le cas de trois paramètres.

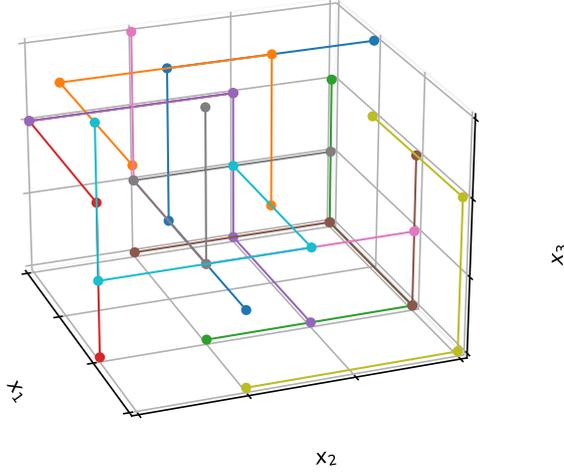


FIGURE 6.9 – Exemple de 10 trajectoires pour l'analyse de Morris dans le cas de trois paramètres à 4 niveaux

### Calcul des effets élémentaire et des mesures

Soient  $\mathbf{x}^{(l)}$  et  $\mathbf{x}^{(l+1)}$  deux points de la trajectoire  $j$  qui diffèrent sur leur composante  $i$ . L'effet élémentaire relatif au facteur  $i$  et à la trajectoire  $j$  est

$$EE_i^j(\mathbf{x}^{(l)}) = \frac{y(\mathbf{x}^{(l+1)}) - y(\mathbf{x}^{(l)})}{\Delta} \quad (6.2)$$

On calcule  $r$  effets élémentaires par facteur.

Les mesures de sensibilité sont la moyenne des effets élémentaires  $\mu_i$ , la moyenne des valeurs absolues des effets élémentaires  $\mu_i^*$  et la variance des effets élémentaires  $\sigma_i$

$$\mu_i = \frac{1}{r} \sum_{j=1}^r EE_i^j \quad (6.3)$$

$$\mu_i^* = \frac{1}{r} \sum_{j=1}^r |EE_i^j| \quad (6.4)$$

$$\sigma_i = \frac{1}{r-1} \sum_{j=1}^r (EE_i^j - \mu_i)^2 \quad (6.5)$$

### Interprétation

Une valeur importante de  $\mu_i^*$  indique un facteur influent. Une valeur importante de  $\sigma_i$  indique soit un effet non-linéaire important, soit des interactions avec d'autres paramètres.

### Intérêt

L'intérêt de la méthode de Morris est qu'avec un nombre restreint de simulations (par exemple en prenant 4 niveaux et avec 10 trajectoires [156]), il est possible d'explorer l'espace des paramètres de manière relativement complète.

### 6.3.3 Analyse de la variance : indices de Sobol

L'analyse globale de sensibilité utilisant l'analyse de la variance des sorties du modèle repose sur les indices dits de Sobol [158, 155]. Cette analyse quantitative est brièvement décrite dans ce qui suit.

Soit  $Y$  la sortie qui dépend des facteurs d'entrée  $X_i$ . L'indice de sensibilité de premier ordre, également appelé effet principal, est défini par

$$S_i = \frac{V_{X_i}(E_{X_{\sim i}}(Y|X_i))}{V(Y)} \quad (6.6)$$

où  $X_i$  est le  $i^e$  facteur et  $X_{\sim i}$  dénote tous les facteurs à l'exception du facteur  $i$ . La variance  $V(Y)$  au dénominateur est la variance totale (inconditionnelle). L'espérance au numérateur signifie la moyenne de la grandeur d'intérêt  $Y$  prise pour toutes les valeurs de  $X_{\sim i}$  et en gardant  $X_i$  fixé.

L'indice de sensibilité total est défini par

$$\begin{aligned} S_{Ti} &= \frac{E_{X_{\sim i}}(V_{X_i}(Y|X_i))}{V(Y)} \\ &= 1 - \frac{V_{X_{\sim i}}(E_{X_i}(Y|X_i))}{V(Y)} \end{aligned} \quad (6.7)$$

Le numérateur de l'équation 6.6 est la réduction attendue de la variance qui serait obtenue si le facteur  $X_i$  pouvait être fixé. Le numérateur de l'équation 6.7 est la variance attendue qui resterait si tous les facteurs, sauf  $X_i$ , pouvaient être fixés.

L'indice de premier ordre  $S_i$  donne l'effet du facteur  $X_i$  seul, tandis que  $S_{Ti}$  donne l'effet total d'un facteur, y compris toutes ses interactions avec d'autres facteurs. Sans calculer les indices d'ordres plus élevés ou interactions, ce qui est la même chose, la présence d'interactions peut être évaluée en comparant les indices de premier ordre avec les indices totaux : si les indices de premier ordre sont proches des indices totaux, cela indique alors des interactions faibles entre les paramètres. En effet, si l'on prend par exemple un modèle à trois paramètres,

l'indice total sur le paramètre  $X_1$  se décompose comme  $S_{T_1} = S_1 + S_{12} + S_{13} + S_{123}$ .

La définition et l'explication de ces indices de sensibilité sont bien détaillées dans [157] et [158], on trouve également dans la seconde référence la manière pratique de calculer les indices  $S_i$  et  $S_{T_i}$ . Une méthode de *bootstrap* permet d'estimer des intervalles de confiance sur le calcul des indices de sensibilité.

Comme l'estimation des indices de sensibilité repose sur un grand nombre de tirages, il est bon d'analyser la convergence des indices de sensibilité calculés en fonction du nombre de tirages, afin de s'assurer de la qualité de l'estimation. Une première vérification consiste à s'assurer que l'on a bien  $S_i \leq S_{T_i}$ .

Le grand nombre de tirages nécessaire empêche l'utilisation de ces indices pour des modèles coûteux. Dans ce cas il est nécessaire de passer par un métamodèle parcimonieux du modèle initial afin de pouvoir effectuer l'analyse globale de sensibilité avec les indices de Sobol, le coût de calcul étant alors reporté sur la constitution du métamodèle.

## 6.4 Conclusion

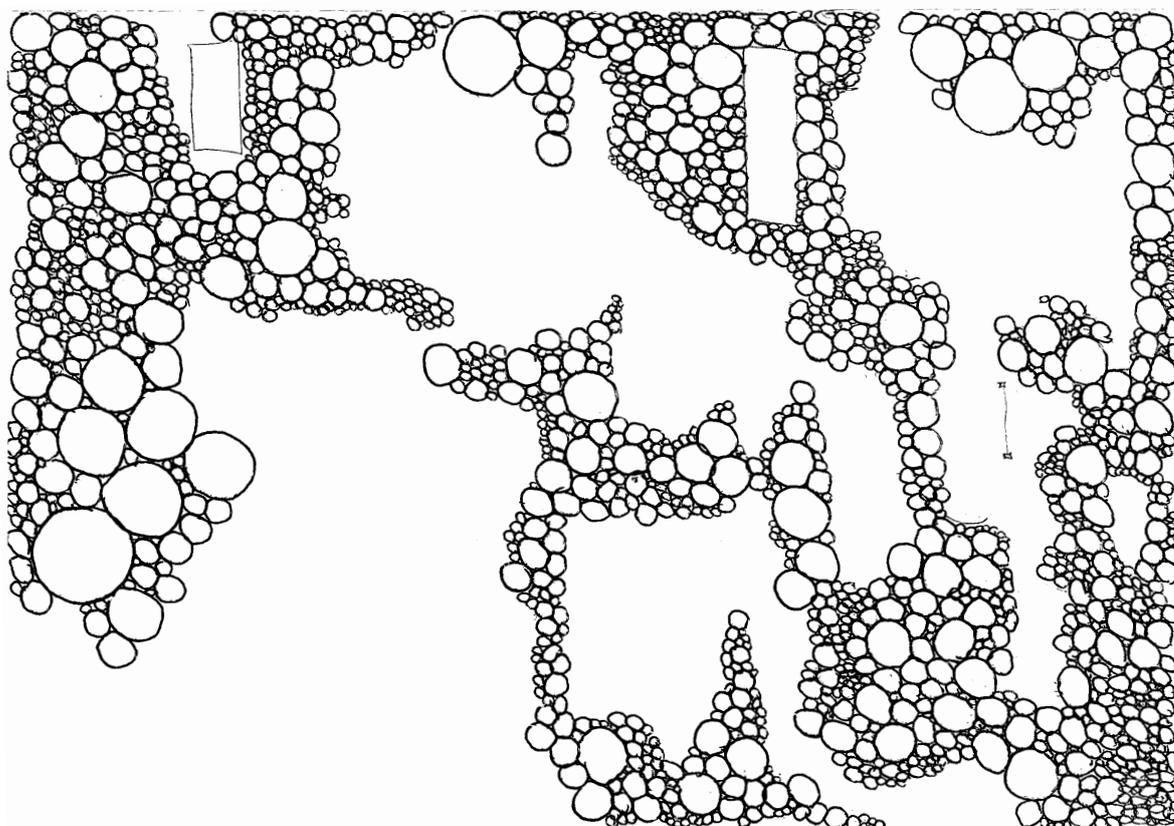
La propagation des incertitudes en mécanique des chocs n'est pas chose aisée. Les phénomènes sous-jacents sont complexes et fortement non linéaires (contact et perte de contact, plastification et rupture, bifurcations de comportement global). Les modèles sont coûteux, cela limite l'utilisation de méthodes de type Monte Carlo.

Les travaux de thèse de BHATTACHARYYA ont montré que des métamodèles combinant POD et PCE permettent la propagation des incertitudes dans un modèle de choc simple (écrasement d'un longeron). La réduction du temps de calcul par rapport à des tirages de Monte Carlo est notable. La méthode POD-PCE donne globalement de bons résultats mais peine toutefois à représenter correctement les forces de contact, du fait de leur non-régularité.

La méthode POD-PCE permet également le calcul des indices de sensibilité de Sobol, sans simulations supplémentaires, à partir des coefficients utilisés dans la POD-PCE (détails dans [20], non présenté ici). Il n'a toutefois pas été possible de vérifier la convergence des indices de sensibilité, faute

de solution de référence pour l'analyse globale de sensibilité de l'écrasement du longeron.

Les deux chapitres suivants sont des applications des méthodes d'analyse globale de sensibilité (§6.3) à des dispositifs de retenue de route. Le chapitre 7 analyse les paramètres influents sur les performances des dispositifs de retenue de route en acier dans le cas d'un choc avec un véhicule léger. Le chapitre 8 s'intéresse aux conditions de choc des motards sur les écrans motards équipant les dispositifs de retenue de route.



# Chapitre 7

## Application aux dispositifs de retenue routiers

### 7.1 Introduction

Les dispositifs de retenue routiers (DRR) que sont les barrières de sécurité et les raccordements entre différentes barrières sont des éléments importants de la sécurité routière. Les barrières de sécurité sont généralement évalués à travers deux crash-tests normatifs. Un crash-test avec un véhicule léger permet de s'assurer que le choc est supportable par l'occupant du véhicule. Un crash-test avec un poids lourd permet de s'assurer que la barrière est capable de retenir le véhicule. Ces essais sont coûteux, c'est pourquoi leur nombre est restreint.

La modélisation numérique, en revanche, permet de simuler des configurations de choc variées. Ce qui donne l'opportunité d'évaluer la sensibilité des barrières vis-à-vis de ses paramètres matériaux et géométriques. La question étant de savoir si des variations de ces paramètres, dues par exemple aux tolérances de fabrication ou bien aux conditions de pose, ont une influence notable sur le comportement au choc de la barrière ; ceci afin de s'assurer d'un comportement robuste du dispositif.

La section 7.2 présente les dispositifs de retenue routiers (barrières de sécurité et raccordements) et le contexte normatif relatif à ces dispositifs en vue de leur certification. La section 7.3 décrit les techniques courantes de modélisation des dispositifs de retenue routiers pour la simulation numérique des chocs de véhicules. Enfin, la section 7.4 détaille les analyses globales de sensibilité pour la détermination des paramètres intrinsèques (matériaux, épaisseurs) influents sur le comportement au choc des barrières (travaux de thèse de QIAN [147]).

### 7.2 Dispositifs de retenue routiers

#### 7.2.1 Définitions

Les dispositifs de retenue routiers « sont conçus pour rediriger les véhicules en détresse avec un niveau de performance spécifié et peuvent guider les piétons ou autres usagers de la route » [51]. Les dispositifs de retenue routiers comprennent les dispositifs de retenue des véhicules et les dispositifs de retenue des piétons (garde-corps).

La norme NF EN1317-1 [51] (*Dispositifs de retenue routiers - Partie 1 : Terminologie et dispositions générales pour les méthodes d'essai*) définit les catégories suivantes de dispositifs de retenue des véhicules :

**barrière de sécurité** dispositif continu de retenue des véhicules installé sur l'accotement ou sur le terre-plein central d'une route. Peut inclure une barrière de bord d'ouvrage d'art ;

**extrémité** traitement d'une origine ou d'une fin d'une barrière de sécurité ;

**raccordement** connexion entre deux barrières de sécurité de conceptions et/ou de performances différentes ;

**section de barrière amovible** section d'une barrière raccordée à ses deux extrémités à des barrières permanentes et pouvant être démontée ou déplacée entièrement ou en partie afin de fournir une ouverture horizontale ;

**atténuateur de choc** dispositif d'absorption d'énergie de véhicule routier installé devant un

ou plusieurs obstacles dangereux pour réduire la sévérité d'un choc.

### 7.2.2 Barrières de sécurité

Les barrières de sécurité peuvent être de conception différente. Il existe des dispositifs en béton et des dispositifs métalliques.

Les dispositifs peuvent également être à simple sens de circulation, ils sont alors installés en bordure de route, ou alors à double sens de circulation, auquel cas ils séparent deux sens de circulation opposés et sont installés sur des terrepleins centraux.

#### Dispositifs en béton adhérent

Il existe en France plusieurs profils normalisés de dispositifs en béton adhérent (voir Figure 7.1). Ces dispositifs sont décrits par la norme NF P98-426 [12] (*Barrières de sécurité routières - Séparateurs et murets en béton coulé en place, modèles DBA, GBA et MVL - Composition, fonctionnement et éléments constitutifs*) et portent les dénominations suivantes :

- GBA** Glissière Béton Adhérent (séparateur simple, hauteur 80 cm) ;
- DBA** Double Béton Adhérent (séparateur double, hauteur 80 cm) ;
- LBA** Large Béton Adhérent (séparateur double, hauteur 150 cm) ;
- MVL** Muret Véhicule Léger (hauteur 60 cm).

Ces dispositifs sont coulés en place à l'aide d'un coffrage mobile, ils sont dits à béton adhérent car ils ne sont pas simplement posés au sol. Des fers filants (diamètre 12 mm, généralement au nombre de deux) sont noyés dans la partie supérieure du profil et permettent de retenir des gros fragments de béton qui pourraient se détacher lors d'un choc important.

#### Dispositifs en acier

Les glissières de sécurité en acier sont généralement constituées de supports espacés régulièrement (tous les 2 m ou tous les 4 m par exemple) sur lesquels est fixée une lisse (voir Figure 7.2). Il peut y avoir un écarteur entre la lisse et le support. Ces éléments en acier de construction galvanisé à chaud sont assemblés à l'aide de boulons.

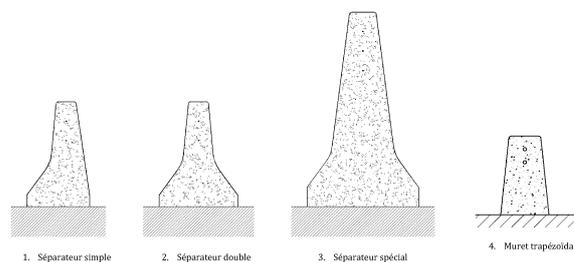


FIGURE 7.1 – Barrières de sécurité en béton adhérent (1 : GBA ; 2 : DBA ; 3 :LBA ; 4 : MVL) [12]

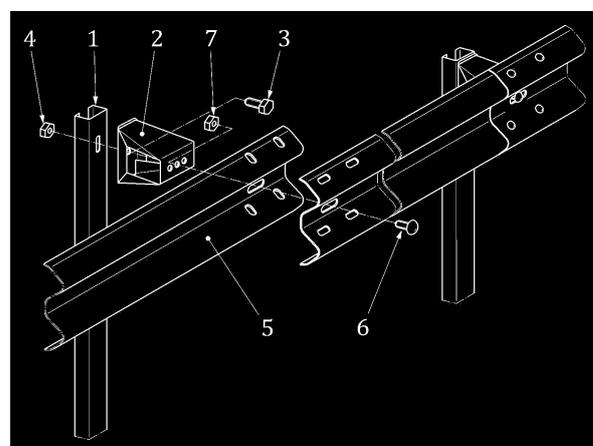


FIGURE 7.2 – Glissière de sécurité en acier type GS (1 : support ; 2 : écarteur ; 5 : lisse deux ondes profil A) [11]

Les supports sont soit battus dans le sol, soit soudés sur une platine. Les supports avec platine sont employés notamment dans le cas des barrières de bord d'ouvrage d'art. Dans ce cas, la platine est immobilisée par des chevilles d'ancrage mécanique ou chimique.

### 7.2.3 Raccordements

« Les raccordements sont des dispositifs de transition situés entre deux barrières de sécurité présentant des sections ou des rigidités différentes, destinés à assurer la continuité de la retenue » ([5]). La procédure de vérification des performances du raccordement dépend de plusieurs facteurs :

- barrières raccordées appartenant à une famille de produit identique ou différente ;
- niveau de retenue identique ou différent entre

- les barrières raccordées ;
- différence absolue de déflexion dynamique entre les barrières raccordées inférieure ou supérieure à 50 cm ;
- présence ou non de pièces de raccordement spécifiques

Ces critères vont permettre le choix de la méthode d'évaluation de la compatibilité du raccordement, qui peut être :

- pas d'évaluation particulière ;
- simulations numériques ;
- un essai de choc physique + simulations numériques.

#### 7.2.4 Essais de choc et classes de performances

##### Essais de choc

Des essais de choc permettent d'évaluer les performances des dispositifs de retenue routiers. Ces essais de choc sont normalisés [52] et définissent le type de véhicule, la masse totale du véhicule, l'angle d'impact et la vitesse d'impact.

Parmi les essais les plus courants, on trouve :

- l'essai de choc TB11, qui implique un véhicule de tourisme de 900 kg percutant le dispositif à 100 km h<sup>-1</sup> avec un angle de 20° ;
- l'essai de choc TB32 (véhicule de tourisme, 1500 kg, 110 km h<sup>-1</sup>, 20°) ;
- l'essai de choc TB51 (bus, 13 000 kg, 70 km h<sup>-1</sup>, 20°).

L'essai impliquant l'énergie cinétique initiale la plus grande est le TB81 (camion articulé, 38 000 kg, 65 km h<sup>-1</sup>, 20°).

Il revient au laboratoire d'essai de trouver un véhicule, en état de marche, correspondant au véhicule défini par la norme NF-EN 1317-1 [51] pour l'essai de choc donné. La norme spécifie des tolérances pour la masse, les dimensions et la position du centre de gravité du véhicule. Par exemple pour un essai de choc TB11, les véhicules suivants sont employés par les laboratoires d'essais français, italiens et espagnol : Peugeot 205, Peugeot 106, Opel Corsa et Fiat Uno. Les véhicules ont entre 15 et 20 ans au moment de l'essai.

##### Longueur du dispositif testé

« La longueur de la barrière [...] soumise à l'essai

doit être suffisante pour démontrer les caractéristiques de pleine performance de toute installation plus longue » [52, §5.3.2]. La vérification de la bonne longueur du dispositif se fait a posteriori. Il s'agit de vérifier que seuls des efforts longitudinaux sont transmis aux ancrages d'extrémité et la déflexion statique latérale du dispositif ne doit pas atteindre les extrémités de la barrière testée [52, Annexe B].

En pratique, cela conduit à tester des longueurs de dispositifs de l'ordre de 60 m à 100 m.

##### Niveau de retenue

Un niveau de retenue donné correspond à un ou plusieurs essais de choc. Il existe des niveaux de retenue à angle faible, normaux, plus élevé et très élevés. Le niveau de retenue normal N2 nécessite un essai de choc TB11 et un essai de choc TB32. Le niveau de retenue plus élevée H2 nécessite TB11 et TB51. Le niveau de retenue très élevé H4b nécessite TB11 et TB81.

Pour les niveaux de retenues importants, l'essai de choc TB11 permet de mesurer la sévérité du choc sur l'occupant du véhicule de tourisme. L'essai de choc à plus haute énergie (TB51 par exemple dans le cas d'un niveau de retenue H2) permet lui de mesurer les déformations du dispositif et de vérifier que le dispositif retient effectivement le véhicule lors du choc.

##### Sévérité de choc

La sévérité du choc pour les occupants du véhicule est évaluée à l'aide de deux indices : ASI, *acceleration severity index* ; et THIV, *theoretical head impact velocity*. Le THIV doit rester inférieur à 33 km h<sup>-1</sup>, la valeur de l'ASI donne le niveau de sévérité.

Ces indices sont calculés à partir de mesures d'accélération dans le véhicule (au plus proche du centre de masse) et dans la tête d'un dispositif anthropomorphe d'essai placé sur le siège avant du véhicule, du côté du choc.

##### Déformation du dispositif de retenue

La déformation du dispositif de retenue de choc est caractérisée par trois mesures : la déflexion dynamique ( $D_m$ ), la largeur de fonctionnement ( $W_m$ ) et l'intrusion du véhicule ( $VI_m$ ).

Ces trois grandeurs sont utiles pour déterminer les conditions d'implantation des barrières, et notamment pour définir les distances à respecter par rapport aux obstacles.

### 7.2.5 Fonctionnement des barrières

#### Béton

Les dispositifs en béton adhérent sont très rigides : ils se déforment très peu dans le cas des essais avec les véhicules lourds (il arrive que des fragments de béton se détachent) et ne se déforment pas dans le cas des véhicules légers. Dans le cas du véhicule léger, le choc est sévère et, du fait du profil du dispositif, le véhicule décolle du sol de manière notable en quittant le dispositif après le choc.

#### Acier

Les dispositifs de retenue en acier sont plus souples que les dispositifs en béton. Une partie de l'énergie du choc est en effet absorbée par les déformations plastiques des différents constituants de la barrière.

Le choc se déroule généralement de la manière suivante : le véhicule percute la lisse et, pendant qu'il est redirigé vers la route, une poche se forme le long de la lisse. La formation de cette poche entraîne la déconnexion d'un certain nombre de supports par rapport à la lisse. Cette déconnexion est nécessaire car elle permet à la lisse de rester à une hauteur adéquate. En effet, si la lisse restait solidaire des supports, le fait que les supports se couchent entraînerait la lisse vers le sol et pourrait causer le franchissement de la barrière par le véhicule, ce qui n'est pas souhaitable pour la retenue.

## 7.3 Simulation numérique des dispositifs de retenue routiers

### 7.3.1 Contexte normatif

La certification des dispositifs de retenue de route peut faire appel, dans certains cas, à des simulations numériques, que ce soit en remplacement d'essais de chocs ou bien en complément. Les simulations numériques sont notamment employées dans le cas

de modification de dispositifs existants ainsi que dans le cas particulier des raccordements. Le nombre de barrières différentes disponibles sur le marché étant important, on imagine aisément que le nombre de raccordements envisageable entre ces barrières est encore plus important. L'utilisation de la simulation numérique permet d'obvier au coût important des essais de choc<sup>1</sup>.

La norme NF EN16 303 a été publiée récemment [53], elle s'intitule *Dispositifs de retenue routiers - Processus de vérification et de validation pour l'utilisation d'essais virtuels dans les essais de choc contre un dispositif de retenue pour véhicules*. Elle définit des exigences concernant le modèle numérique du dispositif, le modèle numérique du véhicule, la validation des essais virtuels et la vérification des essais virtuels. Elle fournit également un modèle de rapport et des recommandations concernant les modèles numériques.

### 7.3.2 Pratiques de la profession

La grande majorité<sup>2</sup> des concepteurs de dispositifs de retenue de route qui font de la simulation numérique utilisent pour cela LS-DYNA [109, 110].

#### Modèle numérique du véhicule

Le modèle numérique du véhicule est un modèle générique correspondant à la classe de véhicule d'essai (TB11, TB32, etc.). Dans le cadre de simulations numériques de corrélation avec un essai de choc, la personnalisation du modèle consiste à ajuster la masse et parfois la rupture de la suspension avant (lorsque la roue avant reste bloquée par un support). Cette personnalisation du véhicule reste toutefois complexe car l'essai de choc implique aussi le dispositif de retenue, qu'il faut également modéliser et corréler à l'aide du même essai de choc. En général, la pratique consiste à toucher le moins possible au modèle de véhicule pour ne pas affecter sa validation antérieure.

1. D'autant plus que par nature les raccordements sont ponctuels et concernent donc une très faible proportion de la production des fabricants de dispositifs de retenue.

2. En réalité la totalité de ceux que j'ai pu rencontrer dans le cadre de mon activité d'expertise auprès de l'ASCQUER.

### Modélisation des dispositifs de retenue

Généralement la longueur de dispositif modélisée correspond à la longueur de dispositif lors de l'essai correspondant. L'ordre de grandeur des longueurs de dispositif modélisé est entre 50 m et 75 m.

**Profilés en acier** Tous les éléments métalliques des dispositifs de retenue de route sont généralement des profilés normalisés ou des profilés issus du pliage de tôles. Ils sont donc modélisés à l'aide d'éléments coque. La taille de maille se situe couramment autour de 25 mm (compromis entre la représentation correcte des modes de ruine et le temps de calcul).

**Liaisons boulonnées** Il existe différentes finesses de modélisation des liaisons boulonnées, en fonction des phénomènes de rupture à représenter. La modélisation la plus simple consiste à connecter deux nœuds en vis-à-vis à l'aide d'un élément poutre et d'utiliser la carte LS-DYNA `*MAT_SPOTWELD` qui permet de définir des forces à rupture en traction et en cisaillement. Ce modèle ne représente pas les perçages des pièces boulonnées et ne permet donc pas de représenter le phénomène dit de déboutonnage<sup>3</sup>. Les valeurs employées d'effort à rupture pour les boulons sont généralement les valeurs minimales de résistance de la vis de la classe de visserie [34] immédiatement supérieure<sup>4</sup>.

La modélisation du déboutonnage nécessite soit l'utilisation d'efforts à rupture moindres (auquel cas des essais de chocs sont nécessaires pour corrélérer avec le comportement du modèle), soit la modélisation des perçages et des têtes de vis et écrous. Le déboutonnage concerne les liaisons support/écarteur ou écarteur/lisse.

**Béton** Les dispositifs en béton adhèrent nécessitent l'utilisation d'un maillage volumique et d'une loi de comportement adaptée. La carte `*MAT_CSCM_CONCRETE` permet la génération d'une loi de comportement à partir de la résistance en compression et de la taille maximum des agrégats.

3. Passage de la tête ou de l'écrou du boulon à travers le trou de passage. Ce qui arrive plus fréquemment avec les trous oblongs, présents pour des raisons d'ajustement du dispositif au montage.

4. On prendra ainsi les valeurs minimales de résistance d'une vis de classe 6.8 pour modéliser une vis de classe 5.8.

La rupture d'adhérence avec le sol du dispositif en béton est difficile à caractériser expérimentalement et complexe à intégrer au modèle. Les valeurs à rupture de l'adhérence communément employées<sup>5</sup> sont 2 MPa pour les dispositifs coulés en continu à la machine et 1 MPa pour les dispositifs coulés à la main (cas d'extrémité de DBA avec ferrailage supplémentaire par exemple).

Les deux fers filants à l'intérieur du profilé en béton sont modélisés à l'aide d'éléments poutre et l'interaction avec les éléments béton environnants utilise la carte `*CONSTRAINED_LAGRANGE_IN_SOLID`.

**Supports battus dans le sol** Deux modélisations sont possibles pour les supports battus dans le sol. La première est une modélisation simplifiée : seul le support est représenté et les nœuds du maillage du support sont encastrés en dessous d'une certaine hauteur sous le niveau du sol (entre 5 cm et 20 cm selon la nature et donc la dureté du sol). Cela permet de représenter la formation d'une charnière plastique en pied de support.

La deuxième est une modélisation complète : elle consiste à modéliser le sol environnant chaque support. Cette approche est plus complexe car elle nécessite notamment un modèle de comportement du sol (qui dépend de sa compacité) et la gestion de l'interaction entre le sol et le support. Cela augmente également le nombre d'éléments dans le modèle et donc le temps de calcul.

## 7.4 Analyse globale de sensibilité des dispositifs de retenue routiers

Cette section résume les travaux menés dans le cadre de thèse de QIAN [147] et en partie publiés dans [148]. Ces travaux portent sur l'analyse globale de sensibilité appliquée aux dispositifs de retenue de route en vue de déterminer les paramètres influents sur les performances du dispositif. En tant que première thèse sur le sujet, les paramètres incertains sont restreints aux paramètres intrinsèques à la barrière (caractéristiques des matériaux, épaisseurs

5. À vrai dire, je suis bien incapable de donner la source de cette information qui circule oralement dans la profession des dispositifs de retenue routiers.

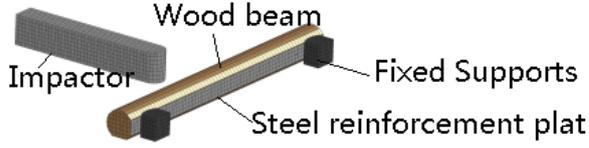


FIGURE 7.3 – Modèle de poutre en bois renforcée d’une tôle d’acier en face arrière sollicitée en flexion dynamique trois points

Factors		Dist.	Unit	Mean	St D
Moisture Cont.	MC	Unif.	%	16.5	4.9
Temperature	T	Unif.	°C	15.5	8.37
Grade	G	Norm.	-	0.635	0.135
Yield strength	Y	Norm.	MPa	284.5	21.5
Young’s Mod.	MY	Norm.	GPa	210	12.6
Tangent Mod.	MT	Norm.	GPa	0.86	0.08

TABLE 7.1 – Paramètres incertains du test de flexion dynamique (haut : paramètres bois ; bas : paramètres acier)

des tôles) et les variations des conditions d’impact (angle, vitesse, véhicule) ne sont pas considérées.

Dans la section 7.4.1, l’analyse globale de sensibilité est d’abord menée sur un cas relativement simple de flexion dynamique trois points sur une poutre bois renforcée par une bande en acier (modèle issu de la thèse de GOUBEL [79]). Les méthodes retenues dans ce premier cas sont ensuite appliquées à un cas plus complexe de dispositif de retenue de route complet avec choc de véhicule (section 7.4.2).

#### 7.4.1 Flexion dynamique trois points

Une poutre en bois, de longueur 2 m et diamètre 20 cm, renforcée à l’arrière par une tôle en acier, est en appui à ses deux extrémités (voir figure 7.3). La poutre est percutée en son milieu par un chariot de 2000 kg lancé à  $20 \text{ km h}^{-1}$ . Les paramètres incertains du modèle sont listés dans le tableau 7.1. Sur les  $k = 6$  paramètres, 3 concernent le bois et 3 concernent l’acier.

Les variables de sortie observées sont la vitesse du chariot à  $t = 0.02 \text{ s}$ , notée  $V_{0.02}$ , et la vitesse du chariot en fin de simulation, notée  $V_{\infty}$ .

Le temps de calcul pour une simulation est de 10 min avec un bon ordinateur de bureau.

#### Méthodes employées

Les différentes méthodes d’analyse de sensibilité testées sont les suivantes :

**MA** *Morris analysis*. 6 niveaux (1/12, 3/12, 5/12, 7/12, 9/12, 11/12).  $r = 9$  trajectoires,  $n = k(n + 1) = 63$  simulations ;

**FD** *Factorial Design*, plan d’expérience complet à deux niveaux,  $n = 2^6 = 64$  simulations (le niveau haut est  $\mu + \sigma$  et le niveau bas  $\mu - \sigma$ ) ;

**HFFD** *Half-Fractional Factorial Design*,  $n = 32$  simulations ;

**OA** *Orthogonal Array*,  $n = 8$  simulations ;

**OAT** *One-at-a-time*, un seul paramètre varie d’une simulation à la suivante,  $n = 12$  simulations ;

**CD** *Cotter Design*,  $n = 2k + 2 = 14$  simulations : une simulation avec tous les paramètres au niveau bas, une simulation avec tous les paramètres au niveau haut,  $k$  simulations avec tous les paramètres au niveau bas et un seul paramètre au niveau haut,  $k$  simulations avec tous les paramètres au niveau haut et un seul paramètre au niveau bas ;

**PS** *Parameter Study* tous les paramètres sont au niveau bas et un seul paramètre au niveau haut, successivement ;

**Sobol** plan d’expérience LHS (Latin Hypercube) de 120 points, et utilisation d’un métamodèle (krigeage) pour calculer les indices de Sobol.

En dehors de Morris et Sobol, tous les plans d’expérience sont à deux niveaux.

#### Résultats

Le tableau 7.2 permet de comparer les différentes méthodes d’analyse de sensibilité pour les deux variables de sortie observées. L’analyse de Morris (MA) permet d’identifier correctement les paramètres influents, toutefois avec un nombre de simulations important. Parmi les plans d’expérience à deux niveaux, le plan factoriel complet (FD) permet également l’identification des paramètres influents. C’est le plan d’expérience le plus coûteux. Afin d’identifier les paramètres influents à moindre coût, il est nécessaire d’utiliser un plan d’expérience fractionnaire. Dans ce cas, le demi plan factoriel (HFFD) identifie correctement les paramètres influents, mais

	MA	FD	HFFD	OA	OAT	CD	PS	Sobol
MC	0.21	0.22	0.20	0.16	0.19	0.29	0.21	<b>0.17</b>
T	0.24	0.40	0.41	0.32	0.20	0.34	0.29	<b>0.35</b>
G	0.42	0.38	0.37	0.29	0.26	0.36	0.49	<b>0.48</b>
Y	0.05	0.00	0.01	0.02	0.22	0.00	0.00	-
MY	0.06	0.00	0.01	0.12	0.07	0.01	0.01	-
MT	0.02	0.00	0.00	0.09	0.06	0.00	0.00	<b>0.00</b>

 (a) Variable de sortie  $V_{0,02}$ 

	MA	FD	HFFD	OA	OAT	CD	PS	Sobol
MC	0.11	0.14	0.17	0.12	0.16	0.19	0.20	<b>0.01</b>
T	0.41	0.47	0.48	0.30	0.26	0.29	0.09	<b>0.62</b>
G	0.26	0.28	0.30	0.28	0.20	0.07	0.49	<b>0.35</b>
Y	0.06	0.03	0.00	0.08	0.25	0.12	0.03	-
MY	0.04	0.02	0.02	0.02	0.10	0.13	0.04	-
MT	0.12	0.06	0.03	0.20	0.03	0.19	0.15	<b>0.01</b>

 (b) Variable de sortie  $V_{\infty}$ 

TABLE 7.2 – Comparaison des méthodes d'analyse de sensibilité pour la flexion dynamique

il reste relativement coûteux. Le plan OA semble le plus efficace dans l'identification des paramètres influents à moindre coût.

### 7.4.2 Modèle simplifié de DRR

L'analyse de sensibilité est ensuite appliquée à un dispositif de retenue de route de type barrière deux ondes en acier (voir figure 7.4). Afin de limiter le temps de calcul, les simplifications suivantes du modèle sont employées :

- les deux extrémités de la barrière sont remplacées par une relation force/déformation suite à des essais numériques adéquats ;
- le sol environnant les supports en dehors de la zone de choc est remplacé par des ressorts.

Le temps de calcul est de 7 h avec un bon ordinateur de bureau.

Les 11 paramètres incertains étudiés sont listés dans le tableau 7.3. Ils sont regroupés en trois catégories : les paramètres incertains concernant les lois de comportement des éléments métalliques (limite élastique et module élastique) ; les paramètres incertains concernant la géométrie des pièces métalliques (épaisseurs de tôles) ; et enfin les paramètres incertains liés au sol (module de compressibilité) et aux boulons (précharge).

L'objectif est de déterminer les paramètres influents sur les performances du dispositif, c'est-à-dire sur la sévérité du choc THIV et la déflexion dy-

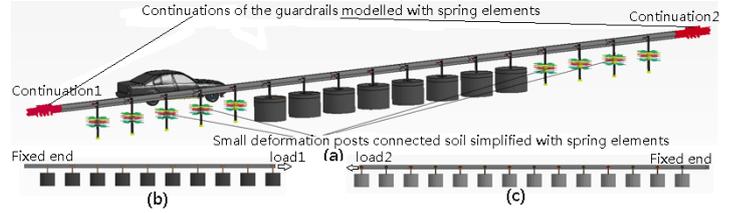


FIGURE 7.4 – Modèle d'essai de choc TB32 sur dispositif de retenue de route en acier

Variables	Unit	Mean	St. D	
Rail Yield strength	RY	MPa	284.5	21.5
Rail Young Modulus	RM	GPa	203	12.6
Spacer Yield strength	SY	MPa	284.5	21.5
Spacer Young Modulus	SM	GPa	203	12.6
Post Yield strength	PY	MPa	284.5	21.5
Post Young Modulus	PM	GPa	203	12.6
Rail Thickness	RT	mm	3	0.15
Spacer Thickness	ST	mm	3	0.15
Post Thickness	PT	mm	5	0.25
Soil bulk Modulus	SoilM	MPa	400	100
Bolt Pre-load	BP	N	12432	4144

TABLE 7.3 – Paramètres incertains du modèle de barrière : propriétés de l'acier S235 ; tolérances de fabrication ; et, sol et pré-contrainte des boulons.

namique D. Pour cela, une stratégie en trois étapes est employée.

#### Premier criblage - Orthogonal Array

Un premier criblage, reposant sur un plan d'expérience à deux niveaux de type Orthogonal Array comprenant 12 simulations, permet de retenir les 4 paramètres les plus influents pour chaque sortie (THIV et D). Comme certains paramètres influents étant communs aux deux sorties observées, on retient au total 6 paramètres (voir tableau 7.4).

#### Analyse de Morris

Un second criblage avec la méthode de Morris permet d'affiner la sensibilité des  $k = 6$  paramètres retenus. Chaque paramètre est discrétisé en 4 niveaux et  $r = 6$  trajectoires/répétitions sont utilisées. L'analyse nécessite donc  $n = 42$  simulations ( $n = r(k + 1)$ ).

Param.	THIV	THIV	D	D
	ME (km/h)	Rank	ME (mm)	Rank
RY	-0.4029	1	-9.8	4
RM	0.1227	8	9.8	4
SY	0.1281	7	-9.7	6
SM	0.1446	6	0	11
PY	0.2896	3	-33.5	1
PM	0.2315	5	-1.2	10
RT	0.1222	9	-14.7	3
ST	-0.2402	4	-7.8	8
PT	0.3971	2	-32.2	2
SoilM	-0.0116	11	-9.7	6
BP	0.0840	10	-2.2	9

TABLE 7.4 – Criblage du modèle de barrière avec un plan d’expérience Orthogonal Array

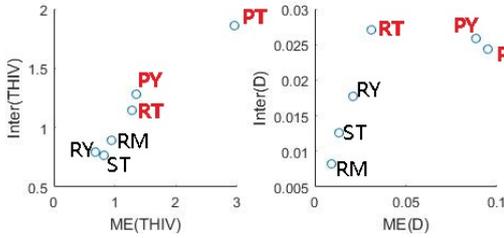


FIGURE 7.5 – Graphiques de Morris pour les sorties THIV et D du modèle de barrière (ME : *main effect*,  $\mu^*$  ; Inter : *interaction*,  $\sigma$ )

La figure 7.5 montre que 3 paramètres parmi les 6 sont influents sur les deux sorties : l’épaisseur du support (PT), la limite élastique du support (PY) et l’épaisseur de la lisse (RT).

### Indices de Sobol

On réalise tout d’abord 100 simulations avec un plan Latin Hypercube (LHS). Un métamodèle de krigeage, avec la boîte à outils logiciel DACE [108], est ensuite validé à l’aide de 20 simulations supplémentaires. Les indices de Sobol sont calculés à l’aide du métamodèle. Les effets principaux sont proches des effets totaux (voir tableau 7.5), ce qui indique que les interactions entre les paramètres sont négligeables. Le paramètre le plus influent à la fois sur la sévérité THIV et la déflexion dynamique D est l’épaisseur des supports (PT), vient ensuite la limite élastique des supports (PY) et enfin l’épaisseur de la lisse (RT) a un indice de sensibilité bien plus faible.

	THIV	THIV	D	D
	Si	STi	Si	STi
RT	0.0648	0.0695	0.0948	0.0890
PY	0.3283	0.3534	0.3762	0.3903
PT	0.6069	0.6311	0.5290	0.5583

TABLE 7.5 – Indices de Sobol de premier ordre ( $S_i$ ) et totaux ( $ST_i$ ) du modèle de barrière

## 7.5 Conclusion

Ce chapitre présente les dispositifs de retenue routiers en béton et en acier. Les normes pour l’évaluation des performances des dispositifs sont introduites et les techniques de modélisation couramment pratiquées sont brièvement exposées.

La simulation numérique des barrières de sécurité est coûteuse : il est nécessaire de modéliser une longueur importante de barrière (autour de 75 m) ainsi que le véhicule la percutant. De plus, la durée du choc –et donc de la simulation– est importante (typiquement 0.5 s pour un essai de type TB11 et 1.5 s pour un essai de type TB51).

L’analyse globale de sensibilité d’un tel modèle nécessite donc des méthodes adaptées à un nombre limité de simulations numériques. L’approche proposée repose sur trois étapes successives. Elle est appliquée à un modèle simplifié de dispositif de retenue de route en acier comportant 11 paramètres incertains. La première étape de criblage, avec un plan d’expérience *Orthogonal Array* comportant un faible nombre de simulations, permet une première sélection de 6 paramètres influents. La deuxième étape utilise l’analyse de Morris et permet la sélection de trois paramètres influents. Enfin, la troisième étape consiste à construire un métamodèle de krigeage avec une centaine de simulations ; ce métamodèle sert ensuite au calcul des indices de Sobol qui permet une comparaison quantitative des influences des trois paramètres restants.

Le chapitre 8 suivant s’intéresse aux écrans mortard, dispositifs supplémentaires installés sur les dispositifs de retenue routiers en acier permettant d’assurer la protection des motards en cas de choc avec la barrière. Ce sera l’occasion d’explorer l’influence des conditions d’impact (angle, position et vitesse du motard) sur les critères de blessure du motard.

# Chapitre 8

## Application aux écrans pour motards

### 8.1 Introduction

Les écrans pour motard sont des dispositifs ajoutés aux dispositifs de retenue routiers destinés à protéger les motards glissant au sol, suite à une perte de contrôle ou un accident, des conséquences d'une percution avec les dispositifs de retenue routier [50] (ces derniers étant à destination des véhicules légers ou lourds à 4 roues et plus, les occupants étant supposés rester à l'intérieur de l'habitacle). Les écrans pour motards permettent, en retenant et en redirigeant le motard, d'éviter un choc direct du motard avec les éléments agressifs de la barrière de sécurité (typiquement les supports des glissières métalliques). Les écrans permettent également d'éviter au motard de percuter un élément dangereux situé derrière la barrière.

Tout comme les barrières de sécurité étudiées au chapitre 7 précédent, un écran motard est évalué à l'aide d'un nombre limité d'essais de choc en vraie grandeur (section 8.2). La question qui se pose est de savoir si la position du motard au moment du choc avec la barrière définie par la norme est suffisamment représentative des conditions réelles d'impact contre les écrans motard (section 8.3). Afin de déterminer si l'essai de choc est pertinent, il est également important de se demander si les critères de blessure du motard sont sensibles aux variations des conditions de choc. C'est l'objet de la section 8.4 qui utilise pour l'analyse globale de sensibilité la méthode de Morris présentée au chapitre 6.

Les résultats présentés dans ce chapitre sont issus des travaux de thèse de PENG [141], ils ont été publiés dans [142].

### 8.2 Écrans pour motards

#### 8.2.1 Normes

La norme XP CEN/TS 17342 [50] (*Dispositifs de retenue routiers - Dispositifs de retenue routiers pour motos réduisant la sévérité de choc en cas de collision de motocyclistes avec les barrières de sécurité*) définit des conditions d'essai et les critères d'acceptation pour les écrans motards. Cette norme expérimentale remplace et annule, depuis novembre 2020, la précédente norme sur les écrans pour motards XP CEN/TS 1317-8 (qui, elle, datait de juillet 2012). Trois essais de choc sont définis par cette norme (voir figure 8.2), pour lesquels l'axe du mannequin est aligné sur sa vitesse initiale et percute l'écran avec un angle de  $30^\circ$ . Deux classes de vitesse sont définies :  $60 \text{ km h}^{-1}$  et  $70 \text{ km h}^{-1}$ .

Le protocole de test du LIER<sup>1</sup> [133], plus ancien, comportait deux essais de choc à  $60 \text{ km h}^{-1}$  avec un angle d'impact de  $30^\circ$  : un essai avec le mannequin aligné sur sa trajectoire (et donc formant également un angle de  $30^\circ$  avec la barrière) et un essai avec le mannequin parallèle avec la barrière.

#### 8.2.2 Écrans motards continus en acier

La Figure 8.1 donne la vue en coupe d'une glissière de sécurité équipée d'un écran motard en acier typique. La lisse de l'écran motard est maintenue par un bras, ce dernier est fixé entre la lisse deux ondes et l'écarteur du dispositif de retenue de route.

<sup>1</sup> Laboratoire d'essais INRETS d'Équipement de la Route, maintenant Transpolis

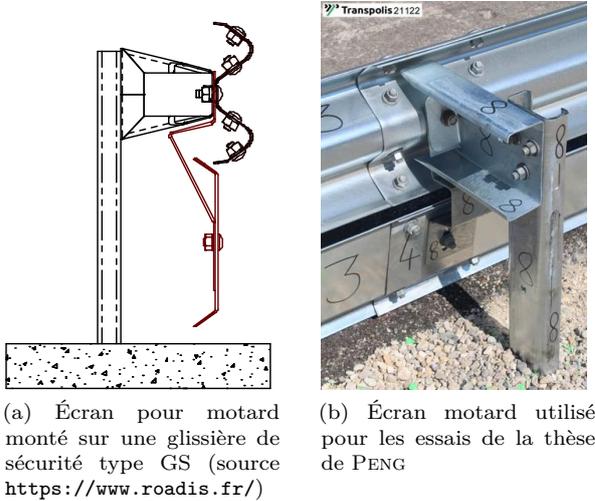


FIGURE 8.1 – Écrans motards montés sur des glissières de sécurité en acier

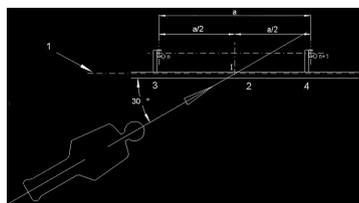
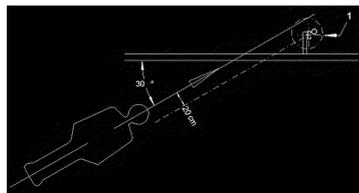
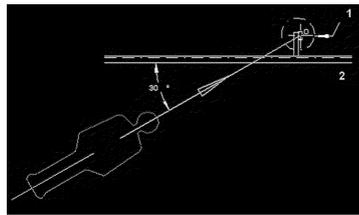


FIGURE 8.2 – Configurations d'essais de chocs pour écrans motards [50]

## 8.3 Perte de contrôle en virage et conditions d'impact des motocyclistes

Les conditions d'impact (vitesse et position) du motard sur l'écran motard sont nécessaires pour l'évaluation de l'efficacité dudit écran. Toutefois, en raison du manque de données sur les conditions réelles d'impact sur le bord des routes, il a été nécessaire de développer un modèle numérique de simulation de chute de motocycliste (§8.3.1). Ce modèle de motard sur sa moto a été validé à l'aide de données d'essais de la littérature et à l'aide d'essais spécifiques réalisés à Transpolis (§8.3.2). Il a ensuite été utilisé dans le cadre d'un plan d'expérience complet (§8.3.3) afin de simuler toutes les configurations de circulation et de virage possibles. Vient enfin l'analyse de résultats (§8.3.4).

### 8.3.1 Modèle numérique de la perte de contrôle en virage

La simulation de la perte de contrôle du motard est réalisée avec LS-DYNA<sup>2</sup> avec un modèle constitué (voir figure 8.3) :

1. d'un modèle multicorps rigide de la moto ;
2. d'un modèle éléments-finis de mannequin de choc Hybrid III 50<sup>e</sup> percentile. L'utilisation de la version dite *FAST*, comportant un nombre réduit d'éléments par rapport à la version normale du mannequin permet une réduction du temps de calcul. Le mannequin est modifié pour la station debout (zone du bassin et du haut des cuisses).

### Modèle de moto

Le modèle de moto comporte les éléments suivants : un cadre principal (châssis, siège et calepieds) ; guidon et partie supérieure de la fourche ; partie inférieure de la fourche ; roue avant ; roue arrière. Les roues tournent et sont équipées de pneus

<sup>2</sup> La simulation de perte de contrôle aurait pu être menée avec un logiciel dédié à la simulation numérique multicorps comme Madymo. Le choix d'utiliser LS-DYNA repose sur les raisons –plus ou moins bonnes– suivantes : la laboratoire disposait de licences LS-DYNA ; les licences Madymo sont chères ; utiliser un seul logiciel durant la thèse permet une meilleure efficacité, LS-DYNA étant utilisé par la suite pour la simulation du choc sur l'écran motard.

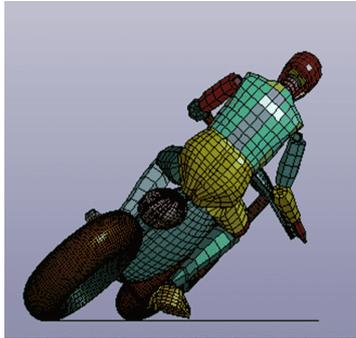


FIGURE 8.3 – Modèle de perte d'adhérence du motard en virage

gonflés. À l'exception des pneus, tous les éléments de la moto sont rigides, ceci afin de ne pas pénaliser le temps de calcul et parce qu'un modèle fin de la moto n'est pas nécessaire. La suspension avant est modélisée, la suspension arrière ne l'est pas. La direction n'est pas représentée : le guidon est fixe. Enfin, une liaison supplémentaire permet de représenter la formation d'une charnière plastique lors d'un choc frontal de la moto contre un obstacle.

Les détails concernant la modélisation et la validation du modèle de moto se trouvent dans le mémoire de thèse de PENG [141].

### Perte de contrôle en virage

La simulation la perte de contrôle en virage est réalisée en imposant les conditions initiales suivantes :

- le motard est assis sur la moto, les mains sur le guidon ;
- la moto possède une vitesse initiale donnée, la vitesse de rotation des roues correspondante est imposée ;
- la moto est inclinée sur le côté ;
- le motard lâche le guidon au bout de 300 ms.

Le coefficient de frottement réduit entre la roue arrière et le sol déclenche la perte d'adhérence de la roue arrière en début de simulation et la chute *lowside* du motard. La durée de chute simulée est d'environ 4 s, le critère d'arrêt de la simulation étant la vitesse nulle du mannequin. Le temps de calcul d'une simulation est de l'ordre de 8 h.



FIGURE 8.4 – Mannequin de choc positionné sur le chariot de lancement

### 8.3.2 Essais sur piste

Des essais sur piste sont réalisés à Transpolis<sup>3</sup>. Ces essais ont pour but la validation du comportement du mannequin numérique et la calibration du coefficient de frottement entre le mannequin et le sol.

Deux essais de lancement du mannequin sont réalisés : un premier essai à la vitesse nominale de  $40 \text{ km h}^{-1}$  et un second à  $60 \text{ km h}^{-1}$ . Le mannequin est équipé de bottes, d'une veste et d'un pantalon en cuir et d'un casque de moto. Il est positionné sur le chariot de lancement à l'aide d'une structure légère en contreplaqué permettant ainsi de lui donner une position proche de la position du motard au moment de la chute *lowside* (voir figure 8.4). Le chariot de lancement est tracté par un câble, un système de frein permet d'arrêter sa course et ainsi de lancer le mannequin à la vitesse requise. Plusieurs caméras rapides permettent de suivre le mouvement et la trajectoire du mannequin.

### 8.3.3 Plan d'expérience complet

Un plan d'expérience complet en deux parties successives (voir tableau 8.1) permet de déterminer la diversité des conditions d'impact du motard sur l'écran motard suite à une perte de contrôle en virage :

1. simulation de la trajectoire du motard suite à une chute dans des conditions données de

3. site des Fromentaux, 01500 Saint Maurice-de-Rémens

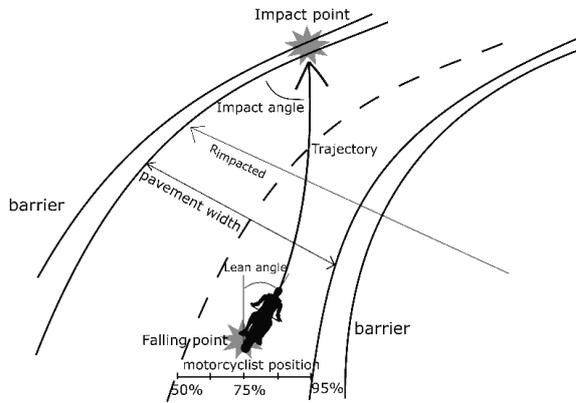


FIGURE 8.5 – Chute du motard en virage : paramètres de circulation, de chaussée et de virage

vitesse de circulation, d'angle d'inclinaison de la moto et de coefficient de frottement de la roue arrière (voir figure 8.3). Les valeurs prises par les paramètres sont indiquées dans la partie supérieure du tableau 8.1. Le plan d'expérience complet représente 72 simulations numériques ;

2. utilisation ultérieure de cette trajectoire pour déterminer les conditions d'impact du motard sur la barrière, en fonction de la nature du virage et de la chaussée (voir figure 8.5 et partie inférieure du tableau 8.1). Ce second plan complet représente 500 combinaisons de virages possibles.

En combinant ces deux plans d'expérience, on obtient alors 36 000 configurations d'impact potentielles de motard ayant chuté et glissant en direction d'un écran motard installé dans un virage.

### 8.3.4 Résultats

Parmi les 36 000 glissades vers la barrière, un certain nombre n'aboutit pas à un choc du motard contre l'écran motard : la glissade s'interrompt avant du fait du frottement au sol. On obtient alors en réalité 5076 points d'impact pour les virages à droite et 10 178 points d'impact sur l'écran motard pour les virages à gauche.

### Distributions des conditions d'impact en fonction de la direction du virage

Le plan d'expérience permet de montrer que la vitesse d'impact est en moyenne plus importante en virage à gauche qu'en virage à droite. Cela s'explique par le fait que le motard est plus proche de la barrière en virage à gauche par rapport au virage à droite pour lequel le motard glisse plus longtemps sur la chaussée avant de percuter la barrière.

L'angle d'impact est généralement plus faible pour les virages à gauche (moyenne de  $10^\circ$  et écart-type de  $5^\circ$ ), et il atteint rarement  $30^\circ$ . Pour les virages à droite, l'angle d'impact est plus dispersé (écart-type de  $8^\circ$  pour une moyenne de  $19^\circ$ ) et peu de cas dépassent l'angle de  $30^\circ$ . La proximité du motard avec la barrière en virage à gauche explique l'angle d'impact plus faible en virage à gauche.

L'angle de position du motard correspond à l'angle entre le buste du mannequin et la tangente à la barrière au point d'impact. En virage à droite, l'angle position du motard au moment du choc ne montre pas de valeur prédominante. En virage à gauche, on retrouve également toutes les valeurs d'angle de position, mais toutefois avec une prédominance de l'impact du motard par les pieds.

### Corrélations entre paramètres de chute et conditions d'impact

Le calcul de matrices de corrélation entre les paramètres de chute et les paramètres d'impact pour les deux sens de virage permet de détecter quelques corrélations notables. La figure 8.6 illustre ces corrélations.

La vitesse d'impact est corrélée à la vitesse de roulement (voir figure 8.6a), de manière plus marquée pour le virage à gauche que pour le virage à droite (pour lequel la phase de glissade au sol est généralement plus longue). De plus, à vitesse de circulation égale, la vitesse d'impact est plus grande en virage à gauche qu'en virage à droite.

L'angle d'impact diminue avec le rayon du virage (voir figure 8.6b). La figure montre également que les angles d'impact en virage à gauche sont inférieurs aux angles d'impact en virage à droite, pour un rayon de virage donné.

En virage à gauche, plus le motard est proche du bord droit de la route, plus l'angle d'impact est petit (voir figure 8.6c). En revanche, l'angle d'impact n'est

Paramètre de chute (simulation)	N	Unité	Valeurs
Vitesse de déplacement	6	km/h	40, 50, 60, 70, 80, 90
Angle d'inclinaison	4	°	20, 30, 40, 50
Coef. de frottement pneu arrière/sol	3	-	0.05, 0.15, 0.25
Paramètre du virage (post-traitement)	N	Unité	Valeurs
Rayon du virage	10	m	50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500
Largeur de chaussée	5	m	6, 7, 8, 9, 10
Sens du virage	2	-	gauche, droite
Position motard sur chaussée	5	-	50 %, 62.5 %, 75 %, 87.5 % et 95 %

TABLE 8.1 – Plan d'expérience de la simulation de chute du motard (N : nombre de valeurs)

pas corrélé à la position du motard sur la chaussée pour le virage à droite.

L'analyse ne révèle pas de corrélation entre l'angle de position du motard au moment de l'impact et les autres paramètres de chute ou conditions d'impact.

## 8.4 Sensibilité des critères de blessure aux conditions de choc

La section 8.3 précédente a permis d'estimer la diversité des conditions d'impact possible du motard sur l'écran motard et a montré notamment que l'impact par les pieds pouvait être aussi fréquent que l'impact par la tête. Il s'agit maintenant de simuler l'impact du motard sur l'écran (§8.4.1) afin d'évaluer les critères de blessure du motard et ainsi déterminer les conditions de choc les plus défavorables au motard. De nouveau, le modèle numérique de choc du motard sur la barrière équipée d'un écran motard est validé à l'aide de deux essais sur piste (§8.4.2). La sensibilité des critères de blessure aux conditions de choc est évaluée à l'aide d'une méthode d'analyse globale de sensibilité, la méthode de Morris (§8.4.3). Les résultats sont présentés au §8.4.4.

### 8.4.1 Simulation de l'impact sur l'écran motard

Pour la simulation numérique du motard percutant l'écran motard, nous avons choisi un écran motard en acier de modèle courant (SPM-ES2 du

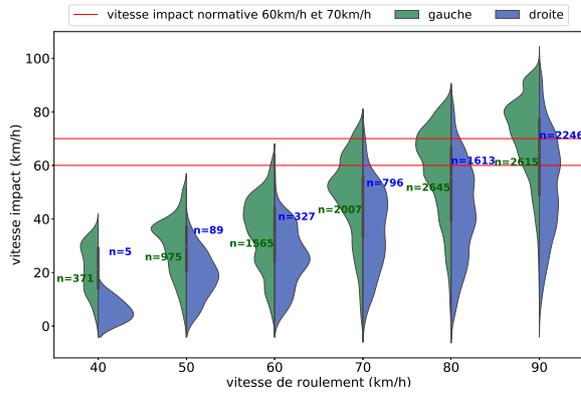
fabricant HIASA<sup>4</sup>, voir figure 8.1b). Le modèle de mannequin de choc utilisé est toujours le mannequin Hybrid III *FAST*, modifié pour la station debout. Le mannequin est équipé d'un casque. La figure 8.7 illustre le modèle éléments-finis de simulation de choc. La longueur de barrière modélisée est 32 m et correspond à la longueur de barrière utilisée lors des essais normatifs. Les éléments de lisse deux ondes et d'écran motard ont une longueur unitaire de 4 m, les supports battus dans le sol sont espacés de 2 m.

### 8.4.2 Essais sur piste

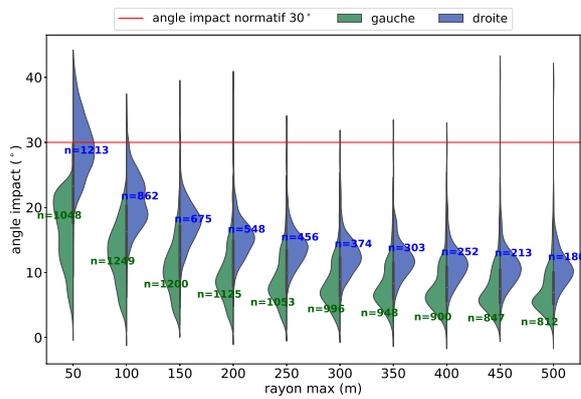
Deux essais sur piste, au laboratoire d'essai Transpolis, permettent de valider le comportement du modèle numérique de mannequin et de barrière. Ces essais permettent également de tester des configurations non définies par la norme XP CEN/TS 17342. Ces configurations sont les suivantes :

1. pieds en avant (figure 8.8a), vitesse 60 km h<sup>-1</sup>, angle d'impact 30° et angle de position 30°. (en pratique lors de l'essai le mannequin pivote légèrement après avoir quitté le chariot de lancement et percute l'écran avec un angle de 20°);
2. tête en avant (figure 8.8b), vitesse 60 km h<sup>-1</sup>, angle d'impact 30° et angle de position 60° (en pratique 65°, l'orientation du mannequin ayant changé lors de son lancement).

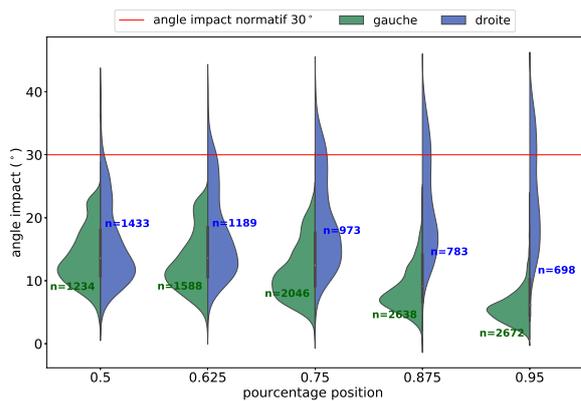
4. Maintenant RoadSteel



(a) Vitesse d'impact en fonction de la vitesse de roulement



(b) Angle d'impact en fonction du rayon du virage



(c) Angle d'impact en fonction de la position du motard sur la chaussée

FIGURE 8.6 – Distribution des paramètres d'impact en fonction des paramètres de chute

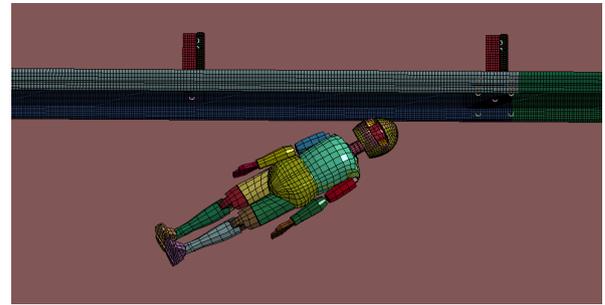


FIGURE 8.7 – Simulation de l'impact du mannequin Hybrid III sur un écran motard en acier



(a) Pieds en avant



(b) Tête en avant, position à 60°, l'adhésif jaune et noir indique la trajectoire à 30°

FIGURE 8.8 – Essais de choc de l'écran motard avec un mannequin dans des configurations non normatives

Paramètre	Unité	Valeurs
Vitesse d'impact	VI km/h	40, 53.3, 66.7, 80
Angle d'impact	AI °	5, 13.3, 21.7, 30
Angle de position	AP °	0, 20, 40, 60
Hauteur d'impact	HI mm	0, 20, 40, 60
Position longitudinale	PL m	-0.5, 0, 0.5, 1

TABLE 8.2 – Paramètres d'entrée du plan d'expériences de l'impact du motard sur l'écran (4 niveaux par paramètre)

### 8.4.3 Analyse de sensibilité

#### Méthode de Morris

L'analyse de sensibilité vise à déterminer quels sont les paramètres d'impact influents sur les critères de blessures. Le coût d'une évaluation du modèle étant important (8h), la méthode de criblage de Morris est la plus adaptée. Les  $k = 5$  paramètres d'impact étudiés sont listés dans le tableau 8.2. À cela, il faut ajouter le sens du mannequin (tête en premier ou pieds en premier), ce qui dédouble le plan d'expérience.

Chaque paramètre est divisé en 4 niveaux. Le choix de  $r = 10$  répétitions (10 trajectoires) nécessite alors  $n = 60$  simulations ( $n = r(k + 1)$ ) pour chaque sens du mannequin.

#### Critères de blessure

L'analyse de sensibilité concerne 8 critères de blessure du mannequin en sortie de modèle :

- à la tête : *HIC* (*Head Injury Criteria*) ;
- au cou : 3 forces et 3 moments ;
- au thorax : accélération  $a_{3ms}$ .

Parmi ces 8 critères de blessure, ceux pour lesquels aucune simulation ne dépasse le seuil de blessure ne font pas l'objet de l'analyse de Morris qui suit. On retient donc uniquement le *HIC*, la force de compression axiale du cou  $F_z^c$  et l'accélération thoracique  $a_{3ms}$ , pour lesquels un nombre significatif de simulations dépasse les seuils de blessure.

### 8.4.4 Résultats

Le tableau 8.3 classe les paramètres en fonction de leur influence pour les différents critères de blessure retenus et en fonction du sens du choc. Que ce soit

Critère	Choc	Peu infl.	Moy. infl.	Influent
<i>HIC</i>	tête	PL, HI	AP	VI, AI
<i>HIC</i>	pied	PL	HI, AP	VI, AI
$F_z^c$	tête	HI, PL	-	VI, AI, AP
$F_z^c$	pied	-	VI, HI, PL	AI, AP
$a_{3ms}$	tête	HI	AP, PL	VI, AI
$a_{3ms}$	pied	HI, PL	-	VI, AI, AP

TABLE 8.3 – Synthèse des paramètres influents en fonction du critère de blessure et du sens du choc (tête ou pied)

un impact tête ou pied, la position longitudinale (PL) du mannequin et la hauteur d'impact (HI) sont peu influents. La vitesse d'impact (VI) est le paramètre le plus influent, vient ensuite l'angle d'impact (AI). Le troisième paramètre le plus influent est l'angle de position (AP) du mannequin<sup>5</sup>.

Dans la plupart des cas la hauteur d'impact (HI) est peu influente sur les critères de blessure. Ce qui permet de s'affranchir : des effets de rebond du mannequin lorsque ce dernier quitte le chariot qui le propulse vers l'écran ; et des imperfections de hauteur de pose de l'écran testé.

Enfin, pour le type de barrière acier et d'écran associé testé ici, la position longitudinale du motard par rapport aux supports battus dans le sol a peu d'influence. Les supports –et donc les bras de liaison de l'écran motard– sont espacés de 2m et que le motard percute l'écran avec une trajectoire dirigée vers un support ou bien entre deux supports change peu les critères de blessure. Cela s'explique par la faible raideur des bras de liaison dont le rôle est essentiellement de positionner l'écran devant les supports et sous la glissière, la redirection du motard étant assurée par la continuité de l'écran dans la longueur du dispositif.

5. L'angle de position est le plus influent dans le cas de la force de compression du cou  $F_z^c$  pour l'impact par les pieds. Toutefois, aucune simulation d'impact par les pieds ne conduit à une force de compression supérieure au critère de blessure correspondant, alors que pour l'impact tête le critère est dépassé à plusieurs reprises.

## 8.5 Conclusion

Les écrans pour motard équipant les dispositifs de retenue routiers sont évalués à l'aide d'au plus trois essais de choc, le motard étant sur le dos et l'axe du corps aligné sur la trajectoire. Les travaux menés durant la thèse de PENG [141] et résumés dans ce chapitre ont montré que, suite à une chute en virage, les conditions de choc du motard contre l'écran motard sont variées. La cinématique du motard lors de la chute et de la glissade au sol est complexe. Il existe toutefois des corrélations entre les conditions de circulation du motard (vitesse, position sur la chaussée, rayon du virage) et les conditions de choc contre l'écran motard (vitesse d'impact, angle d'impact). Le sens du virage –à gauche ou à droite– influence également les conditions de choc.

Une analyse globale de sensibilité a permis de déterminer les conditions de choc les plus influentes sur les critères de blessure du motard percutant l'écran motard. Même dans le cas où le motard percute l'écran les pieds en premier, les critères de blessure à la tête peuvent être importants, ce qui s'explique par un effet de « coup de fouet » de la tête sur l'écran lorsque le motard est redirigé par l'écran.

## Chapitre 9

# Choc piéton-tramway : influence de la géométrie du tramway

### 9.1 Introduction

Dans le cadre de sa mission de production de référentiel technique, la division Tramways du Service Technique des Remontées Mécaniques et des Transports Guidés (STRMTG) souhaitait en 2015 définir des critères géométriques portant sur les bouts avant de tramways afin de réduire la gravité des blessures subies par le piéton en cas de choc. En effet, le retour d'expérience du STRMTG montrait que l'évènement de collision avec un tiers piéton s'avérait de plus en plus fréquent [159]. Il n'existait cependant pas de référentiel applicable pour réduire la gravité des événements suite à une telle collision et les faces avant des tramways pouvaient avoir des géométries très variées (figure 9.1). Le STRMTG a donc contacté le LBMC et c'est dans ce cadre que les travaux présentés dans ce chapitre ont été réalisés. Un groupe de travail a été constitué, comprenant des membres du STRMTG et des constructeurs de tramway.

La section 9.2 détaille le modèle utilisé pour la simulation du choc entre le piéton et le tramway, ainsi que les principaux paramètres de sortie du modèle (blessures et trajectoire du piéton après le choc primaire). La section 9.3 présente les principaux résultats issus du plan d'expérience complet mené sur toutes les géométries de face avant possibles et les différentes tailles de piéton considérées.



FIGURE 9.1 – Différentes faces à avant du tramway Citadis d'Alstom en 2011

### 9.2 Simulation du choc piéton

Le logiciel MADYMO de simulation multicorps rigide est utilisé pour la simulation numérique du choc entre le piéton et la face avant du tramway.

La difficulté de la modélisation de la face avant du tramway tient au fait que la géométrie et les raideurs du pare-brise et du carénage sont a priori inconnues. La consultation du groupe de travail a permis d'aboutir à un paramétrage général de la face avant du tramway et à des plages de valeurs pour la géométrie ainsi que des valeurs à employer pour les raideurs.

#### 9.2.1 Modélisation de la face avant

La face avant du tramway est divisée en deux parties : une partie inférieure représente le carénage bas, une partie supérieure représente le pare-brise (figure 9.2). Carénage et pare-brise sont également divisés dans la hauteur chacun en deux panneaux de 40 cm environ. Le modèle de face avant mesure 1 m de large. Les angles et dimensions définissant la face avant du tramway sont les suivants :

$h_f$  hauteur de l'extrémité inférieure du carénage

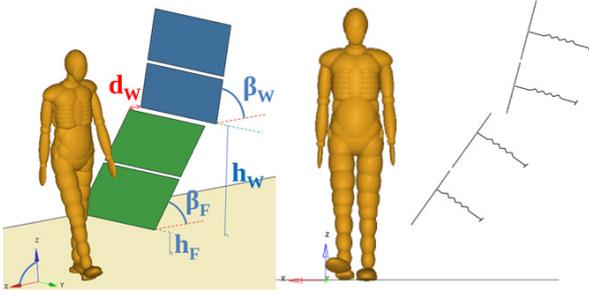


FIGURE 9.2 – Paramétrage de la face avant du tramway

( $f$  pour *fairing*);

$h_w$  hauteur de l'extrémité inférieure du pare-brise ( $w$  pour *windscreen*), correspondant également à la hauteur de l'extrémité haute du carénage;

$d_w$  décalage horizontal entre le haut du carénage et le bas du pare-brise;

$\beta_f$  angle d'inclinaison du carénage;

$\beta_w$  angle d'inclinaison du pare-brise;

$\alpha$  angle d'inclinaison général de la face avant, dans la vue en plan (X-Y), par rapport à l'axe transverse Y.

La face avant des tramways n'est pas nécessairement plane dans la réalité et présente généralement des courbures. L'angle  $\alpha$  représente toutefois l'orientation de la face avant du tramway à l'endroit de l'impact avec le piéton. Des valeurs différentes de  $\alpha$  peuvent donc représenter différents designs de face avant ou alors différents points d'impact sur une même face avant de tramway.

Chaque panneau est rigide et monté sur une liaison glissière d'orientation normale au panneau. Un ressort complète la glissière et permet de représenter la raideur de la zone considérée de la face avant du tramway. Le pare-brise est très rigide, car devant se conformer à la norme NF-F15818 relative aux vitres frontales du matériel roulant ferroviaire. Le carénage est en revanche moins rigide, c'est généralement une coque en plastique ou en composite recouvrant des éléments tels que le dispositif de couplage ou un absorbeur de choc.

## 9.2.2 Modèles de piéton

MADYMO fournit des modèles de piétons de différentes tailles [89]. Nous avons utilisé les modèles

ellipsoïdes suivants :

**H50** homme 50<sup>e</sup>percentile, 1.74 m, 75.7 kg ;

**H95** homme 95<sup>e</sup>percentile, 1.91 m, 101.1 kg ;

**F05** femme 5<sup>e</sup>percentile, 1.53 m, 49.8 kg ;

**E6** enfant de 6 ans, 1.17 m, 23 kg.

L'homme médian H50 est considéré comme le scénario de base et les autres piétons permettent d'évaluer la constance des conclusions tirées dans le cas de piétons de stature différente.

Au moment du choc le piéton est de profil, immobile, en position de marche (voir figure 9.2).

## 9.2.3 Paramètres de sortie

Ces piétons permettent de calculer des critères de blessures à la tête, au thorax, au fémur, au genou et au tibia.

La cinématique du piéton après le choc primaire avec le tramway est évaluée par la distance de projection au sol. Afin de réduire le temps de calcul, la simulation numérique MADYMO est interrompue au moment où le contact entre le piéton et la face avant cesse. La distance de projection du piéton est alors calculée à partir des positions et vitesses des différents segments corporels du modèle de piéton en fin de simulation du choc primaire, avec une hypothèse de vol parabolique. Le paramètre de sortie étudié est la déviation latérale du centre de gravité du piéton  $d_y$  permettant d'étudier si le piéton au sol est toujours sur la trajectoire du tramway.

## 9.2.4 Plan d'expérience

Les valeurs prises par les différents paramètres géométriques ont été définies avec l'aide du groupe de travail de la STRMTG, elles visent à représenter la diversité des tramways en circulation et des géométries hypothétiques plausibles :

$\alpha$  : 0°, -15°, -30° et -45° ;

$\beta_f$  : 0°, 15°, 30° et 45° ;

$\beta_w$  : -10°, 0°, 15°, 30° et 45° ;

$d_w$  : 0 m, 0.1 m et 0.2 m ;

$h_w$  : 0.8 m, 1.05 m et 1.3 m ;

$h_f$  : 0.2 m et 0.35 m.

Cela représente 1440 combinaisons géométriques possibles. Ce plan d'expérience complet des géométries est appliqué à chaque piéton pour la vitesse

de circulation du tramway de  $20 \text{ km h}^{-1}$ . Le plan d'expérience est également appliqué au piéton H50 avec une vitesse de circulation de  $30 \text{ km h}^{-1}$  afin d'évaluer l'influence de la vitesse de circulation.

Un script Python permet de générer automatiquement les fichiers d'entrée MADYMO, de lancer la simulation MADYMO et d'effectuer le post-traitement des résultats.

Le temps de calcul moyen pour la simulation d'un choc est 45 s.

### 9.3 Influence de la géométrie

#### 9.3.1 Impact de la tête et cinématique de choc

La tête du piéton H50 percute le pare-brise dans la plupart des configurations : cela représente 80 % collisions à  $20 \text{ km h}^{-1}$  et 90 % des collisions à  $30 \text{ km h}^{-1}$ .

Deux cinématiques de choc antagonistes apparaissent dans les simulations. La première cinématique est une rotation du tronc due au choc de la partie basse du piéton avec le carénage, qui peut augmenter la vitesse de la tête au moment du choc de la tête (voir figure 9.3, gauche). Cela peut alors conduire à une vitesse de la tête supérieure à la vitesse de circulation du tramway (figure 9.4), ce qui cause un HIC élevé étant donnée la corrélation forte entre vitesse de la tête et HIC. La seconde cinématique est un chargement de l'épaule du piéton, ce qui entraîne l'accélération du tronc et de la tête dans le sens de la marche du tramway et éloigne ainsi la tête du pare-brise (voir figure 9.3, centre). Cela conduit alors à une vitesse d'impact de la tête moindre, et donc limite le HIC. Dans certains cas, ce mécanisme de chargement de l'épaule combiné à un décalage de pare-brise  $d_w$  important empêche le choc de la tête sur le pare-brise. La valeur du HIC est alors très faible.

#### 9.3.2 Géométrie et piéton H50

Pour le piéton H50, il n'y a pas de relation claire entre un paramètre géométrique isolé et les critères de blessure. Toutefois, on note une influence croisée du décalage du pare-brise  $d_w$  et de la hauteur du pare-brise  $h_w$  sur le HIC (voir figure 9.5). La valeur du HIC augmente avec le décalage du pare-brise

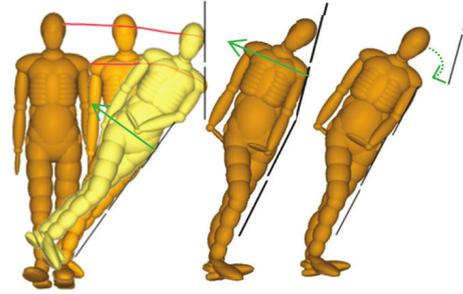


FIGURE 9.3 – Cinématique du choc entre le piéton et la face avant du tramway : (g.) rotation du tronc et augmentation de la vitesse d'impact de la tête; (c.) chargement de l'épaule et du tronc; (d.) chargement de l'épaule et du tronc, sans choc de la tête sur le pare-brise.

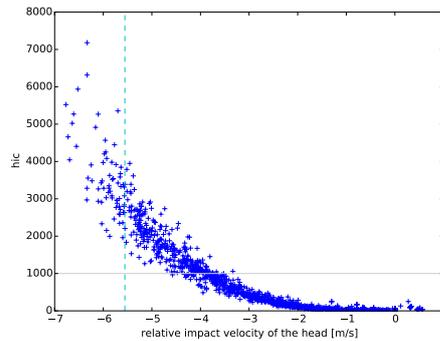


FIGURE 9.4 – HIC en fonction de la vitesse d'impact de la tête (la ligne verticale indique la vitesse de circulation du tramway de  $20 \text{ km h}^{-1}$ )

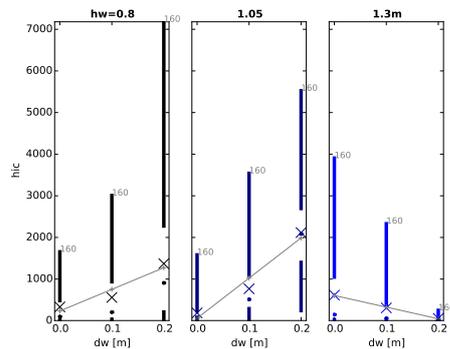


FIGURE 9.5 – HIC du piéton H50 en fonction du décalage du pare-brise  $d_w$  pour les trois valeurs de la hauteur de pare-brise  $h_w$  (choc à  $20 \text{ km h}^{-1}$ )

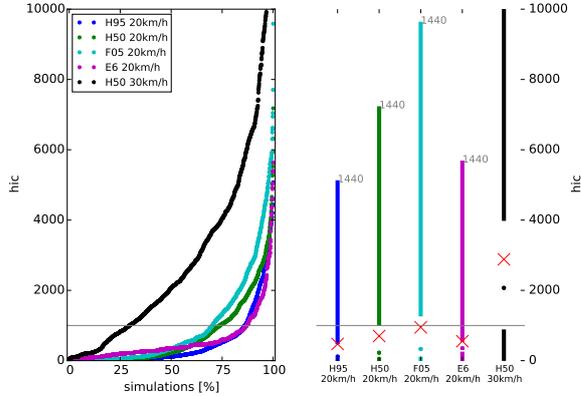


FIGURE 9.6 – Distributions cumulées des valeurs de HIC pour les différents piétons percutant le tramway

pour les hauteurs de pare-brise de 0.8 m et 1.05 m. En revanche, pour la hauteur de pare-brise de 1.3 m la tendance est inversé : plus le décalage augmente, plus le HIC diminue. Cette tendance est en lien avec les explications cinématiques précédentes.

### 9.3.3 Taille du piéton

La distribution cumulée des valeurs de HIC pour toutes les géométries simulées est donnée pour chaque piéton dans la figure 9.6. À  $20 \text{ km h}^{-1}$  la valeur médiane du HIC est inférieure au seuil critique<sup>1</sup> de 1000 pour tous les piétons. En revanche, à  $30 \text{ km h}^{-1}$  pour le piéton H50 seul le premier quartile Q1 des simulations conduit à un HIC inférieur à 1000.

### 9.3.4 Classification pour les blessures à la tête

On a vu une influence croisée de la hauteur de pare-brise  $h_w$  et du décalage du pare-brise  $d_w$  (voir §9.3.2 et figure 9.5) pour le piéton H50 ainsi qu'une influence de la taille du piéton (§9.3.3). C'est pourquoi ces trois paramètres sont réunis dans le tableau 9.1 pour indiquer la proportion de configurations géométriques conduisant à un HIC inférieur à 1000. En fonction de ces trois paramètres, la propor-

1. Seuil correspondant à un risque de 15% de subir une blessure de gravité 4+ sur l'échelle AIS (*Abbreviated Injury Scale*), choisi d'après [118]

Vitesse (km/h)	Piéton (-)	Hauteur $h_w$ (m)	Décalage $d_w$ (m)		
			0	0.1	0.2
20	E6	1.30	100	100	100
		1.05	84	100	100
		0.80	66	54	89
20	F05	1.30	73	100	100
		1.05	75	61	85
		0.80	73	52	14
20	H50	1.30	74	89	100
		1.25		80	99
		1.20		76	88
		1.15		73	74
		1.10		74	28
		1.05	98	71	15
		0.80	87	77	53
20	H95	1.30	93	80	79
		1.05	100	88	41
		0.80	100	99	96
30	H50	1.30	42	43	73
		1.05	34	13	0
		0.80	22	21	18

TABLE 9.1 – Pourcentage des géométries conduisant à un HIC inférieur à 1000 en fonction du décalage du pare-brise  $d_w$  et de la hauteur de fin de carénage  $h_w$

tion de configuration conduisant à un HIC inférieur à 1000 varie de 0% à 100%. Une hauteur de pare-brise de 1.3 m est globalement plus favorable. On retrouve l'effet croisé entre  $h_w$  et  $d_w$  pour le piéton H50.

Le tableau 9.1 illustre bien la difficulté de définir une face avant de tramway adaptée à toutes les tailles de piéton. En effet, il n'existe pas de configuration géométrique ( $h_w, d_w$ ) qui conduise à limiter les blessures pour toutes les tailles de piéton.

Enfin, l'effet de l'augmentation de la vitesse de circulation du tramway est clairement délétère pour le piéton H50. On peut supposer que cette tendance est identique pour les autres tailles de piétons.

### 9.3.5 Distance de projection latérale

La distance de projection latérale du centre de gravité du piéton  $d_y$  varie de 0 m à 1.6 m pour le piéton H50 à  $20 \text{ km h}^{-1}$ . La valeur médiane de  $d_y$  est 0.34 m tandis que la tête n'est pas située entre le tramway et le centre de gravité du piéton dans 75% des cas, ce qui est préférable vis-à-vis du risque d'écrasement.

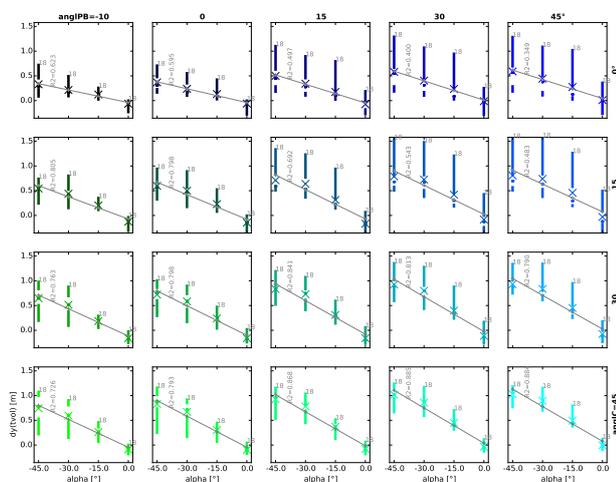


FIGURE 9.7 – Déviation latérale du piéton H50 à  $20 \text{ km h}^{-1}$  en fonction des angles de la face avant du tramway

La projection latérale est souvent relativement limitée. Ainsi dans de nombreux cas où l'impact piéton ne survient pas au coin de la face avant du tramway, la déviation ne serait pas suffisante pour dévier le piéton en dehors de la trajectoire du tramway. Malgré la forte dispersion des résultats, la déviation latérale est corrélée à l'angle d'inclinaison général de la face avant en vue de dessus  $\alpha$  et le coefficient de corrélation augmente avec l'angle de carénage  $\beta_f$  (voir figure 9.7).

## 9.4 Conclusion

Les travaux présentés dans ce chapitre avaient pour but d'étudier le lien entre la géométrie de la face avant du tramway et les critères de blessure du piéton percuté par ce tramway. Une première étape consistait à paramétrer la géométrie de la face avant (angles et dimensions).

La chose n'était pas aisée pour plusieurs raisons. La première difficulté, et c'est aussi une des limites de l'étude, tient dans la description de la géométrie possible de la face avant du tramway à l'aide d'un petit nombre de paramètres représentatif des faces avant existantes et plausibles. La seconde difficulté réside dans la difficulté à dégager des tendances du fait du comportement très différent en fonction du piéton percuté, qui va de l'enfant de 6 ans à

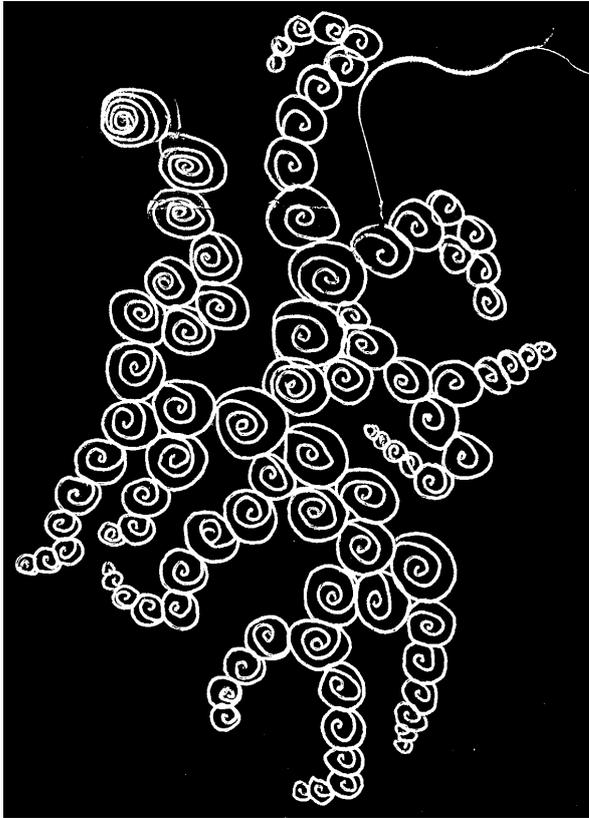


FIGURE 9.8 – Évolution de la face avant du tramway lyonnais (nouveau design à gauche). Source Alstom, 2020

l'homme 95<sup>e</sup> percentile. C'est pourquoi nous avons proposé une classification permettant d'éliminer les combinaisons géométriques conduisant à trop de blessures à la tête.

On note toutefois que l'augmentation de la vitesse de circulation de  $20 \text{ km h}^{-1}$  à  $30 \text{ km h}^{-1}$  pour le piéton H50 augmente fortement les critères de blessure. C'est pourquoi une diminution de la raideur du pare-brise, dont la solidité répond à des normes ferroviaires, serait plus efficace que la modification de la géométrie sur la réduction des blessures à la tête.

À la suite de ces travaux, le STRMTG a rédigé un référentiel technique sur la face avant des tramways [82]. Ce guide définit un certain nombre de critères géométriques à respecter pour les faces avant des tramways. Il a conduit notamment le constructeur Alstom à modifier le design de la face avant des nouveaux tramways livrés à Lyon (voir figure 9.8)



# Chapitre 10

## Bilan et perspectives

### 10.1 Bilan

J'ai rassemblé dans cette deuxième partie les travaux portant sur la mécanique des chocs à l'échelle des structures, avec pour fil conducteur la prise en compte des incertitudes et l'analyse globale de sensibilité, qui permet de déterminer les paramètres les plus influents sur la variabilité de la réponse de la structure.

Les trois premiers chapitres (6, 7 et 8) traitent en grande partie de travaux réalisés dans le cadre de thèses que j'ai co-encadrées. Le chapitre 9 est en lien avec un projet réalisé pour le STRMTG (voir aussi §11.4.1)

Les travaux sur les méthodes de propagation des incertitudes en mécanique des chocs avec la thèse de BHATTACHARYYA [18] (chapitre 6) ont permis de réaliser des avancées, notamment avec la méthode POD-PCE. Il reste toutefois des limites dans le cas de sorties non régulières, comme les forces de contact, qui sont difficilement décrites par le métamodèle proposé.

Les chapitres 7 et 8 portaient sur les dispositifs de retenue routiers. L'application des méthodes d'analyse globale de sensibilité à ces dispositifs a permis d'étudier :

- les paramètres géométriques et matériaux influents sur les performances des barrières véhicules en acier dans le cas de la simulation d'un essai de type TB32 (travaux de thèse de QIAN [147], chapitre 7) ;
- la sensibilité, vis-à-vis des conditions de choc, des critères de blessure d'un motard percutant un écran motard après une chute dans un virage (travaux de thèse de PENG [141], chapitre 8).

Dans les deux cas, du fait du temps calcul important des modèles numériques éléments finis de crash, la méthode d'analyse globale de sensibilité de Morris s'est révélée utile et a permis de dégager les paramètres les plus influents avec un nombre raisonnable de simulations.

Enfin, le chapitre 9 présente les résultats d'une étude sur l'influence de la géométrie de la face avant d'un tramway sur les critères de blessures d'un piéton percuté par le tramway. La difficulté de cette étude résidait dans l'analyse des résultats du plan d'expérience complet réalisé. En effet, les sorties observées (blessures) étaient non-linéaires en fonction des paramètres d'entrée (géométrie) et de plus dépendaient fortement de la taille du piéton percuté. C'est pourquoi nous avons tenté d'établir une classification, à partir des taux de blessure, des valeurs de ces paramètres géométriques.

### 10.2 Perspectives

Je vais poursuivre les travaux sur la propagation des incertitudes dans les simulations de dynamique rapide, à la fois sur les métamodèles mais aussi sur la représentation graphique des résultats. En effet, je pense que l'on peut améliorer la visualisation des sorties temporelles incertaines du modèle et faire mieux que tracer uniquement moyenne et écart-type en fonction du temps, surtout si les distributions sont éloignées de la distribution normale.

Je vais également poursuivre les travaux sur les dispositifs de retenue de route. Il reste, sur ce sujet, un certain nombre de questions ouvertes :

Quelle est l'influence du modèle de véhicule, pour un essai de choc donné (par exemple TB11 ou TB32), sur les performances mesurées de la barrière ? L'idéal

serait de tester plusieurs fois la même barrière avec des modèles de véhicules différents pour un type d'essai de choc donné, on imagine bien le coût très important d'une telle étude expérimentale. La difficulté d'une étude via simulation numérique est que cette dernière repose sur des modèles numériques de véhicules, or les modèles numériques disponibles sont peu nombreux et la validation de ces modèles de véhicules est un point crucial qui nécessite des données expérimentales.

Est-ce que l'évaluation d'une barrière à l'aide d'un essai de choc unique (un seul angle, une seule vitesse, un seul point d'impact) est suffisant pour caractériser le comportement de la barrière ? Actuellement, à l'aide de la simulation numérique il est possible d'évaluer plusieurs points d'impact, toutefois la variation de la vitesse et de l'angle d'impact n'est pas considérée. Plus généralement, il serait intéressant de voir quel plan d'expérience serait nécessaire dans un contexte d'évaluation robuste des performances des dispositifs de retenue de route vis-à-vis des conditions de choc ; la difficulté étant toutefois de définir une procédure qui s'appliquerait à tous les types ou designs de barrières. Les conditions d'implantation de la barrière (principalement le sol dans le cas des barrières avec supports métalliques battus dans le sol) ont également une influence sur les performances de la barrière.

Troisième partie

Curriculum vitae et production  
scientifique



# Chapitre 11

## Curriculum vitae étendu

Le présent chapitre reprend la trame des dossiers d'évaluation de la COMEVAL (commission d'évaluation des chercheurs du développement durable). La figure 11.1 résume mon parcours de manière graphique.

### 11.1 Diplômes, titres, déroulement de carrière

#### 11.1.1 Diplômes et titres universitaires

**Ingénieur** de l'École Centrale de Lyon. Diplôme obtenu le 16 octobre 2008

**Master en mécanique** MEGA de l'École Centrale de Lyon. Diplôme obtenu en septembre 2008

Stage de master à l'INRETS, Lyon, France (Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité)

« *Étude de la stabilité d'un système disque-plots en contact frottant par synthèse modale* »

Dirigé par le Dr O. CHIELLO (INRETS, LTE), Prof. J.-J. SINOU (ECL, LTDS) et Dr X. LORANG (SNCF, Paris)

**Doctorat en Mécanique** délivré par l'École Centrale de Lyon, école doctorale MEGA. Soutenu le 5 décembre 2011

Thèse réalisée à l'École Centrale de Lyon, France, au LTDS (Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR CNRS 5513) et en collaboration avec EADS Astrium

« *Contrôle des vibrations de charge utile sur lanceur spatial* »

Dirigé par le Prof. L. JÉZÉQUEL (ECL, LTDS), Dr S. BESSET (ECL, LTDS) et Dr B. TROCLET (EADS, Paris)

**Naissance!** 1985...

#### 11.1.2 Formations complémentaires.

1. *International course on Verification and Validation of Structural Dynamics Models*, cours de 2 jours organisé conjointement par Los Alamos Dynamics, L.L.C. et le Department of Mechanical Engineering, Katholieke Universiteit Leuven (Belgique), 20-21 septembre 2012 ;
2. École-chercheurs *Analyse de sensibilité, métamodélisation et optimisation de modèles complexes*, cours de 5 jours organisé par FormaSciences de l'INRA à l'initiative du réseau MEXICO, La Rochelle (France), 26-30 mars 2018.
3. École thématique CNRS *Modeling and Numerical Methods for Uncertainty Quantification (MN-MUQ2019)*, Porquerolles (France), 2-6 septembre 2019 ;

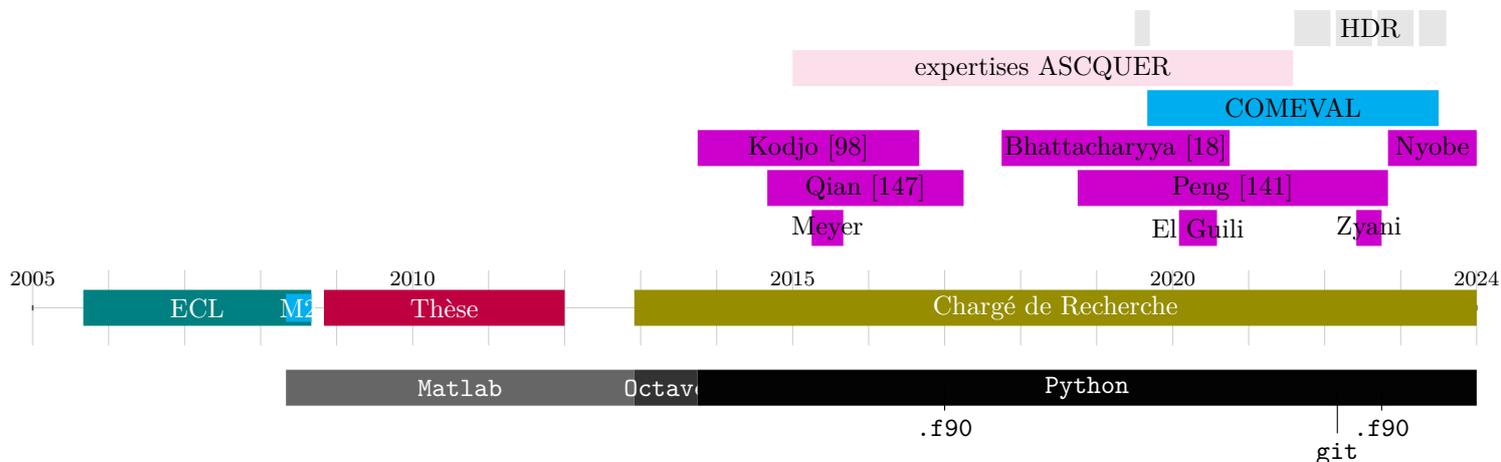


FIGURE 11.1 – Frise chronologique synthétique de carrière. **Encadrements** : voir §11.3.2; **COMEVAL** : voir §11.5.2; **ASCQUER** : voir §11.4.2

4. Formation LS-DYNA par DynaS+, deux jours, novembre 2019;
5. Formation *Prise de parole sensible : savoir communiquer avec des publics exigeants sur des sujets potentiellement sensibles*, Bron, 5 et 6 octobre 2020;
6. Formation *Les logiciels de la recherche et leurs licences : trois visions sur un objet*, donnée par Teresa Gomez-Diaz, en visioconférence, 10 et 31 mai 2022.
7. Formation *Introduction unifiée à LS-DYNA. Solveurs explicite et implicite* par DynaS+, 4 jours, 22-25 mai 2023.

### 11.1.3 Déroutement de carrière.

**Post-doctorat** à l'École Centrale de Lyon, France, au LTDS

« *Contrôle semi-actif de dissipateur frottant* »

de janvier à juin 2012, sous la direction de L. JÉZÉQUEL

Mots-clés : dynamique, contrôle semi-actif, frottement, non linéaire.

**Post-doctorat** à l'École Centrale de Lyon, France, au LTDS

« *Application de la méthode énergétique simplifiée au couplage de deux plaques* »

de septembre à novembre 2012, sous la direction de S. BESSET

Mots-clés : vibro-acoustique, méthode énergétique simplifiée

**Situation actuelle** : depuis décembre 2012, chargé de recherche du développement durable au sein de l'équipe Mécanique et comportement au choc des structures, au Laboratoire de Biomécanique et Mécanique des Chocs UMR\_T9406 (LBMC), dans le département Transport, Santé, Sécurité (TS2) de l'Institut Français des Sciences et Technologies des Transports, de l'Aménagement et des Réseaux (Ifsttar).

Suite à la réorganisation du laboratoire en 2019, je suis maintenant rattaché, au sein du LBMC, au thème 1 « faciliter les déplacements » et à l'axe « confort et sécurité des véhicules ». L'Ifsttar a intégré l'Université Gustave Eiffel en 2020.

## 11.2 Production scientifique

Le tableau 11.1 fait la synthèse de la liste détaillée de publications figurant dans le chapitre 12.

	Code	Nbre total	Master et Thèse
Article dans revue à comité de lecture répertoriée dans les BDI JCR, Scopus, ERIH, HCERES	ACL	18†	3
Article dans revue à comité de lecture non répertoriée dans les BDI JCR, Scopus, ERIH, AEREL	ACLN	1	-
Article dans revue sans comité de lecture	ASCL	-	-
Direction d'ouvrage	DO	-	-
Ouvrage scientifique ou chapitre	OS	-	-
Conférence invitée dans un congrès international ou national (INV) <sup>2</sup>	INV	-	-
Communication avec actes dans un congrès international	ACTI	7	2
Communication avec actes dans un congrès national	ACTN	5	1
Communication orale sans actes dans un congrès international ou national	COM	3	-
Communication par affiche dans un congrès international ou national	AFF	-	-
Rapport de recherche	RAPP	3	-
Rapport d'expertise	RAPP-EX	65*	-
Ouvrage de vulgarisation ou chapitre	OV	-	-

<sup>1</sup> Y compris les soumises.

<sup>2</sup> Il s'agit de conférences invitées au sens de frais d'inscription et de voyages offerts, ou de conférences (semi)plénières.

\* Rapports courts (de 2 à 4 pages) rédigés dans le cadre des expertises de simulations numériques de raccordements de dispositifs de retenue de route (voir § 11.4.2);

† Je n'ai pas compté les correctifs (voir chapitre 12, errata).

TABLE 11.1 – Tableau récapitulatif des publications et autres productions

## 11.3 Enseignement et formation à la recherche

### 11.3.1 Enseignement

- 2016, 2017, 2018, 2019 : Master 2 biomécanique, Université Claude Bernard Lyon 1, UE Méthodologie de Recherche, CM/TD intitulé « calcul d'incertitudes : propagation d'incertitudes, analyse de sensibilité, incertitudes de mesure », 4 h/an ;
- depuis 2013 : Master 1 Génie Civil, Université Claude Bernard Lyon 1, TP de vibration des structures, 28 h/an (à l'exception de l'année scolaire 2021-2022).

### 11.3.2 Encadrement

#### Thèses soutenues

1. Co-encadrement, avec les professeurs M. Massenzio et S. Ronel, de la thèse de **Vidjannagni Kodjo** soutenue le 02 septembre 2016 : *Évaluation et modélisation des dispositifs de retenue pour motards*, réalisée au sein de l'Université Claude Bernard Lyon 1, ED MEGA, TE<sup>1</sup> : 1/3 ;
2. Co-encadrement, avec les professeurs M. Ichchou et M. Massenzio, de la thèse de **Gengjian Qian** soutenue le 05 avril 2017 : *Sensitivity and robustness in industrial engineering – methodologies and applications to crash tests*, réalisée au sein de l'Université Claude Bernard Lyon 1, ED MEGA, TE : 1/3 ;
3. Co-encadrement, avec le professeur E. Jacquelin, de la thèse de **Biswarup Bhattacharyya** soutenue le 23 juillet 2020 : *Quantification et propagation de l'incertitude en dynamique rapide : application au problème du crash*, réalisée au sein de l'Université Claude Bernard Lyon 1, ED MEGA, TE : 1/2.
4. Co-encadrement, avec le professeur M. Massenzio, de la thèse de **Li Peng** soutenue le 13 octobre 2022 : *Analyse de sensibilité et caractérisation robuste des écrans motards*, réalisée au sein de l'Université Claude Bernard Lyon 1, ED MEGA, TE : 1/2.

#### Thèse en cours

1. Co-encadrement, avec le professeur E. Jacquelin et A. Mercier, de la thèse de **Charly Nyobe**, depuis novembre 2022 : *Contribution à l'élaboration de dispositifs de retenue de route entièrement ou partiellement en bois*, Université Claude Bernard Lyon 1, ED MEGA, TE : 1/3. [Contrat doctoral de l'Université Gustave Eiffel]

#### Conseil scientifique et technique de doctorants

1. **Nahime Al Abiad**, *Identification de biomarqueurs de risque de chute à partir de la marche de la vie quotidienne à l'aide de capteurs inertiels non dédiés*, soutenue le 25 novembre 2022, <https://www.theses.fr/s233213> : optimisation du code de traitement des données pour réduire le temps de calcul ;
2. **Marc Gardegaront**, *Évaluation in vivo du risque de fracture de fémurs métastatiques*, soutenance en octobre 2023 : analyse globale de sensibilité de modèles éléments finis de fracture ;
3. **Jules Ronné**, *Compréhension de l'interaction cycliste-vélo dans le cadre de l'amélioration du contrôle des bi-porteurs urbains*, soutenance prévue fin 2024 : analyse globale de sensibilité de modèles de vélo.

---

1. Taux d'encadrement

**Thèse manquée** En juin 2015, suite à une audition réussie, l'étudiant Zihan Shen a obtenu un contrat doctoral Ifsttar sur le sujet : *Quantification des incertitudes en dynamique rapide*, dirigé par le professeur E. Jacquelin. Malheureusement, l'étudiant n'a pas accepté la bourse et est parti faire une thèse dans un autre laboratoire. C'est deux ans plus tard que le sujet trouvera un nouveau candidat (Biswarup Bhattacharyya)

### Master

1. Co-encadrement avec M.-C. Chevalier du stage de master 2 (Université de Strasbourg) de **Florian Meyer** : *Étude d'impact entre piéton et tramway*, d'avril à août 2015, TE : 1/2.
2. Co-encadrement avec M. Massenzio de stage de master 2 (Université de Strasbourg) de **Ihab El Guili** : *Modélisation numérique d'un casque motard et critères de blessures motard*, de février à juillet 2020, TE 1/2.
3. Encadrement du stage de master 1 (ENSEIRB-MATMECA - Bordeaux INP) de **Dina Zhyani** : *Calcul des courbes de dispersion pour la propagation d'ondes dans les barres de section elliptiques*, de juin à septembre 2022, TE 100%.

### Post-doctorante

1. **Marine Dorsemaine**, à partir du 08 janvier 2024, dans le cadre du projet VISTA (voir §11.4.1)

### 11.3.3 Participation à des jurys et à des instances ou comités en lien avec l'enseignement ou la recherche

- 07/2023 : Comité de Suivi Individuel (CSI) de la thèse de Thibault Charlottin (ORCID).

## 11.4 Activités d'expertise, de valorisation et de transfert

### 11.4.1 Contrats de recherche et contrats industriels

- Contrat de recherche avec le Service Technique des Remontées Mécaniques et Transports Guidés (STRMTG) portant sur une étude paramétrique du choc piéton-tramway, de février 2015 à avril 2016, pour un montant de 44 k€. Participant.
- Participation aux jurys d'expertise de l'ASCQUER (voir aussi §11.4.2), pour un montant de 1500 € par réunion du jury. Nous avons mené en parallèle une réflexion sur l'amélioration du contrôle et de la vérification des simulations numériques de dynamique rapide qui sont présentées lors des évaluations en comité.
- 11/12/2018–10/01/2022 : Contrat de collaboration de recherche « DSR écran motard » avec la Délégation à la sécurité routière (DSR, Ministère de l'intérieur). Appel à projet DSR 2018. 90k €. Participant. *Financement des essais de choc pour la thèse de Li Peng.*
- 10/2023- 2026 : Projet VISTA « Vitesse et Sévérité des Traumatismes dans les Accidents de la route », appel à projets d'études et de recherche 2023-2026 de la Délégation à la Sécurité Routière. 290k €. Participant. Projet piloté par le Laboratoire de Biomécanique Appliquée.
- 11/2023 : Projet REGAM2 « Évaluation des interactions entre motocycliste, airbag et barrière de sécurité », appel à projet DSR. 90k €. Participant. *Un post-doctorant est en cours de recrutement.*
- 2024 : Projet TrueKneeMov « Artefact-free knee joint movement assessment using motion capture », appel à projet PRCI<sup>2</sup> ANR-NSTC, porté par Raphaël Dumas (LBMC) et Tung-Wu Lu (Taiwan). 240k €. Participant.

---

2. Projets de recherche collaborative – international

### 11.4.2 Activités d'expertise et de conseil

- Expert depuis décembre 2014 auprès de l'ASCQUER (ASsociation pour la Certification et la Qualification des Équipements de la Route) dans le cadre de la vérification des simulations numériques de crash-test pour la certification des raccordements de dispositifs de retenue de route. Sur la période 2014-2021 (7 ans) :
  - 27 jurys (22 journées, 5 demi-journées, un peu moins de 4 jurys/an) ;
  - 65 dossiers expertisés (environ 9 dossiers/an) ;
  - un rapport d'expertise de 2 à 4 pages par dossier examiné.
- 2023-09 : expertise scientifique d'une candidature Cifre pour l'ANRT

## 11.5 Activités d'administration et d'animation de la recherche

### 11.5.1 Direction de laboratoire ou d'équipes, gestion de personnel et gestion de moyens d'essais

Responsabilités :

- 2013-2019 : responsable du banc d'essai Barres de Hopkinson ;
- depuis 2020, responsable scientifique de la Plateforme d'essai en dynamique des structures

### 11.5.2 Participation à des instances en lien avec la vie des corps de chercheurs, des établissements

- Depuis 07/2015 : représentant du collège des chercheurs au sein du conseil de laboratoire du LBMC (4 réunions par an).
- 09/2019–07/2023 : membre élu titulaire de la COMEVAL (commission d'évaluation des chercheurs du développement durable [4]) :
  - 2019/11 : promotions CRHC, rapporteur de 3 dossiers ;
  - 2020/03 : évaluations légères, rapporteur de 4 dossiers ;
  - 2020/03 : évaluations lourdes, rapporteur de 2 dossiers ;
  - 2020/09 : concours CRCN06, rapporteur de 5 dossiers, +auditions.
  - 2021/01 : promotions CRHC, rapporteur de 4 dossiers ;
  - 2021/02 : évaluations lourdes, rapporteur de 4 dossiers, +4 entretiens ;
  - 2021/05 : concours CR08, rapporteur de 5 dossiers, +auditions ;
  - 2021/11 : promotions CRHC, rapporteur de 4 dossiers ;
  - 2021/11 : titularisation CR, rapporteur d'un dossier ;
  - 2022/02 : évaluations, rapporteur de 5 dossiers ;
  - 2022/06 : titularisation CR, rapporteur de 3 dossiers ;
  - 2023/02 : évaluations, rapporteur de 4 dossiers, +3 entretiens.
- 05/2023 : membre du comité de sélection pour un concours de maîtresse de conférence à l'IUT Lyon 1 et au LBMC. Rapporteur de 2 dossiers, auditions.

## 11.6 Rayonnement scientifique et diffusion de l'information et de la culture scientifique

### 11.6.1 Participation à des réseaux de recherche

- depuis 2013 : membre de l'Association Française de Mécanique (AFM) et du Groupe Scientifique et Technique "Mécanique et Incertain" (GST-MI). À ce titre, présence à la

## 11.6. RAYONNEMENT SCIENTIFIQUE ET DIFFUSION DE L'INFORMATION ET DE LA CULTURE SCIENTIFIQUES

- *Journée de la conception robuste et fiable, approches universitaires et industrielles. Troisième édition.* Organisée par le GST-MI de l'AFM. ENSAM Paris, France, 10 mai 2016 ;
- *Journées de la conception robuste et fiable, approches universitaires et industrielles. Quatrième édition.* Organisée par le GST-MI de l'AFM. SIGMA Clermont-Ferrand, France, 10 et 11 mai 2017 ;
- *Journées de la conception robuste et fiable, approches universitaires et industrielles. Huitième édition.* Organisée par le GST-MI de l'AFM. En visioconférence. 21 octobre 2021.
- depuis 2016 : réseau de recherche MEXICO : Méthodes pour l'EXploration Informatique des modèles COMplexes. À ce titre, participation aux :
  - Rencontres Mexico-MascotNum (optimisation et l'analyse de sensibilité pour des modèles complexes), 23-24 novembre 2016, IFREMER Nantes, France ;
  - Rencontres du réseau MEXICO 2018 (optimisation, analyse de sensibilité et exploration de sorties de modèles), 12-13 novembre 2018, INRIA Bordeaux, France ;
  - MASCOT-NUM Annual Conference, 18-20 mars 2019, IFPEN, Rueil-Malmaison, France ;
  - Rencontres Mexico 2021, 29 et 30 novembre 2021, en visioconférence ;
  - Rencontres Mexico 2023, 04 et 05 décembre 2023, AgroParisTech - INRAE - Campus Agro Paris-Saclay, Palaiseau, France.
- présence aux conférences :
  - *2nd International Symposium on Uncertainty Quantification and Stochastic Modeling (Uncertainties 2014)*, Rouen, France, 23-27 juin 2014 ;
  - *6th edition of the International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics (USD2016)*. Leuven, Belgique, 19-21 septembre 2016 ;
  - *23ème édition du Congrès Français de Mécanique (CFM 2017)*, 28 août au 1 septembre 2017, Lille, France ;
  - *Uncertainty Quantification in Computational Geosciences symposium* (lien), 15-17 janvier 2018, BRGM, Orléans, France.
- divers :
  - GDR Mecafib, Variability in fibrous media. 26-27 mars 2019, Lyon ;
  - *Journée reproductibilité de la recherche*, organisée par la Société Informatique de France, en visioconférence, 10 mai 2021.

### 11.6.2 Participation à des comités éditoriaux et expertise d'articles

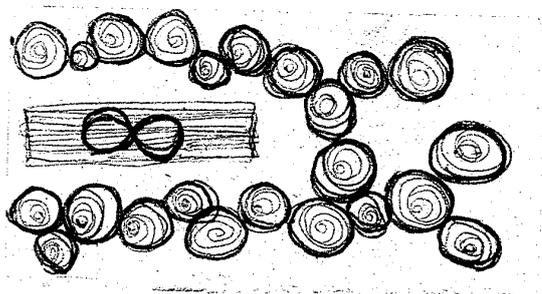
Expertise d'articles :

- R01 ?
- 2011, un article, Journal of Sound and Vibration (JSV) ;
- 2014, un article, Journal of Sound and Vibration (JSV)
- 2018, un article, SAE International Journal of Transportation Safety (JTS) ;
- 2019, un article, International Journal of Solids and Structures (IJSS) ;
- 2020, deux articles, IEEE Transactions on Instrumentation & Measurement (TIM) ;
- 2021, un article, International Journal of Solids and Structures (IJSS) ;
- 2022, un article, Journal of Open Source Software (JOSS) ;
- 2023, un article, Journal of Sound and Vibration (JSV).

### 11.6.3 Organisation de colloques, séminaires, écoles

Dans le cadre du séminaire résidentiel 2023 du LBMC (19-21 juin, à Bagnols [Rhône]), préparation et animation de deux ateliers :

- Code, Documentation et Partage ;
- Figures et Visualisation de données.



# Chapitre 12

## Production scientifique

Ce chapitre fournit la liste détaillée de ma production scientifique synthétisée par le tableau 11.1.

### 12.1 ACL

- [ACL1] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « Stochastic analysis of a crash box under impact loading by an adaptive POD-PCE model ». en. In : *Structural and Multidisciplinary Optimization* 65.8 (août 2022), p. 229. DOI : 10.1007/s00158-022-03299-6.
- [ACL2] D. BRIZARD et E. JACQUELIN. « Polynomial mode approximations for longitudinal wave dispersion in solid and hollow circular cylinders ». en. In : *Journal of Sound and Vibration* 523 (avr. 2022), p. 116698. DOI : 10.1016/j.jsv.2021.116698.
- [ACL3] L. PENG, D. BRIZARD et M. MASSENZIO. « Impact conditions of motorcyclists on road protection systems by numerical simulation ». en. In : *Structural Engineering and Mechanics, An International Journal* 82.2 (avr. 2022), p. 12. DOI : 10.12989/sem.2022.82.2.233.
- [ACL4] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « Uncertainty Quantification of Stochastic Impact Dynamic Oscillator Using a Proper Orthogonal Decomposition-Polynomial Chaos Expansion Technique ». en. In : *Journal of Vibration and Acoustics* 142.6 (déc. 2020), p. 061013. DOI : 10.1115/1.4047359.
- [ACL5] B. BHATTACHARYYA, JACQUELIN E. et D. BRIZARD. « A Kriging-NARX Model for Uncertainty Quantification of Nonlinear Stochastic Dynamical Systems in Time Domain ». In : *Journal of Engineering Mechanics* 146.7 (juill. 2020). Publisher: American Society of Civil Engineers, p. 04020070. DOI : 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0001792.
- [ACL6] D. BRIZARD. « An Impact Test to Determine the Wave Speed in SHPB: Measurement and Uncertainty ». en. In : *Journal of Dynamic Behavior of Materials* 6.1 (mars 2020), p. 45-52. DOI : 10.1007/s40870-019-00226-7.
- [ACL7] JACQUELIN ERIC, BRIZARD DENIS, ADHIKARI SONDIPON et FRISWELL MICHAEL IAN. « Time-Domain Response of Damped Stochastic Multiple-Degree-of-Freedom Systems ». In : *Journal of Engineering Mechanics* 146.1 (jan. 2020), p. 06019005. DOI : 10.1061/(ASCE)EM.1943-7889.0001705.
- [ACL8] D. BRIZARD, E. JACQUELIN et S. RONEL. « Polynomial mode approximation for longitudinal wave dispersion in circular rods ». In : *Journal of Sound and Vibration* 439 (jan. 2019), p. 388-397. DOI : 10.1016/j.jsv.2018.09.062.

- [ACL9] M.-C. CHEVALIER, D. BRIZARD et P. BEILLAS. « Study of the possible relationships between tramway front-end geometry and pedestrian injury risk ». In : *Traffic Injury Prevention* 20.1 (jan. 2019), p. 107-113. DOI : 10.1080/15389588.2018.1536823.
- [ACL10] E. JACQUELIN, N. BALDANZINI, B. BHATTACHARYYA, D. BRIZARD et M. PIERINI. « Random dynamical system in time domain: A POD-PC model ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 133 (nov. 2019), p. 106251. DOI : 10.1016/j.ymssp.2019.106251.
- [ACL11] E. JACQUELIN, D. BRIZARD et R. DUMAS. « A screening method to analyse the sensitivity of a lower limb multibody kinematic model ». In : *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering* 22.10 (2019), p. 925-935. DOI : 10.1080/10255842.2019.1604950.
- [ACL12] G. QIAN, M. MASSENZIO, D. BRIZARD et M. ICHCHOU. « Sensitivity analysis of complex engineering systems: Approaches study and their application to vehicle restraint system crash simulation ». en. In : *Reliability Engineering & System Safety*. Sensitivity Analysis of Model Output 187 (juill. 2019), p. 110-118. DOI : 10.1016/j.ress.2018.07.027.
- [ACL13] D. BRIZARD et E. JACQUELIN. « Uncertainty quantification and global sensitivity analysis of longitudinal wave propagation in circular bars. Application to SHPB device ». In : *International Journal of Solids and Structures* 134 (mars 2018), p. 264-271. DOI : 10.1016/j.ijsolstr.2017.11.005.
- [ACL14] D. BRIZARD, S. RONEL et E. JACQUELIN. « Estimating Measurement Uncertainty on Stress-Strain Curves from SHPB ». en. In : *Experimental Mechanics* 57.5 (juin 2017), p. 735-742. DOI : 10.1007/s11340-017-0260-8.
- [ACL15] Y. ZHU, F. BERMOND, J. PAYEN DE LA GARANDERIE, J.-B. PIALAT, B. SANDOZ, D. BRIZARD, J.-P. PRACROS, F. RONGIERAS, W. SKALLI et D. MITTON. « In Vivo Assessment of Elasticity of Child Rib Cortical Bone Using Quantitative Computed Tomography ». en. In : *Applied Bionics and Biomechanics* (2017), p. 9. DOI : 10.1155/2017/2471368.
- [ACL16] D. BRIZARD, S. BESSET, L. JÉZÉQUEL et B. TROCLET. « Design and test of a friction damper to reduce engine vibrations on a space launcher ». en. In : *Archive of Applied Mechanics* 83.5 (mai 2013), p. 799-815. DOI : 10.1007/s00419-012-0718-1.
- [ACL17] D. BRIZARD, S. BESSET, L. JÉZÉQUEL et B. TROCLET. « Determinantal method for locally modified structures. Application to the vibration damping of a space launcher ». en. In : *Computational Mechanics* 50.5 (nov. 2012), p. 631-644. DOI : 10.1007/s00466-012-0695-9.
- [ACL18] D. BRIZARD, O. CHIELLO, J.-J. SINOU et X. LORANG. « Performances of some reduced bases for the stability analysis of a disc/pads system in sliding contact ». In : *Journal of Sound and Vibration* 330.4 (fév. 2011), p. 703-720. DOI : 10.1016/j.jsv.2010.09.003.

## 12.2 Errata

Des fois il y a des ratés...

- [Errata1] D. BRIZARD et E. JACQUELIN. « Corrigendum to ‘Polynomial mode approximations for longitudinal wave dispersion in solid and hollow circular cylinders’ [Journal of Sound and Vibration 523(2022) 116698] ». en. In : *Journal of Sound and Vibration* 537 (oct. 2022), p. 117191. DOI : 10.1016/j.jsv.2022.117191.
- [Errata2] D. BRIZARD, S. RONEL et E. JACQUELIN. « Correction to: Estimating Measurement Uncertainty on Stress-Strain Curves from SHPB ». en. In : *Experimental Mechanics* 61.6 (juill. 2021), p. 1065-1065. DOI : 10.1007/s11340-021-00702-z.

- [Errata3] D. BRIZARD, S. RONEL et E. JACQUELIN. « Correction to : Estimating measurement uncertainty on stress-strain curves from SHPB ». en. In : *Experimental Mechanics* 60.8 (oct. 2020), p. 1175-1176. DOI : 10.1007/s11340-020-00617-1.

## 12.3 ACLN

- [ACLN1] D. BRIZARD. « elwaspatid: A Python package to compute space-time diagrams for the propagation of elastic waves in 1D rods ». en. In : *Journal of Open Source Software* 7.75 (juill. 2022), p. 4418. DOI : 10.21105/joss.04418.

## 12.4 ACTI

- [ACTI1] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « A Surrogate Approach for Stochastic Modeling of a Crash Box Under Impact Loading in the Time Domain ». en. In : *Advances in Nonlinear Dynamics*. Sous la dir. de W. LACARBONARA, B. BALACHANDRAN, M. J. LEAMY, J. MA, J. A. TENREIRO MACHADO et G. STEPAN. NODYCON Conference Proceedings Series. Cham : Springer International Publishing, 2022, p. 569-579. DOI : 10.1007/978-3-030-81170-9\_50.
- [ACTI2] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « Stochastic analysis of a crash box under impact loading by an adaptive POD-PCE model ». In : *Scnd International Nonlinear Dynamics Conference*. Universita Di Roma, Italy, fév. 2021.
- [ACTI3] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « Uncertainty quantification of nonlinear stochastic dynamic problem using a kriging-narx surrogate model ». en. In : *Uncertainty Quantification in Computational Sciences and Engineering*. Crete, Greece, juin 2019, p. 13.
- [ACTI4] D. BRIZARD. « Experimental measurement of value and associated uncertainty of wave speed in Hopkinson bars with an accurate and robust method ». In : *International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics USD*. Leuven, Belgium, sept. 2018.
- [ACTI5] V. KODJO, M. MASSENZIO, S. RONEL, D. BRIZARD et C. GOUBEL. « Design and assessing of motorcyclist vehicle restraint systems: numerical simulation and parametric study ». In : *1st International Conference of Impact Loading of Structures and Materials, ICILSM*. Turin, Italy, 2016.
- [ACTI6] D. BRIZARD, L. JÉZÉQUEL et B. TROCLET. « Comparison of fixed and free interface based double modal synthesis ». English. In : *17th International Congress on Sound and Vibration 2010, ICSV 2010*. T. 2. cited By 0; Conference of 17th International Congress on Sound and Vibration 2010, ICSV 2010 ; Conference Date: 18 July 2010 Through 22 July 2010; Conference Code:94521. Cairo, 2010, p. 1433-1442.
- [ACTI7] D. BRIZARD, L. JÉZÉQUEL et B. TROCLET. « Fixed interface based double modal synthesis for local damping optimization ». English. In : *Proceedings of ISMA 2010 - International Conference on Noise and Vibration Engineering, including USD 2010*. Sous la dir. de P. SAS et B. BERGEN. cited By 0; Conference of 24th International Conference on Noise and Vibration Engineering, ISMA 2010, in conjunction with the 3rd International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics, USD 2010 ; Conference Date: 20 September 2010 Through 22 September 2010; Conference Code:112823. Katholieke Universiteit Leuven, 2010, p. 3801-3813.

## 12.5 ACTN

- [ACTN1] L. PENG, M. MASSENZIO et D. BRIZARD. « Conditions d'impact du motard sur dispositifs de retenu routier - simulation numérique ». In : *Congrès National de la Recherche des Instituts Universitaires de Technologie*. Lyon, France, juin 2021.
- [ACTN2] L. PENG, D. BRIZARD et M. MASSENZIO. « Étude sur les conditions initiales d'impact du motard sur l'écran motard d'une glissière ». In : *Colloque COSMOS, COonnaissances Scientifiques sur les MOtocytes*. Ifsttar, Marne-la-Vallée, France, 2020.
- [ACTN3] G. QIAN, M. MASSENZIO, D. BRIZARD et M. ICHCHOU. « Multi-objective and non-deterministic optimization of vehicle restraint systems ». In : *23ème Congrès Français de Mécanique*. Lille, France, sept. 2017.
- [ACTN4] D. BRIZARD et S. RONEL. « Incertitudes de mesures sur les lois de comportement obtenues avec SHPB ». In : *22ème Congrès Français de Mécanique*. Lyon, France, 2015.
- [ACTN5] D. BRIZARD, S. BESSET, L. JÉZÉQUEL et B. TROCLET. « Suivi de valeurs propres par une méthode déterminantale pour l'amortissement de structures spatiales ». In : *10e colloque national en calcul des structures*. Giens, France, 2011.

## 12.6 COM

- [COM1] D. BRIZARD. « Analyse de sensibilité des modèles de crash en mécanique: peut-on faire mieux que la méthode de Morris avec les modèles coûteux? » fr. In : *Rencontres annuelles 2023 du réseau Mexico*. Palaiseau, France, déc. 2023.
- [COM2] M. MASSENZIO, D. BRIZARD et C. GOUBEL. « Combined experimental test and numerical simulations for robust design and certification of Vehicle Restraint Systems ». In : *2nd International Conference on Applied Science and Innovative Engineering 2019*. Tokyo, Japan, juin 2019.
- [COM3] D. BRIZARD et S. RONEL. « Measurement uncertainty evaluation procedure for SHPB stress-strain curves ». In : *International workshop DynEcoComp "Dynamic behaviour of green composites"*. Poitiers, France, sept. 2016.

## 12.7 Rapports de recherche

- [RAPP1] D. BRIZARD. *Modèles simplifiés de choc sur pont-rail: études paramétriques et analyses de sensibilité globales*. Rapp. tech. Lyon, France, août 2021, p. 44.
- [RAPP2] M.-C. CHEVALIER, P. BEILLAS et D. BRIZARD. *Rapport d'étude choc piétons-tramways. Simulation d'accidents entre piétons et tramways: étude de la relation entre géométrie de la face avant et risque lésionnel*. Rapp. tech. Livrable 3. Lyon, France : Univ Lyon, IFSTTAR, mars 2016, p. 65.
- [RAPP3] M.-C. CHEVALIER, D. BRIZARD et F. MEYER. *Construction d'un modèle paramétrable de face avant de tramway pour l'étude du choc piéton contre tramway*. Rapp. tech. Livrable 2. Lyon, France : Univ Lyon, IFSTTAR, oct. 2015, p. 37.

Quatrième partie

Annexe



# Annexe A

## *Making-of*

J'évoque dans cette annexe les outils (§A.1) utilisés pour la fabrication de ce mémoire ainsi que les outils utilisés pour la programmation scientifique (qui débouche généralement sur la création de figures pour illustrer les résultats scientifiques). Cela débouche naturellement sur la question de la recherche reproductible et de la diffusion des programmes de la recherche (§A.2). Je termine ce chapitre par les crédits pour les figures (§A.3) et enfin les remerciements (§A.4).

### A.1 Outils

#### A.1.1 Mémoire

Pas d'ouvrage sans outils :

**Zotero** gère la bibliographie ;

**L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X** se charge de la composition ;

**latexmk** s'occupe de compiler le document autant de fois que nécessaire ;

**git** suit les modifications ;

**votre serviteur** presse les touches du clavier !

#### A.1.2 Langages de programmation

Voici la liste des langages de programmation que j'ai utilisés par le passé et que j'utilise actuellement (voir aussi figure 11.1) :

**Matlab** utilisation de ce langage durant environ 5 ans (master, thèse, post-doctorats) ;

**Octave** utilisation durant moins d'un an après mon recrutement à l'Ifsttar. Je souhaitais alors utiliser un logiciel libre ;

**Python** face aux fonctionnalités limitées d'Octave, et réalisant que mon style de programmation était très proche d'une programmation orientée objet, je décide d'apprendre, en 2013 et moins d'un an après mon recrutement, le langage Python (principalement à l'aide de [112]) ;

**Fortran** dans un souci d'optimisation de temps de calcul, j'ai écrit quelques programmes Fortran, que je peux aisément appeler depuis Python ;

**Bash** pour écrire des petits scripts fort utiles ;

**Calcul formel** lorsqu'il s'agit de manipuler des équations, je fais parfois usage de **Maxima** ou de **Mathematica** ;

**OpenModelica** est une très bonne alternative libre pour la simulation numérique de systèmes physiques.

### A.2 Un pas vers la recherche reproductible

#### A.2.1 Génération de figures

À quelques exceptions près (figures 1.7, 4.3 et 4.5), toutes mes figures contenant des graphiques sont générées par des scripts et ne sont pas modifiées ensuite ou retouchées manuellement. Cela permet, sur simple exécution dudit script, de générer de nouveau les figures à l'identique : c'est ce que l'on souhaite –a minima– dans le cadre de travaux de recherche dits reproductibles.

### A.2.2 Partage des programmes

Je tâche de partager mes programmes. Toutefois, c'est une tâche de longue haleine car la chose doit être utilisable par une tierce personne. Cela nécessite de réellement bien documenter son code, ce que je fais quasi systématiquement dès le début du développement de mes codes de calcul, mais également d'utiliser une nomenclature claire et explicite pour les noms de méthodes et des attributs, ce qui est moins évident pour moi, ayant tendance à utiliser des abréviations parfois difficiles à deviner.

Je regrette de ne pas avoir été formé plus tôt à l'utilisation du suivi de version avec `git`, ce n'est que bien tard que je m'y suis mis (voir figure 11.1). Or l'usage du suivi de version facilite grandement le partage en ligne des programmes (via GitLab ou GitHub par exemple).

### A.2.3 Pérennité des programmes

La pérennité des programmes n'est, je pense, pas à prendre à la légère. Être capable de faire tourner ses propres programmes de nombreuses années après les avoir écrits me paraît important. Or je réalise maintenant que le langage de programmation que j'ai choisi (Python) évolue rapidement et les programmes écrits reposent sur des bibliothèques externes qui elles aussi évoluent.

L'avantage est la rapidité de développement, puisque de nombreuses bibliothèques externes sont disponibles. La contrepartie de cette dépendance vis-à-vis des bibliothèques externes est la probable difficulté de reproduction des résultats dans plusieurs dizaines d'années lorsqu'il faudra « déterrer » de vieilles bibliothèques et une ancienne version du langage en question pour refaire tourner du code. Est-ce que tout sera encore disponible et facile à installer ?

À ce stage de ma réflexion, je pense qu'il faudrait minimiser l'utilisation des bibliothèques externes, dans une perspective de reproductibilité à très long terme. Et peut-être changer de langage de programmation (je suis séduit par la stabilité et la durée de vie du langage Fortran), mais là ça se complique ! Il y a un compromis à arbitrer entre efficacité immédiate et pérennité à long terme. Le sujet reste ouvert.

### A.2.4 De l'utilité de la programmation avec objets

Dans une optique de recherche reproductible [143], il est nécessaire de minimiser les ajustements manuels (interventions au clavier ou pire à la souris). Il doit donc être possible d'exécuter à tout moment les scripts et modules pour pouvoir générer les figures publiées et ainsi vérifier la constance des résultats face aux changements, modifications et évolutions du code ou de son environnement.

La programmation à l'aide d'objets me paraît une bonne pratique car elle offre les avantages suivants :

1. Lisibilité et concision du code ;
2. Réduction du risque d'erreur (découle du point précédent) ;
3. Facilité de comparaison de résultats (superposition de courbes) ;
4. Diminution du nombre de fichiers (par rapport notamment à Matlab où on a généralement une fonction par fichier) ;

En effet, l'instance d'un objet contient – intrinsèquement – toutes les données dans des attributs. L'appel des méthodes<sup>1</sup> d'un objet nécessite alors en général peu d'arguments puisqu'un certain nombre de paramètres ou données sont déjà stockés dans les attributs. Moins on manipule d'arguments, plus on réduit le risque d'une erreur lors de l'appel à une fonction ou une méthode.

#### Illustration

L'exemple de programme 1 permet d'illustrer mon propos. Il s'agit d'un programme Python permettant de calculer la fonction de réponse en fréquence (FRF) d'un système masse-ressort-amortisseur à un degré de liberté. Le programme génère la figure A.1.

La programmation objet permet de diviser le code en deux parties :

1. une première partie (ligne 12 à 50) contient la définition de l'objet qui ici présente deux méthodes : le constructeur `__init__()` et la méthode pour tracer la FRF `plotFRF()` ;
2. une seconde partie de script fait usage de l'objet défini précédemment. C'est là que la programmation objet permet de condenser la

1. Que l'on peut définir rapidement comme des fonctions agissant sur l'objet

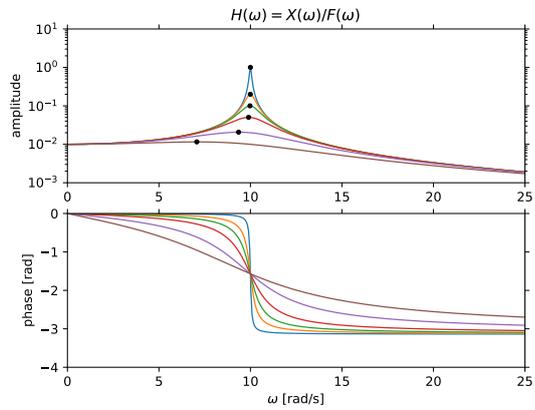


FIGURE A.1 – Figure générée par l'exemple de programme Python 1

syntaxe et en lisant les lignes 57 et 58 on comprend aisément ce qui est fait. Si le lecteur souhaite plus de détails, alors il peut se plonger dans la définition des méthodes.

Enfin, en créant plusieurs instances du modèle ayant différentes valeurs d'amortissement (lignes 56 et 57) et en traçant les FRF de ces différents modèles sur le même graphique (ligne 58), on peut facilement comparer visuellement les résultats obtenus (voir figure A.1).

```

9 import numpy as np # numerical computing tools
10 import matplotlib.pyplot as plt # visualization library
11
12 class MKC_1ddl:
13     """A class to handle 1DDL mass-spring-damper system"""
14     def __init__(self, m=1, k=100, c=0):
15         """ Instance creation method
16
17         :param float m: mass [kg]
18         :param float k: spring stiffness [N/m]
19         :param float c: damping [N/s*m]
20         """
21         # Store parameters
22         self.param = {'m':m, 'k':k, 'c':c}
23         # Compute properties of mechanical system
24         self.w0 = np.sqrt(k/m) # natural frequency
25         self.xi = c/2/np.sqrt(m*k) # damping ratio
26         self.wr = self.w0*np.sqrt(1 - 2*self.xi**2) # resonant frequency
27
28     def FRF_XF(w):
29         """Frequency Response Function (Displacement/Force ratio)"""
30         return self.w0**2/(self.w0**2 - w**2 + 2*1j*self.xi*self.w0*w)/k
31         self.FRF = FRF_XF # store function as attribute
32
33     def plotFRF(self, w, figname=None, show_wr=True):
34         """Plot Frequency Response Function
35
36         :param array w: circular frequencies vector
37         :param str figname: name for the figure (for overlay purpose)
38         :param bool show_wr: plot resonant frequency wr or not
39         """
40         plt.figure(figname)
41         plt.subplot(211)
42         plt.title('$H(\omega)=X(\omega)/F(\omega)$')
43         plt.semilogy(w, abs(self.FRF(w)))
44         if show_wr:
45             plt.semilogy(self.wr, abs(self.FRF(self.wr)), 'k.')
46         plt.ylabel('amplitude')
47         plt.subplot(212)
48         plt.plot(w, np.angle(self.FRF(w)))
49         plt.ylabel('phase [rad]')
50         plt.xlabel('$\omega$ [rad/s]')
51
52 if __name__=='__main__':
53     plt.close('all')
54     w = np.linspace(0, 25, num=400)
55     MODELS = [] # empty list to store all the models
56     for cc in (0.1, 0.5, 1, 2, 5, 10):
57         model = MKC_1ddl(m=1, k=100, c=cc)
58         model.plotFRF(w=w, figname='compare') # plot all the models on the same figure
59         MODELS.append(model) # store the model

```

Listing 1 – Exemple de programmation Python avec définition d'un objet

### A.3 Crédits

Dans le chapitre 6, les figures 6.3, 6.4, 6.6, 6.5 et 6.7 sont tirées des travaux de thèse de BHATTACHARYYA [18].

Dans le chapitre 7, à l'exception des figures 7.1 et 7.2, toutes les figures sont tirées des travaux de thèse de QIAN [147]. Tous les tableaux sont également reproduits –parfois avec modification– d'après [147].

Dans le chapitre 8, à l'exception des figures 8.1 et 8.2, toutes les figures et tous les tableaux sont tirés des travaux de thèse de PENG [141].

—  
Merci aux rapporteurs d'avoir accepté de d'évaluer mes travaux et de lire attentivement ce mémoire.

Merci également aux examinateurs d'avoir bien voulu siéger au sein du jury.

### A.4 Remerciements

*Comme je suis réservé, j'ai choisi de mettre les remerciements ici, plus à l'abri des regards qu'en début de mémoire<sup>2</sup>.*

Merci à Syvlie RONEL, Michel MASSENZIO et Éric JACQUELIN pour l'accueil au sein de l'équipe « mécanique et comportement au choc des structures » à mon arrivée au LBMC et pour m'avoir embarqué dans vos projets. C'est un coup de pouce appréciable, surtout au début alors que j'étais en plein glissement thématique par rapport à ma thèse!

Merci à Éric JACQUELIN pour les innombrables échanges, pour la relecture du mémoire et pour être toujours partant de plonger dans les équations.

Merci également à Sylvie RONEL pour l'accompagnement depuis le début et l'incitation –très tôt– à passer l'HDR. J'ai débordé de quelques années!

Merci à David MITTON pour le suivi discret mais constant, pour l'oreille attentive et les conseils distillés.

Merci aux étudiants, master et doctorants, avec qui j'ai pu travailler. Une bonne partie des travaux présentés dans ce mémoire est issue de vos travaux.

Merci à Bertrand RICHARD pour l'aide informatique et la disponibilité dès que j'ai une question sur le sujet.

Merci aux techniciens pour l'aide sur la partie expérimentale et notamment le montage du banc d'essai, en particulier Jean-Paul CASANO à l'IUT Gratte-Ciel.

Un grand merci à la femme qui partage ma vie. Merci pour ton soutien, merci aussi de m'avoir poussé à écrire ce mémoire!

---

2. Et puis je crains tellement d'oublier quelqu'un!



# Bibliographie

- [1] O. ABERTH. *Introduction to precise numerical methods*. eng. 2nd ed. OCLC: 122357655. Amsterdam : Academic Press, 2007 (cf. p. 50).
- [2] S. P. ANDERSON. « Higher-order rod approximations for the propagation of longitudinal stress waves in elastic bars ». In : *Journal of Sound and Vibration* 290.1 (fév. 2006), p. 290-308. DOI : 10.1016/j.jsv.2005.03.031 (cf. p. 21).
- [3] A. E. ARMENAKAS, D. C. GAZIS et G. HERRMANN. *Free vibrations of circular cylindrical shells*. eng. Oxford : Pergamon Press, 1969 (cf. p. 18).
- [4] *Arrêté du 24 juillet 2019 portant nomination des membres de la commission d'évaluation prévue à l'article 4 du décret n° 2014-1324 du 4 novembre 2014 modifié relatif aux statuts particuliers du corps des chargés de recherche du développement durable et du corps des directeurs de recherche du développement durable - Légifrance*. Journal Officiel de la République Française JORF n°0203, Texte n° 64. Sept. 2019 (cf. p. 94).
- [5] *Arrêté du 4 juillet 2019 modifiant l'arrêté du 2 mars 2009 relatif aux performances et aux règles de mise en service des dispositifs de retenue routiers*. Journal Officiel de la République Française JORF n°0162, texte 28 sur 92. 2019 (cf. p. 64).
- [6] R. ASKEY et J. A. WILSON. *Some basic hypergeometric orthogonal polynomials that generalize Jacobi polynomials*. Memoirs of the American Mathematical Society no. 319. Providence, R.I., U.S.A : American Mathematical Society, 1985 (cf. p. 50).
- [7] C. BACON. « Numerical prediction of the propagation of elastic waves in longitudinally impacted rods: Applications to Hopkinson testing ». In : *International Journal of Impact Engineering* 13.4 (1993), p. 527-539. DOI : 10.1016/0734-743X(93)90084-K (cf. p. 4, 5).
- [8] C. BACON. « An experimental method for considering dispersion and attenuation in a viscoelastic Hopkinson bar ». en. In : *Experimental Mechanics* 38.4 (déc. 1998), p. 242-249. DOI : 10.1007/BF02410385 (cf. p. 31).
- [9] D. BANCROFT. « The Velocity of Longitudinal Waves in Cylindrical Bars ». In : *Physical Review* 59.7 (1941), p. 588-593. DOI : 10.1103/PhysRev.59.588 (cf. p. 4, 15, 16, 19, 20).
- [10] A. D. BARR, S. E. RIGBY et M. CLAYTON. « Correction of higher mode Pochhammer-Chree dispersion in experimental blast loading measurements ». en. In : *International Journal of Impact Engineering* 139 (mai 2020), p. 103526. DOI : 10.1016/j.ijimpeng.2020.103526 (cf. p. 25).
- [11] *Barrières de sécurité routières - Glissières de sécurité simples en acier (profils A et B) - Composition, fonctionnement et éléments constitutifs*. NF P98-415. 2018 (cf. p. 64).
- [12] *Barrières de sécurité routières - Séparateurs et murets en béton coulé en place, modèles DBA, GBA et MVL - Composition, fonctionnement et éléments constitutifs*. NF P98-426. Sept. 2018 (cf. p. 64).

- [13] R. J. BERACHA. « The Propagation of Elastic Waves in Elliptical Cylinders ». In : *Acta Acustica united with Acustica* 37.5 (juin 1977), p. 317-325 (cf. p. 17).
- [14] L. D. BERTHOLF. « Feasibility of Two-Dimensional Numerical Analysis of the Split-Hopkinson Pressure Bar System ». In : *Journal of Applied Mechanics* 41.1 (1974), p. 137. DOI : 10 . 1115 / 1 . 3423209 (cf. p. 43).
- [15] L. BERTHOLF et C. KARNES. « Two-dimensional analysis of the split hopkinson pressure bar system ». In : *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 23.1 (fév. 1975), p. 1-19. DOI : 10.1016/0022-5096(75)90008-3 (cf. p. 43).
- [16] G. BETTA, C. LIGUORI et A. PIETROSANTO. « Propagation of uncertainty in a discrete Fourier transform algorithm ». In : *Measurement* 27.4 (2000), p. 231-239. DOI : 10 . 1016 / S0263 - 2241 (99 ) 00068 - 8 (cf. p. 43).
- [17] B. BHATTACHARYYA. « Global sensitivity analysis: A Bayesian learning based polynomial chaos approach ». en. In : *Journal of Computational Physics* 415 (août 2020), p. 109539. DOI : 10.1016/j.jcp.2020.109539 (cf. p. 56).
- [18] B. BHATTACHARYYA. « Uncertainty quantification and propagation in rapid dynamics ». Thèse de doct. Lyon, France : Université Claude Bernard - Lyon 1, juill. 2020 (cf. p. 49, 51, 53, 59, 61, 85, 90, 107).
- [19] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « Uncertainty Quantification of Stochastic Impact Dynamic Oscillator Using a Proper Orthogonal Decomposition-Polynomial Chaos Expansion Technique ». en. In : *Journal of Vibration and Acoustics* 142.6 (déc. 2020), p. 061013. DOI : 10 . 1115 / 1 . 4047359 (cf. p. 54).
- [20] B. BHATTACHARYYA, E. JACQUELIN et D. BRIZARD. « Stochastic analysis of a crash box under impact loading by an adaptive POD-PCE model ». en. In : *Structural and Multidisciplinary Optimization* 65.8 (août 2022), p. 229. DOI : 10 . 1007 / s00158 - 022 - 03299 - 6 (cf. p. 56, 59, 61).
- [21] B. BHATTACHARYYA, JACQUELIN E. et D. BRIZARD. « A Kriging-NARX Model for Uncertainty Quantification of Nonlinear Stochastic Dynamical Systems in Time Domain ». In : *Journal of Engineering Mechanics* 146.7 (juill. 2020). Publisher: American Society of Civil Engineers, p. 04020070. DOI : 10 . 1061 / (ASCE ) EM . 1943 - 7889 . 0001792 (cf. p. 53).
- [22] D. R. BLAND et E. H. LEE. « On the Determination of a Viscoelastic Model for Stress Analysis of Plastics ». In : *Journal of Applied Mechanics* 23.3 (sept. 1956), p. 416-420. DOI : 10 . 1115 / 1 . 4011347 (cf. p. 30).
- [23] G. BLATMAN. « Adaptive sparse polynomial chaos expansions for uncertainty propagation and sensitivity analysis ». Theses. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, oct. 2009 (cf. p. 53).
- [24] G. BLATMAN et B. SUDRET. « Adaptive sparse polynomial chaos expansion based on least angle regression ». In : *Journal of Computational Physics* 230.6 (mars 2011), p. 2345-2367. DOI : 10 . 1016 / j . jcp . 2010 . 12 . 021 (cf. p. 56).
- [25] D. BRIZARD et E. JACQUELIN. « Polynomial mode approximations for longitudinal wave dispersion in solid and hollow circular cylinders ». en. In : *Journal of Sound and Vibration* 523 (avr. 2022), p. 116698. DOI : 10.1016/j.jsv.2021.116698 (cf. p. 15, 21, 22, 24).
- [26] D. BRIZARD, E. JACQUELIN et S. RONEL. « Polynomial mode approximation for longitudinal wave dispersion in circular rods ». In : *Journal of Sound and Vibration* 439 (jan. 2019), p. 388-397. DOI : 10.1016/j.jsv.2018.09.062 (cf. p. 15).

- [27] D. BRIZARD. « elwaspatid: A Python package to compute space-time diagrams for the propagation of elastic waves in 1D rods ». en. In : *Journal of Open Source Software* 7.75 (juill. 2022), p. 4418. DOI : 10.21105/joss.04418 (cf. p. 5, 45).
- [28] D. BRIZARD et D. ZYANI. *dielwa-elba: Dispersion of Elastic Waves in Elliptical Bars using Fraser's collocation method*. original-date: 2022-09-26T07:17:14Z. Sept. 2022 (cf. p. 17).
- [29] J. BURGERT, W. SEEMANN et B. LUNDBERG. « Recursive algorithm for the distribution of characteristic impedance of an elastic rod producing a prescribed impact force history on a given elastic rod ». en. In : *International Journal of Impact Engineering* 161 (mars 2022), p. 104133. DOI : 10.1016/j.ijimpeng.2021.104133 (cf. p. 5).
- [30] J. BURGERT. *On direct and inverse problems related to longitudinal impact of non-uniform elastic rods*. English. Accepted: 2021-05-28T02:11:38Z ISSN: 1614-3914. KIT Scientific Publishing, 2021. DOI : 10.5445/KSP/1000129237 (cf. p. 5).
- [31] H. S. U. BUTT, P. XUE, T. Z. JIANG et B. WANG. « Parametric identification for material of viscoelastic SHPB from wave propagation data incorporating geometrical effects ». In : *International Journal of Mechanical Sciences*. Mechanics of Solids & Structures 91 (2015), p. 46-54. DOI : 10.1016/j.ijmecsci.2014.06.003 (cf. p. 31).
- [32] R. R. P. CALLENS, M. G. R. FAES et D. MOENS. « Local explicit interval fields for non-stationary uncertainty modelling in finite element models ». en. In : *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 379 (juin 2021), p. 113735. DOI : 10.1016/j.cma.2021.113735 (cf. p. 52).
- [33] F. CAMPOLONGO, J. CARIBONI et A. SALTELLI. « An effective screening design for sensitivity analysis of large models ». In : *Environmental modelling & software*. Modelling, computer-assisted simulations, and mapping of dangerous phenomena for hazard assessment 22.10 (oct. 2007), p. 1509-1518. DOI : 10.1016/j.envsoft.2006.10.004 (cf. p. 59).
- [34] *Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation en acier au carbone et en acier allié - Partie 1 : vis, goujons et tiges filetées de classes de qualité spécifiées - Filetages à pas gros et filetages à pas fin*. NF EN ISO 898-1. 2013 (cf. p. 67).
- [35] A. CHATTERJEE. « An introduction to the proper orthogonal decomposition ». In : *Current Science* 78.7 (2000). Publisher: Temporary Publisher, p. 808-817 (cf. p. 53).
- [36] S. CHEN et S. A. BILLINGS. « Modelling and analysis of non-linear time series ». In : *International Journal of Control* 50.6 (déc. 1989), p. 2151-2171. DOI : 10.1080/00207178908953491 (cf. p. 53).
- [37] W. W. CHEN et B. SONG. *Split Hopkinson (Kolsky) Bar: Design, Testing and Applications*. Springer, 2011 (cf. p. 3).
- [38] A. CHERKI, G. PLESSIS, B. LALLEMAND, T. TISON et P. LEVEL. « Fuzzy behavior of mechanical systems with uncertain boundary conditions ». In : *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 189.3 (sept. 2000), p. 863-873. DOI : 10.1016/S0045-7825(99)00401-6 (cf. p. 52).
- [39] C. CHREE. « The equations of an isotropic elastic solid in polar and cylindrical co-ordinates, their solution and application ». In : *Transactions of the Cambridge Philosophical Society* 14 (1889), p. 250 (cf. p. 15).
- [40] C. CHREE. « Longitudinal Vibrations in Solid and Hollow Cylinders ». en. In : *Proceedings of the Physical Society of London* 16.1 (1897), p. 304. DOI : 10.1088/1478-7814/16/1/334 (cf. p. 15, 18).

- [41] P. COLLET, G. GARY et B. LUNDBERG. « Noise-Corrected Estimation of Complex Modulus in Accord With Causality and Thermodynamics: Application to an Impact Test ». In : *Journal of Applied Mechanics* 80.1 (jan. 2013), p. 011018–011018-7. DOI : 10.1115/1.4007081 (cf. p. 31).
- [42] P. COLLET, G. GARY, B. LUNDBERG et D. MOHR. « Complex modulus estimation respecting causality: Application to viscoelastic bars ». en. In : *EPJ Web of Conferences* 26 (2012), p. 01012. DOI : 10.1051/epjconf/20122601012 (cf. p. 31).
- [43] C. W. CURTIS. « Second Mode Vibrations of the Pochhammer-Chree Frequency Equation ». In : *Journal of Applied Physics* 25.7 (juill. 1954). Publisher: American Institute of Physics, p. 928-928. DOI : 10.1063/1.1721775 (cf. p. 25).
- [44] V. DAMLJANOVIĆ et R. L. WEAVER. « Propagating and evanescent elastic waves in cylindrical waveguides of arbitrary cross section ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 115.4 (mars 2004), p. 1572-1581. DOI : 10.1121/1.1687424 (cf. p. 22).
- [45] E. DAVIES et S. HUNTER. « The dynamic compression testing of solids by the method of the split Hopkinson pressure bar ». In : *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 11.3 (mai 1963), p. 155-179. DOI : 10.1016/0022-5096(63)90050-4 (cf. p. 9).
- [46] R. M. DAVIES. « A Critical Study of the Hopkinson Pressure Bar ». en. In : *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 240.821 (jan. 1948), p. 375-457. DOI : 10.1098/rsta.1948.0001 (cf. p. 3, 15).
- [47] *Décolmateur pneumatique Air-Jet*. Documentation. ERMAP - Études et Réalisations de Manutentions Pneumatiques, oct. 2006, p. 10 (cf. p. 10, 11).
- [48] O. DESSOMBZ. « Analyse dynamique de structures comportant des paramètres incertains ». Thèse de doct. Ecole Centrale de Lyon, 2000 (cf. p. 50).
- [49] J. DIDIER, J.-J. SINOUE et B. FAVERJON. « Study of the non-linear dynamic response of a rotor system with faults and uncertainties ». In : *Journal of Sound and Vibration* 331.3 (jan. 2012), p. 671-703. DOI : 10.1016/j.jsv.2011.09.001 (cf. p. 50).
- [50] *Dispositifs de retenue routiers - Dispositifs de retenue routiers pour motos réduisant la sévérité de choc en cas de collision de motocyclistes avec les barrières de sécurité*. XP CEN/TS 17342. Nov. 2020 (cf. p. 71, 72).
- [51] *Dispositifs de retenue routiers - Partie 1 : Terminologie et dispositions générales pour les méthodes d'essai*. NF EN 1317-1. Sept. 2010 (cf. p. 63, 65).
- [52] *Dispositifs de retenue routiers - Partie 2 : Classes de performance, critères d'acceptation des essais de choc et méthodes d'essai pour les barrières de sécurité incluant les barrières de bord d'ouvrage d'art*. NF EN 1317-2. Sept. 2010 (cf. p. 65).
- [53] *Dispositifs de retenue routiers - Processus de vérification et de validation pour l'utilisation d'essais virtuels dans les essais de choc contre un dispositif de retenue pour véhicules*. NF EN 16303. 2020 (cf. p. 66).
- [54] B. EFRON, T. HASTIE, I. JOHNSTONE et R. TIBSHIRANI. « Least angle regression ». In : *The Annals of Statistics* 32.2 (avr. 2004), p. 407-499. DOI : 10.1214/009053604000000067 (cf. p. 53).
- [55] *Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement*. JCGM 100: 2008 (GUM 1995 with minor corrections). Paris, Sèvres : BIPM Joint Committee for Guides in Metrology, 2008, p. 132 (cf. p. 35-37, 41, 43).

- [56] M. FAES, J. CERNEELS, D. VANDEPITTE et D. MOENS. « Identification and quantification of multivariate interval uncertainty in finite element models ». en. In : *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 315 (mars 2017), p. 896-920. DOI : 10.1016/j.cma.2016.11.023 (cf. p. 50).
- [57] M. FAES et D. MOENS. « Recent Trends in the Modeling and Quantification of Non-probabilistic Uncertainty ». en. In : *Archives of Computational Methods in Engineering* 27.3 (juill. 2020), p. 633-671. DOI : 10.1007/s11831-019-09327-x (cf. p. 52).
- [58] L. FARKAS, D. MOENS, D. VANDEPITTE et W. DESMET. « Fuzzy finite element analysis based on reanalysis technique ». In : *Structural Safety* 32.6 (nov. 2010), p. 442-448. DOI : 10.1016/j.strusafe.2010.04.004 (cf. p. 52).
- [59] I. FARRANCE et R. FRENKEL. « Uncertainty of Measurement: A Review of the Rules for Calculating Uncertainty Components through Functional Relationships ». In : *The Clinical Biochemist Reviews* 33.2 (mai 2012), p. 49-75 (cf. p. 28, 36, 37, 39).
- [60] C. W. FELICE. *The response of soil to impulse loads using the split-Hopkinson pressure bar technique*. Rapp. tech. ADA169133. DTIC Document, 1986, p. 319 (cf. p. 19, 20).
- [61] J. FENG, Z. LI, M. JIANG, G. MO et Z. WU. « Signal Gain Mechanism for a Hollow Transmission Pressure bar with an end cap ». en. In : *Experimental Mechanics* 58.6 (juill. 2018), p. 859-869. DOI : 10.1007/s11340-017-0273-3 (cf. p. 12).
- [62] H. C. FISCHER. « On longitudinal impact III. Impacted bar connected to anvil or to co-axial tube by friction joints ». en. In : *Applied Scientific Research* 9.1 (jan. 1960), p. 9. DOI : 10.1007/BF00382187 (cf. p. 45).
- [63] H. C. FISCHER. « On longitudinal impact IV. New graphodynamical pulse method of computing pile-driving processes ». en. In : *Applied Scientific Research* 9.1 (jan. 1960), p. 93. DOI : 10.1007/BF00382193 (cf. p. 45).
- [64] P. S. FOLLANSBEE et C. FRANTZ. « Wave Propagation in the Split Hopkinson Pressure Bar ». In : *Journal of Engineering Materials and Technology* 105.1 (1983), p. 61. DOI : 10.1115/1.3225620 (cf. p. 4, 15, 19).
- [65] G. FOX et C. W. CURTIS. « Elastic Strain Produced by Sudden Application of Pressure to One End of a Cylindrical Bar. II. Experimental Observations ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 30.6 (1958), p. 559-563. DOI : 10.1121/1.1909684 (cf. p. 25, 30).
- [66] W. B. FRASER. « Dispersion of elastic waves in elliptical bars ». In : *Journal of Sound and Vibration* 10.2 (sept. 1969), p. 247-260. DOI : 10.1016/0022-460X(69)90199-0 (cf. p. 17).
- [67] W. B. FRASER. « Stress wave propagation in rectangular bars ». In : *International Journal of Solids and Structures* 5.4 (1969), p. 379-397. DOI : 10.1016/0020-7683(69)90020-1 (cf. p. 15).
- [68] Ø. FYLLINGEN, O. S. HOPPERSTAD et M. LANGSETH. « Stochastic simulations of square aluminium tubes subjected to axial loading ». en. In : *International Journal of Impact Engineering* 34.10 (oct. 2007), p. 1619-1636. DOI : 10.1016/j.ijimpeng.2006.09.095 (cf. p. 52).
- [69] B. A. GAMA, S. L. LOPATNIKOV et J. W. GILLESPIE. « Hopkinson bar experimental technique: A critical review ». In : *Applied Mechanics Reviews* 57.4 (2004), p. 223. DOI : 10.1115/1.1704626 (cf. p. 3, 4, 9, 19, 20, 43, 46).
- [70] G. GARY. « Some aspects of dynamic testing with wave-guides ». In : *New Experimental Methods in Material Dynamics and Impact*. Warsaw, Poland, 2001, p. 179-222 (cf. p. 5).

- [71] G. GARY. « Testing With Bars From Dynamic to Quasi-static ». en. In : *Constitutive Relations under Impact Loadings*. Sous la dir. de T. ŁODYGOWSKI et A. RUSINEK. CISM International Centre for Mechanical Sciences 552. Springer Vienna, 2014, p. 1-58 (cf. p. 3).
- [72] D. C. GAZIS. « Three-Dimensional Investigation of the Propagation of Waves in Hollow Circular Cylinders. I. Analytical Foundation ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 31.5 (1959), p. 568-573 (cf. p. 18).
- [73] D. C. GAZIS. « Three-Dimensional Investigation of the Propagation of Waves in Hollow Circular Cylinders. II. Numerical Results ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 31.5 (1959), p. 573-578 (cf. p. 18, 22).
- [74] M. GERRITSMAN, J.-B. van der STEEN, P. VOS et G. KARNIADAKIS. « Time-dependent generalized polynomial chaos ». In : *Journal of Computational Physics* 229.22 (nov. 2010), p. 8333-8363. DOI : 10.1016/j.jcp.2010.07.020 (cf. p. 51).
- [75] R. GHANEM, D. HIGDON et H. OWHADI. *Handbook of Uncertainty Quantification*. 1<sup>re</sup> éd. Springer International Publishing, 2017 (cf. p. 53).
- [76] R. GHANEM et P. D. SPANOS. *Stochastic finite elements: a spectral approach*. English. Revised Edition. Minneola, N.Y. : Dover Publications, 2003 (cf. p. 50).
- [77] J. GHOSH. « Longitudinal vibrations of a hollow cylinder ». In : *Bulletin of Calcutta Mathematical Society* 14 (1923), p. 31-40 (cf. p. 18).
- [78] J. C. GONG, L. E. MALVERN et D. A. JENKINS. « Dispersion Investigation in the Split Hopkinson Pressure Bar ». In : *Journal of Engineering Materials and Technology* 112.3 (juill. 1990), p. 309-314. DOI : 10.1115/1.2903329 (cf. p. 4, 15, 19, 20).
- [79] C. GOUBEL. « Vehicle restraint system crash test modelling : Application to steel-wood structures ». en. PhD Thesis. Université Claude Bernard - Lyon 1, déc. 2012 (cf. p. vii, 68).
- [80] G. T. ( GRAY. « High-Strain-Rate Testing of Materials: The Split-Hopkinson Pressure Bar ». en. In : *Characterization of Materials*. American Cancer Society, 2012, p. 1-15 (cf. p. 3, 46).
- [81] J. E. GREENSPON. « Vibrations of a Thick-Walled Cylindrical Shell—Comparison of the Exact Theory with Approximate Theories ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 32.5 (mai 1960), p. 571-578. DOI : 10.1121/1.1908148 (cf. p. 24).
- [82] A. GUESSET. *Tramway front end design*. Technical guide. F-38400 St Martin d'Hères : STRMTG, Technical Agency for ropeways et Guided Transport Systems, oct. 2016 (cf. p. 83).
- [83] *Guide for Verification & Validation in Computational Solid Mechanics - ASME*. en. ASME PTC 60/V&V 10. New York : The American Society of Mechanical Engineers, 2006 (cf. p. 49).
- [84] N. HANSEN. « The CMA Evolution Strategy: A Tutorial ». In : *arXiv:1604.00772 [cs, stat]* (avr. 2016). arXiv: 1604.00772 (cf. p. 28, 32).
- [85] F. M. HEMEZ et S. W. DOEBLING. « Model validation and uncertainty quantification ». In : *Proceedings of the 19th International Modal Analysis Conference*. 2001, p. 1153-1158 (cf. p. 49).
- [86] G. HERRMANN et I. MIRSKY. « Three-Dimensional and Shell-Theory Analysis of Axially Symmetric Motions of Cylinders ». In : *Journal of Applied Mechanics* 23.4 (déc. 1956), p. 563-568. DOI : 10.1115/1.4011399 (cf. p. 24, 25).
- [87] B. HOPKINSON. « A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets ». In : *Philosophical*

- Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character* 213.497-508 (jan. 1914), p. 437-456. DOI : 10.1098/rsta.1914.0010 (cf. p. 3).
- [88] *HSI-STG Isolated universal input module*. Documentation. Dewetron, août 2014 (cf. p. 12, 37).
- [89] *Human Body Models Manual*. Rapp. tech. Release 7.7. MADYMO, juin 2017 (cf. p. 80).
- [90] *International vocabulary of metrology – Basic and general concepts and associated terms, 3rd edn*. JCGM 200: 2008 (VIM). Paris, Sèvres : BIPM Joint Committee for Guides in Metrology, 2008 (cf. p. 35).
- [91] E. JACQUELIN, N. BALDANZINI, B. BHATTACHARYYA, D. BRIZARD et M. PIERINI. « Random dynamical system in time domain: A POD-PC model ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 133 (nov. 2019), p. 106251. DOI : 10.1016/j.ymsp.2019.106251 (cf. p. 54).
- [92] E. JACQUELIN et P. HAMELIN. « Block-bar device for energy absorption analysis ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 15.3 (mai 2001), p. 603-617. DOI : 10.1006/mssp.2000.1343 (cf. p. vii).
- [93] W. JOHNSON. *Impact Strength of Materials*. Edward Arnold, juin 1972 (cf. p. 4, 5, 45).
- [94] O. E. JONES et F. R. NORWOOD. « Axially Symmetric Cross-Sectional Strain and Stress Distributions in Suddenly Loaded Cylindrical Elastic Bars ». In : *Journal of Applied Mechanics* 34.3 (sept. 1967), p. 718-724. DOI : 10.1115/1.3607767 (cf. p. 40).
- [95] R. K. KAUL et J. J. MCCOY. « Propagation of Axisymmetric Waves in a Circular Semiinfinite Elastic Rod ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 36.4 (avr. 1964), p. 653-660. DOI : 10.1121/1.1919033 (cf. p. 30).
- [96] L. W. KENNEDY et O. E. JONES. « Longitudinal Wave Propagation in a Circular Bar Loaded Suddenly by a Radially Distributed End Stress ». In : *Journal of Applied Mechanics* 36.3 (sept. 1969), p. 470-478. DOI : 10.1115/1.3564703 (cf. p. 25, 40).
- [97] L. KIRKUP et B. FRENKEL. *An Introduction to Uncertainty in Measurement: Using the GUM (Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement)*. English. Cambridge : Cambridge University Press, 2006 (cf. p. 38).
- [98] V. KODJO. « Evaluation et modélisation des dispositifs de retenue pour mortards ». Thèse de doct. Lyon, France : Université Claude Bernard - Lyon 1, sept. 2016 (cf. p. 90).
- [99] H. KOLSKY. « An Investigation of the Mechanical Properties of Materials at very High Rates of Loading ». en. In : *Proceedings of the Physical Society. Section B* 62.11 (nov. 1949), p. 676-700. DOI : 10.1088/0370-1301/62/11/302 (cf. p. 3).
- [100] H. KUHN. *ASM Handbook: Volume 8: Mechanical Testing and Evaluation*. Sous la dir. de H. KUHN et D. MEDLIN. 10<sup>e</sup> éd. T. 8. ASM International, sept. 2000 (cf. p. 3).
- [101] G. LAVAUD. « Optimisation robuste appliquée au crash automobile ». Thèse de doct. [S.l.] : Ecole Centrale de Lyon, 2007 (cf. p. 51).
- [102] C. K. B. LEE, R. C. CRAWFORD, K. A. MANN, P. COLEMAN et C. PETERSEN. « Evidence of higher Pochhammer-Chree modes in an unsplit Hopkinson bar ». en. In : *Measurement Science and Technology* 6.7 (juill. 1995), p. 853. DOI : 10.1088/0957-0233/6/7/001 (cf. p. 25).
- [103] A. W. LEISSA. *Vibration of Shells*. Rapp. tech. NASA-SP-288. Washington, DC : National Aeronautics et Space Administration, jan. 1973 (cf. p. 22).
- [104] *Les éléments mécaniques de base*. MGE 12.1. Bosch Rexroth AG, juill. 2011, p. 294 (cf. p. 10).

- [105] K. M. LIEW, C. W. LIM et S. KITIPORNCHAI. « Vibration of Shallow Shells: A Review With Bibliography ». In : *Applied Mechanics Reviews* 50.8 (août 1997), p. 431-444. DOI : 10.1115/1.3101731 (cf. p. 22).
- [106] J. M. LIFSHITZ et H. LEBER. « Data processing in the split Hopkinson pressure bar tests ». In : *International Journal of Impact Engineering* 15.6 (1994), p. 723-733. DOI : 10.1016/0734-743X(94)90011-9 (cf. p. 4).
- [107] T. C. LIN et G. W. MORGAN. « A Study of Axisymmetric Vibrations of Cylindrical Shells as Affected by Rotatory Inertia and Transverse Shear ». In : *Journal of Applied Mechanics* 23.2 (juin 1956), p. 255-261. DOI : 10.1115/1.4011296 (cf. p. 24).
- [108] N. LOPHAVEN, H. NIELSEN et J. SONDERGAARD. *DACE: A Matlab Kriging Toolbox, Version 2.0*. Rapp. tech. IMM-TR-2002-12. Technical University of Denmark, août 2002, p. 28 (cf. p. 70).
- [109] *LS-DYNA Keyword user's manual. Volume I*. EN. Livermore Software Technology Corporation (LSTC). LS-DYNA R11. Oct. 2018 (cf. p. 51, 66).
- [110] *LS-DYNA Keyword user's manual. Volume II: material models*. EN. Livermore Software Technology Corporation (LSTC). LS-DYNA R11. Oct. 2018 (cf. p. 57, 66).
- [111] B. LUNDBERG. « Efficiency of percussive drilling with extension rods ». In : *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts* 24.4 (1987), p. 213-222. DOI : 10.1016/0148-9062(87)90176-8 (cf. p. 5).
- [112] M. LUTZ. *Learning Python*. English. Beijing : O'Reilly, 2013 (cf. p. 103).
- [113] C. MAI et B. SUDRET. « Surrogate Models for Oscillatory Systems Using Sparse Polynomial Chaos Expansions and Stochastic Time Warping ». In : *SIAM/ASA Journal on Uncertainty Quantification* 5.1 (jan. 2017), p. 540-571. DOI : 10.1137/16M1083621 (cf. p. 51).
- [114] F. MASSA, H. DO, O. CAZIER, T. TISON et B. LALLEMAND. « Finite element analysis of frictionless contact problems using fuzzy control approach ». In : *Engineering Computations* 32.3 (jan. 2015). Publisher: Emerald Group Publishing Limited, p. 585-606. DOI : 10.1108/EC-11-2013-0289 (cf. p. 52).
- [115] F. MASSA, T. TISON et B. LALLEMAND. « Fuzzy modal analysis: Prediction of experimental behaviours ». In : *Journal of Sound and Vibration* 322.1-2 (avr. 2009), p. 135-154. DOI : 10.1016/j.jsv.2008.10.032 (cf. p. 52).
- [116] F. MASSA, H. Q. DO, T. TISON et O. CAZIER. « Uncertain Friction-Induced Vibration Study: Coupling of Fuzzy Logic, Fuzzy Sets, and Interval Theories ». In : *ASCE-ASME J Risk and Uncert in Engrg Sys Part B Mech Engrg* 2.1 (nov. 2015). DOI : 10.1115/1.4030469 (cf. p. 52).
- [117] N. MCLACHLAN. *Theory and application of Mathieu functions*. Oxford, 1947 (cf. p. 17).
- [118] H. J. MERTZ, P. PRASAD et G. NUSHOLTZ. « Head Injury Risk Assessment for Forehead Impacts ». en. In : SAE technical papers series. Detroit, Michigan, fév. 1996, p. 960099. DOI : 10.4271/960099 (cf. p. 82).
- [119] C. van MIERLO, L. BURMBERGER, M. DAUB, F. DUDDECK, M. G. R. FAES et D. MOENS. « Interval methods for lack-of-knowledge uncertainty in crash analysis ». en. In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 168 (avr. 2022), p. 108574. DOI : 10.1016/j.ymsp.2021.108574 (cf. p. 52).
- [120] R. D. MINDLIN et H. D. MCNIVEN. « Axially Symmetric Waves in Elastic Rods ». In : *Journal of Applied Mechanics* 27.1 (mars 1960), p. 145-151. DOI : 10.1115/1.3643889 (cf. p. 21).

- [121] I. MIRSKY. « Vibrations of Orthotropic, Thick, Cylindrical Shells ». en. In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 36.1 (jan. 1964), p. 41. DOI : 10.1121/1.1918910 (cf. p. 24, 25).
- [122] I. MIRSKY. « Wave Propagation in Transversely Isotropic Circular Cylinders Part I: Theory ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 37.6 (juin 1965), p. 1016-1021. DOI : 10.1121/1.1909508 (cf. p. 18).
- [123] I. MIRSKY. « Wave Propagation in Transversely Isotropic Circular Cylinders Part II: Numerical Results ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 37.6 (juin 1965), p. 1022-1026. DOI : 10.1121/1.1909510 (cf. p. 18).
- [124] I. MIRSKY et G. HERRMANN. « Axially Symmetric Motions of Thick Cylindrical Shells ». In : *Journal of Applied Mechanics* 25.1 (mars 1958), p. 97-102. DOI : 10.1115/1.4011695 (cf. p. 24, 25).
- [125] D. MOENS et M. HANSS. « Non-probabilistic finite element analysis for parametric uncertainty treatment in applied mechanics: Recent advances ». en. In : *Finite Elements in Analysis and Design*. Uncertainty in Structural Dynamics 47.1 (jan. 2011), p. 4-16. DOI : 10.1016/j.finel.2010.07.010 (cf. p. 52).
- [126] R. E. MOORE, R. B. KEARFOTT et M. J. CLOUD. *Introduction to interval analysis*. Philadelphia, PA : Society for Industrial et Applied Mathematics, 2009 (cf. p. 50).
- [127] M. D. MORRIS. « Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments ». In : *Technometrics* 33.2 (mai 1991), p. 161-174. DOI : 10.1080/00401706.1991.10484804 (cf. p. 59).
- [128] P. MOSTARAC, R. MALARIĆ et H. HEGEDUŠ. « Measurement uncertainty of adaptive Chirp-z transform ». In : *Measurement* 46.9 (nov. 2013), p. 3616-3622. DOI : 10.1016/j.measurement.2013.07.001 (cf. p. 43).
- [129] M. MOUSTAPHA. « Métamodèles adaptatifs pour l'optimisation fiable multi-prestations de la masse de véhicules ». anglais. Thèse de doctorat. Clermont-Ferrand, France : Université Blaise Pascal, 2016 (cf. p. 51).
- [130] M. MOUSTAPHA, J.-M. BOURINET, B. GUILLAUME et B. SUDRET. « Comparative Study of Kriging and Support Vector Regression for Structural Engineering Applications ». EN. In : *ASCE-ASME Journal of Risk and Uncertainty in Engineering Systems, Part A: Civil Engineering* 4.2 (juin 2018). Publisher: American Society of Civil Engineers, p. 04018005. DOI : 10.1061/AJRUAA.0000950 (cf. p. 51).
- [131] R. L. MUHANNA, H. ZHANG et R. L. MULLEN. « Interval Finite Elements as a Basis for Generalized Models of Uncertainty in Engineering Mechanics ». en. In : *Reliable Computing* 13.2 (avr. 2007), p. 173-194. DOI : 10.1007/s11155-006-9024-3 (cf. p. 50).
- [132] P. M. NAGHDI et R. M. COOPER. « Propagation of Elastic Waves in Cylindrical Shells, Including the Effects of Transverse Shear and Rotatory Inertia ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 28.1 (jan. 1956), p. 56-63. DOI : 10.1121/1.1908222 (cf. p. 24, 25).
- [133] *New Standards for Road Restraint Systems for Motorcyclists*. Rapp. tech. Federation of European Motorcyclists' Associations, 2012, p. 50 (cf. p. 71).
- [134] W. L. OBERKAMPF, S. M. DELAND, B. M. RUTHERFORD, K. V. DIEGERT et K. F. ALVIN. « Error and uncertainty in modeling and simulation ». en. In : *Reliability Engineering & System Safety* 75.3 (mars 2002), p. 333-357. DOI : 10.1016/S0951-8320(01)00120-X (cf. p. 49).
- [135] F. W. J. OLVER, D. W. LOZIER, R. F. BOISVERT et C. W. CLARK, éd. *NIST handbook of mathematical functions*. 1 Pap/Cdr. Cambridge University Press, 2010 (cf. p. 16, 17).

- [136] R. OTHMAN. « Cut-off Frequencies Induced by the Length of Strain Gauges Measuring Impact Events ». en. In : *Strain* 48.1 (2012), p. 16-20. DOI : 10.1111/j.1475-1305.2010.00794.x (cf. p. 12, 37).
- [137] R. OTHMAN. « Extension du champ d'application du système des barres de Hopkinson aux essais à moyennes vitesses de déformation ». français. Thèse de doctorat. Palaiseau, Essonne, France : École polytechnique, 2002 (cf. p. 18).
- [138] R. OTHMAN. « Wave dispersion analysis in auxetic rods ». en. In : *International Journal of Solids and Structures* (oct. 2021), p. 111321. DOI : 10.1016/j.ijsolstr.2021.111321 (cf. p. 16, 18).
- [139] M. PAPADRAKAKIS, G. STEFANOÛ et V. PAPADOPOULOS. *Computational Methods in Stochastic Dynamics*. Springer. T. 22. Computational Methods in Applied Sciences. 2011 (cf. p. 50).
- [140] M. PAPADRAKAKIS, G. STEFANOÛ et V. PAPADOPOULOS. *Computational Methods in Stochastic Dynamics: Volume 2*. Springer. T. 26. Computational Methods in Applied Sciences. 2013 (cf. p. 50).
- [141] L. PENG. « Modélisation et évaluation des dispositifs de retenue pour motards ». Thèse de doct. Lyon, France : Université Claude Bernard - Lyon 1, oct. 2022 (cf. p. 71-73, 78, 85, 90, 107).
- [142] L. PENG, D. BRIZARD et M. MASSENZIO. « Impact conditions of motorcyclists on road protection systems by numerical simulation ». en. In : *Structural Engineering and Mechanics, An International Journal* 82.2 (avr. 2022), p. 12. DOI : 10.12989/sem.2022.82.2.233 (cf. p. 71).
- [143] S. R. PICCOLO et M. B. FRAMPTON. « Tools and techniques for computational reproducibility ». In : *GigaScience* 5.1 (déc. 2016), s13742-016-0135-4. DOI : 10.1186/s13742-016-0135-4 (cf. p. 104).
- [144] *PicoScope 5000 Serie, flexible resolution oscilloscopes*. Documentation. Pico Technology, 2013 (cf. p. 12, 37, 39).
- [145] L. POCHHAMMER. « Ueber die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten kleiner Schwingungen in einem unbegrenzten isotropen Kreiscylinder. » In : *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 81 (1876), p. 324-336 (cf. p. 15).
- [146] M. S. QATU. « Recent research advances in the dynamic behavior of shells: 1989-2000, Part 2: Homogeneous shells ». en. In : *Applied Mechanics Reviews* 55.5 (sept. 2002). Publisher: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, p. 415-434. DOI : 10.1115/1.1483078 (cf. p. 22).
- [147] G. QIAN. « Analyse de sensibilité et robustesse dans le génie industriel - Méthodologies et applications aux essais de chocs ». en. Thèse de doct. Lyon, France : Université Claude Bernard - Lyon 1, avr. 2017 (cf. p. 63, 67, 85, 90, 107).
- [148] G. QIAN, M. MASSENZIO, D. BRIZARD et M. ICHCHOU. « Sensitivity analysis of complex engineering systems: Approaches study and their application to vehicle restraint system crash simulation ». en. In : *Reliability Engineering & System Safety*. Sensitivity Analysis of Model Output 187 (juill. 2019), p. 110-118. DOI : 10.1016/j.res.2018.07.027 (cf. p. 67).
- [149] M. R. van RATINGEN. « The Euro NCAP Safety Rating ». en. In : *Karosseriebautage Hamburg 2017*. Sous la dir. d'A. PISKUN. Proceedings. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2017, p. 11-20. DOI : 10.1007/978-3-658-18107-9\_2 (cf. p. 51).
- [150] B. RAVINDRA. « Comments on "On the physical interpretation of proper orthogonal modes in vibrations" ». en. In : *Journal of Sound and Vibration* 219.1 (jan. 1999), p. 189-192. DOI : 10.1006/jsvi.1998.1895 (cf. p. 53).

- [151] R. L. RHORER. « Uncertainty of Strain Gage Measurements on Kolsky Bars ». en. In : *Dynamic Behavior of Materials, Volume 1*. Springer, Cham, 2015, p. 73-81. DOI : 10.1007/978-3-319-06995-1\_13 (cf. p. 35).
- [152] S. E. RIGBY, A. D. BARR et M. CLAYTON. « A review of Pochhammer-Chree dispersion in the Hopkinson bar ». In : *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Engineering and Computational Mechanics* 171.1 (nov. 2017), p. 3-13. DOI : 10.1680/jencm.16.00027 (cf. p. 25).
- [153] N. ROSENBLATT. « Contribution à la conception robuste de véhicules en choc frontal: détection de défaillances en crash ». français. Thèse de doct. France : Ecole Centrale de Lyon, 2012 (cf. p. 51).
- [154] C. J. ROY et W. L. OBERKAMPF. « A comprehensive framework for verification, validation, and uncertainty quantification in scientific computing ». In : *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 200.25-28 (juin 2011), p. 2131-2144. DOI : 10.1016/j.cma.2011.03.016 (cf. p. 49).
- [155] A. SALTELLI, M. RATTO, T. ANDRES, F. CAMPOLONGO, J. CARIBONI, D. GATELLI, M. SAISANA et S. TARANTOLA. *Global Sensitivity Analysis: The Primer*. English. 1 edition. Chichester, England ; Hoboken, NJ : Wiley-Interscience, fév. 2008 (cf. p. 60).
- [156] A. SALTELLI, S. TARANTOLA, F. CAMPOLONGO et M. RATTO. *Sensitivity Analysis in Practice: A Guide to Assessing Scientific Models*. English. 1 edition. Hoboken, NJ : Wiley, avr. 2004 (cf. p. 60).
- [157] A. SALTELLI et P. ANNONI. « How to avoid a perfunctory sensitivity analysis ». In : *Environmental Modelling & Software* 25.12 (2010), p. 1508-1517. DOI : 10.1016/j.envsoft.2010.04.012 (cf. p. 59, 61).
- [158] A. SALTELLI, P. ANNONI, I. AZZINI, F. CAMPOLONGO, M. RATTO et S. TARANTOLA. « Variance based sensitivity analysis of model output. Design and estimator for the total sensitivity index ». In : *Computer Physics Communications* 181.2 (2010), p. 259-270. DOI : 10.1016/j.cpc.2009.09.018 (cf. p. 60, 61).
- [159] G. SANTARROMANA et V. de LABONNEFON. *Rapport annuel sur le parc, le trafic et les événements d'exploitation des tramways de 2019*. Rapp. tech. STRMTG, Technical Agency for ropeways et Guided Transport Systems, déc. 2020, p. 51 (cf. p. 79).
- [160] E. SARROUY, O. DESSOMBZ et J.-J. SINOÛ. « Stochastic study of a non-linear self-excited system with friction ». In : *European Journal of Mechanics - A/Solids* 40 (2013), p. 1-10. DOI : 10.1016/j.euromechsol.2012.12.003 (cf. p. 50).
- [161] K. SATO. « Elastic wave propagation in an infinite bar of elliptical cross section ». In : *Bulletin of JSME* 21.152 (1978), p. 203-209. DOI : 10.1299/jsme1958.21.203 (cf. p. 17).
- [162] L. E. SCHWER. « An overview of the PTC 60/V&V 10: guide for verification and validation in computational solid mechanics ». en. In : *Engineering with Computers* 23.4 (déc. 2007), p. 245-252. DOI : 10.1007/s00366-007-0072-z (cf. p. 49).
- [163] H. SHIN, J.-H. LEE, J.-B. KIM et S.-I. SOHN. « Design guidelines for the striker and transfer flange of a split Hopkinson tension bar and the origin of spurious waves ». en. In : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* (août 2019), p. 095440621986998. DOI : 10.1177/0954406219869984 (cf. p. 45).
- [164] A. D. M. SÎRBU, L. FARKAS, S. DONDEERS, H. VAN DER AUWERAER, D. MOENS et E. M. NEGRUS. « Coupling

- transient dynamic finite element analysis with the fuzzy non-deterministic approach ». English. In : *USD - SBO Technical*. WOS:000246669506035. Heverlee : Katholieke Univ Leuven, Dept Werktuigkunde, 2012, p. 4897-4909 (cf. p. 52).
- [165] Y. SOGABE et M. TSUZUKI. « Identification of the Dynamic Properties of Linear Viscoelastic Materials by the Wave Propagation Testing ». In : *Bulletin of JSME* 29.254 (1986), p. 2410-2417. DOI : 10.1299/jsme1958.29.2410 (cf. p. 30).
- [166] G. STEFANO. « The stochastic finite element method: Past, present and future ». en. In : *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 198.9 (fév. 2009), p. 1031-1051. DOI : 10.1016/j.cma.2008.11.007 (cf. p. 50).
- [167] *Strain Gauge Measurement - A Tutorial*. Application Note 078. National Instruments, 1998 (cf. p. 12).
- [168] T. TAMAOGI et Y. SOGABE. « Viscoelastic Properties of Longitudinal Waves in a Hollow Cylinder ». en. In : *Challenges in Mechanics of Time Dependent Materials, Volume 2*. Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. Springer, Cham, 2017, p. 65-71. DOI : 10.1007/978-3-319-41543-7\_8 (cf. p. 18).
- [169] A. TYAS et A. J. WATSON. « Experimental evidence of Pochhammer-Chree strain variations in elastic cylinders ». en. In : *Experimental Mechanics* 40.3 (sept. 2000), p. 331-337. DOI : 10.1007/BF02327507 (cf. p. 25).
- [170] R. B. WATSON. « Bonded Electrical Resistance Strain Gages ». en. In : *Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics*. Sous la dir. de W. N. SHARPE. Springer Handbooks. Boston, MA : Springer US, 2008, p. 283-334. DOI : 10.1007/978-0-387-30877-7\_12 (cf. p. 37).
- [171] D. WEISZ-PATRAULT, C. FRANCAERT et G. SEISSON. « Uncertainty Estimation and Hierarchical Bayesian Analysis of Mechanical Dynamic Tests ». en. In : *Journal of Dynamic Behavior of Materials* 7.3 (sept. 2021), p. 447-468. DOI : 10.1007/s40870-020-00280-6 (cf. p. 35).
- [172] S. WIDHAMMAR, P. A. GRADIN et B. LUNDBERG. « Approximate determination of dispersion relations and displacement fields associated with elastic waves in bars: Method Based on Matrix Formulation of Hamiltons Principle ». In : *Journal of Sound and Vibration* 246.5 (oct. 2001), p. 853-876. DOI : 10.1006/jsvi.2001.3714 (cf. p. 22).
- [173] D. XIU et G. KARNIADAKIS. « The Wiener-Askey Polynomial Chaos for Stochastic Differential Equations ». In : *SIAM Journal on Scientific Computing* 24.2 (jan. 2002), p. 619-644. DOI : 10.1137/S1064827501387826 (cf. p. 50).
- [174] Y. YAOWEN, C. ZHENHAN et L. YU. « Interval analysis of frequency response functions of structures with uncertain parameters ». In : *Mechanics Research Communications* 47 (jan. 2013), p. 24-31. DOI : 10.1016/j.mechrescom.2012.11.001 (cf. p. 50).
- [175] J. J. ZEMANEK. « An Experimental and Theoretical Investigation of Elastic Wave Propagation in a Cylinder ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 51.1B (jan. 1972), p. 265-283. DOI : 10.1121/1.1912838 (cf. p. 16).
- [176] S. ZHANG et J.-M. JIN. *Computation of Special Functions*. English. 1st edition. New York : Wiley-Interscience, juill. 1996 (cf. p. 17).
- [177] H. ZHAO et G. GARY. « Large Strain Range Dynamic Testing at High and Medium Strain Rates, Using a Common Scale SHPB ». en. In : *Le Journal de Physique IV* 07.C3 (août 1997), p. C3-341-C3-346. DOI : 10.1051/jp4:1997360 (cf. p. 5).

- [178] H. ZHAO et G. GARY. « A three dimensional analytical solution of the longitudinal wave propagation in an infinite linear viscoelastic cylindrical bar. Application to experimental techniques ». In : *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 43.8 (août 1995), p. 1335-1348. DOI : 10.1016/0022-5096(95)00030-M (cf. p. 16, 31).
- [179] H. ZHAO et G. GARY. « On the use of SHPB techniques to determine the dynamic behavior of materials in the range of small strains ». In : *International Journal of Solids and Structures* 33.23 (sept. 1996), p. 3363-3375. DOI : 10.1016/0020-7683(95)00186-7 (cf. p. 4).



# Sommaire détaillé

Introduction	vii
<b>I Mécanique des chocs et incertitudes à l'échelle des matériaux</b>	<b>1</b>
<b>1 Barres de Hopkinson pour la caractérisation dynamique</b>	<b>3</b>
1.1 Introduction	3
1.2 Principe de fonctionnement	3
1.2.1 Ondes incidente, réfléchie et transmise	3
1.2.2 Correction de la dispersion	4
1.3 Calcul 1D de la propagation des ondes	4
1.3.1 Problème discrétisé et résolution numérique	4
1.3.2 Application à des cas simples	5
Deux barres d'impédance identique	5
Deux barres d'impédance différentes	6
Barre avec vitesse initiale percutant une autre barre	6
1.3.3 Application aux barres de Hopkinson	6
1.4 Conception du banc d'essai	9
1.4.1 Châssis	9
1.4.2 Guidage des barres de mesure	10
1.4.3 Canon à air	10
1.4.4 Mesure de la vitesse de percussion	11
1.4.5 Barres de mesure	11
1.4.6 Impacteurs	12
Guidage de l'impacteur	12
Immobilisation des bagues de guidage	12
1.4.7 Instrumentation	12
Jauges de déformation	12
Conditionneur-amplificateur	12
Oscilloscope numérique	12
1.5 Conclusion	13
<b>2 Propagation des ondes dans les barres et les tubes</b>	<b>15</b>
2.1 Introduction	15
2.2 Équation de Pochhammer-Chree pour les barres rondes	15
2.2.1 Bref historique	15
2.2.2 Équation caractéristique	15
2.2.3 Résolution numérique	16

	Algorithme pour la première branche . . . . .	16
	Algorithme pour les branches suivantes . . . . .	16
2.3	Barres de section elliptique . . . . .	17
2.3.1	Introduction . . . . .	17
2.3.2	Équation caractéristique exacte . . . . .	17
2.3.3	Méthode de collocation de FRASER . . . . .	17
2.4	Équation de dispersion pour les tubes ronds . . . . .	18
2.4.1	Bref historique . . . . .	18
2.4.2	Équation caractéristique . . . . .	18
2.4.3	Résolution numérique . . . . .	18
2.5	Méthodes approchées . . . . .	19
2.5.1	Courbe de dispersion analytique approchée de la barre ronde . . . . .	19
2.5.2	Approximation avec les modes de Jacobi . . . . .	21
2.5.3	Formulation matricielle . . . . .	22
2.5.4	Théories de coques . . . . .	22
2.5.5	Comparaison des différentes méthodes approchées . . . . .	24
	Barres rondes . . . . .	24
	Tubes ronds . . . . .	25
2.6	Mise en évidence des branches supérieures . . . . .	25
2.7	Conclusion . . . . .	25
<b>3</b>	<b>Identification des barres de mesure</b> . . . . .	<b>27</b>
3.1	Introduction . . . . .	27
3.2	Barres élastiques . . . . .	27
3.2.1	Résonances longitudinales d'une barre de longueur finie . . . . .	27
	Fréquences de résonance . . . . .	27
	Antirésonances et résonances observables . . . . .	27
3.2.2	Test d'impact . . . . .	27
	Vitesse d'onde à partir du test d'impact . . . . .	27
	Incertitude sur la vitesse d'onde . . . . .	28
	Procédure d'optimisation sur la courbe de dispersion expérimentale . . . . .	28
3.2.3	Exemple d'application sur les barres 17-4PH . . . . .	28
	Conditions d'essai . . . . .	28
	Détection des pics sur le spectre . . . . .	28
	Vitesse d'onde et coefficient de Poisson . . . . .	29
	Validation par le temps modifié . . . . .	30
3.3	Barres viscoélastiques . . . . .	30
3.3.1	Modèle rhéologique et courbe de dispersion . . . . .	31
3.3.2	Un modèle rhéologique à partir des ondes enregistrées . . . . .	31
	Procédure d'optimisation . . . . .	32
	Évaluation du modèle rhéologique optimal . . . . .	32
3.4	Conclusion . . . . .	32
<b>4</b>	<b>Incertitudes de mesure dans les essais aux barres de Hopkinson</b> . . . . .	<b>35</b>
4.1	Introduction . . . . .	35
4.2	Incertitudes sur les mesures de déformation . . . . .	36
4.2.1	Conditionneur-amplificateur et oscilloscope . . . . .	36
4.2.2	Pont de jauges . . . . .	37
4.2.3	Calcul de l'incertitude de mesure de la déformation . . . . .	37
4.3	Dimensions et matériaux . . . . .	37

4.3.1	Barres de mesure . . . . .	37
4.3.2	Échantillon . . . . .	38
4.4	Incertitudes liées au post-traitement . . . . .	38
4.4.1	Équations . . . . .	38
4.4.2	Tracé des courbes avec incertitudes . . . . .	39
4.5	Incertitudes liées au transport des ondes mesurées . . . . .	40
4.5.1	Approche 1D . . . . .	40
4.5.2	Approche dispersive . . . . .	41
	Propagation des incertitudes . . . . .	41
	Analyse de sensibilité . . . . .	41
	Note sur les incertitudes propres à la transformée de Fourier . . . . .	43
4.6	Conclusion . . . . .	43
<b>5</b>	<b>Bilan et perspectives</b> . . . . .	<b>45</b>
5.1	Bilan . . . . .	45
5.2	Perspectives . . . . .	45
<b>II</b>	<b>Mécanique des chocs et incertitudes à l'échelle des structures</b> . . . . .	<b>47</b>
<b>6</b>	<b>Méthodes pour la propagation d'incertitudes en mécanique des chocs</b> . . . . .	<b>49</b>
6.1	Introduction . . . . .	49
6.1.1	Contexte VVUQ . . . . .	49
6.1.2	Propagation d'incertitude . . . . .	49
6.1.3	Analyse globale de sensibilité . . . . .	49
6.1.4	Propagation des incertitudes en mécanique . . . . .	50
	Arithmétique des intervalles . . . . .	50
	Polynômes de chaos . . . . .	50
6.1.5	Mécanique des chocs . . . . .	51
	Spécificités . . . . .	51
	Conception automobile robuste . . . . .	51
	Crash et incertitudes . . . . .	52
	Variabilité spatiale. . . . .	52
	Crash et arithmétique floue intrusive. . . . .	52
	Méthode des intervalles non intrusive. . . . .	52
6.2	Métamodèles pour la propagation d'incertitudes . . . . .	53
6.2.1	Modèle de krigeage-NARX pour les systèmes dynamiques non linéaires . . . . .	53
6.2.2	Modèle POD-PCE pour l'oscillateur avec impact . . . . .	53
	Modèle POD-PCE . . . . .	53
	Application : oscillateur avec impact . . . . .	54
	Modèle d'oscillateur avec impact. . . . .	54
	Méthode POD-PCE. . . . .	54
	Résultats. . . . .	54
6.2.3	Modèle adaptatif POD-SVB-PCE, application à l'écrasement d'un longeron . . . . .	56
	Modèle adaptatif POD-SVB-PCE . . . . .	56
	Oscillateur avec impact . . . . .	56
	Écrasement d'un longeron éléments finis . . . . .	57
	Modèle de longeron incertain. . . . .	57
	Méthode POD-SVB-PCE. . . . .	57
	Résultats. . . . .	57

6.3	Analyse de sensibilité globale . . . . .	59
6.3.1	Sensibilité locale vs sensibilité globale . . . . .	59
6.3.2	Méthode de Morris . . . . .	59
	Définition des trajectoires . . . . .	59
	Calcul des effets élémentaire et des mesures . . . . .	60
	Interprétation . . . . .	60
	Intérêt . . . . .	60
6.3.3	Analyse de la variance : indices de Sobol . . . . .	60
6.4	Conclusion . . . . .	61
<b>7</b>	<b>Application aux dispositifs de retenue routiers</b>	<b>63</b>
7.1	Introduction . . . . .	63
7.2	Dispositifs de retenue routiers . . . . .	63
7.2.1	Définitions . . . . .	63
7.2.2	Barrières de sécurité . . . . .	64
	Dispositifs en béton adhérent . . . . .	64
	Dispositifs en acier . . . . .	64
7.2.3	Raccordements . . . . .	64
7.2.4	Essais de choc et classes de performances . . . . .	65
	Essais de choc . . . . .	65
	Longueur du dispositif testé . . . . .	65
	Niveau de retenue . . . . .	65
	Sévérité de choc . . . . .	65
	Déformation du dispositif de retenue . . . . .	65
7.2.5	Fonctionnement des barrières . . . . .	66
	Béton . . . . .	66
	Acier . . . . .	66
7.3	Simulation numérique des dispositifs de retenue routiers . . . . .	66
7.3.1	Contexte normatif . . . . .	66
7.3.2	Pratiques de la profession . . . . .	66
	Modèle numérique du véhicule . . . . .	66
	Modélisation des dispositifs de retenue . . . . .	67
	Profilés en acier . . . . .	67
	Liaisons boulonnées . . . . .	67
	Béton . . . . .	67
	Supports battus dans le sol . . . . .	67
7.4	Analyse globale de sensibilité des dispositifs de retenue routiers . . . . .	67
7.4.1	Flexion dynamique trois points . . . . .	68
	Méthodes employées . . . . .	68
	Résultats . . . . .	68
7.4.2	Modèle simplifié de DRR . . . . .	69
	Premier criblage - Orthogonal Array . . . . .	69
	Analyse de Morris . . . . .	69
	Indices de Sobol . . . . .	70
7.5	Conclusion . . . . .	70

<b>8</b>	<b>Application aux écrans pour motards</b>	<b>71</b>
8.1	Introduction . . . . .	71
8.2	Écrans pour motards . . . . .	71
8.2.1	Normes . . . . .	71
8.2.2	Écrans motards continus en acier . . . . .	71
8.3	Perte de contrôle en virage et conditions d'impact des motocyclistes . . . . .	72
8.3.1	Modèle numérique de la perte de contrôle en virage . . . . .	72
	Modèle de moto . . . . .	72
	Perte de contrôle en virage . . . . .	73
8.3.2	Essais sur piste . . . . .	73
8.3.3	Plan d'expérience complet . . . . .	73
8.3.4	Résultats . . . . .	74
	Distributions des conditions d'impact en fonction de la direction du virage . . . . .	74
	Corrélations entre paramètres de chute et conditions d'impact . . . . .	74
8.4	Sensibilité des critères de blessure aux conditions de choc . . . . .	75
8.4.1	Simulation de l'impact sur l'écran motard . . . . .	75
8.4.2	Essais sur piste . . . . .	75
8.4.3	Analyse de sensibilité . . . . .	77
	Méthode de Morris . . . . .	77
	Critères de blessure . . . . .	77
8.4.4	Résultats . . . . .	77
8.5	Conclusion . . . . .	78
<b>9</b>	<b>Choc piéton-tramway : influence de la géométrie du tramway</b>	<b>79</b>
9.1	Introduction . . . . .	79
9.2	Simulation du choc piéton . . . . .	79
9.2.1	Modélisation de la face avant . . . . .	79
9.2.2	Modèles de piéton . . . . .	80
9.2.3	Paramètres de sortie . . . . .	80
9.2.4	Plan d'expérience . . . . .	80
9.3	Influence de la géométrie . . . . .	81
9.3.1	Impact de la tête et cinématique de choc . . . . .	81
9.3.2	Géométrie et piéton H50 . . . . .	81
9.3.3	Taille du piéton . . . . .	82
9.3.4	Classification pour les blessures à la tête . . . . .	82
9.3.5	Distance de projection latérale . . . . .	82
9.4	Conclusion . . . . .	83
<b>10</b>	<b>Bilan et perspectives</b>	<b>85</b>
10.1	Bilan . . . . .	85
10.2	Perspectives . . . . .	85
<b>III</b>	<b>Curriculum vitae et production scientifique</b>	<b>87</b>
<b>11</b>	<b>Curriculum vitae étendu</b>	<b>89</b>
11.1	Diplômes, titres, déroulement de carrière . . . . .	89
11.1.1	Diplômes et titres universitaires . . . . .	89
11.1.2	Formations complémentaires. . . . .	89
11.1.3	Déroulement de carrière. . . . .	90

11.2	Production scientifique . . . . .	91
11.3	Enseignement et formation à la recherche . . . . .	92
11.3.1	Enseignement . . . . .	92
11.3.2	Encadrement . . . . .	92
	Thèses soutenues . . . . .	92
	Thèse en cours . . . . .	92
	Conseil scientifique et technique de doctorants . . . . .	92
	Thèse manquée . . . . .	93
	Master . . . . .	93
	Post-doctorante . . . . .	93
11.3.3	Participation à des jurys et à des instances ou comités en lien avec l'enseignement ou la recherche . . . . .	93
11.4	Activités d'expertise, de valorisation et de transfert . . . . .	93
11.4.1	Contrats de recherche et contrats industriels . . . . .	93
11.4.2	Activités d'expertise et de conseil . . . . .	94
11.5	Activités d'administration et d'animation de la recherche . . . . .	94
11.5.1	Direction de laboratoire ou d'équipes, gestion de personnel et gestion de moyens d'essais . . . . .	94
11.5.2	Participation à des instances en lien avec la vie des corps de chercheurs, des établissements . . . . .	94
11.6	Rayonnement scientifique et diffusion de l'information et de la culture scientifique . . . . .	94
11.6.1	Participation à des réseaux de recherche . . . . .	94
11.6.2	Participation à des comités éditoriaux et expertise d'articles . . . . .	95
11.6.3	Organisation de colloques, séminaires, écoles . . . . .	95
<b>12</b>	<b>Production scientifique</b> . . . . .	<b>97</b>
12.1	ACL . . . . .	97
12.2	Errata . . . . .	98
12.3	ACLN . . . . .	99
12.4	ACTI . . . . .	99
12.5	ACTN . . . . .	100
12.6	COM . . . . .	100
12.7	Rapports de recherche . . . . .	100
<b>IV</b>	<b>Annexe</b> . . . . .	<b>101</b>
<b>A</b>	<b>Making-of</b> . . . . .	<b>103</b>
A.1	Outils . . . . .	103
A.1.1	Mémoire . . . . .	103
A.1.2	Langages de programmation . . . . .	103
A.2	Un pas vers la recherche reproductible . . . . .	103
A.2.1	Génération de figures . . . . .	103
A.2.2	Partage des programmes . . . . .	104
A.2.3	Pérennité des programmes . . . . .	104
A.2.4	De l'utilité de la programmation avec objets . . . . .	104
	Illustration . . . . .	104
A.3	Crédits . . . . .	107
A.4	Remerciements . . . . .	107

<i>SOMMAIRE DÉTAILLÉ</i>	129
<b>Bibliographie</b>	<b>109</b>
<b>Sommaire détaillé</b>	<b>123</b>
<b>Table des figures</b>	<b>131</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>135</b>



# Table des figures

1.1	Schéma de principe des barres de Hopkinson . . . . .	4
1.2	Discrétisation de la barre pour le calcul de la propagation 1D . . . . .	5
1.3	Diagrammes de Lagrange de la propagation d'ondes de traction ou de compression dans le cas de deux barres en contact . . . . .	7
1.4	Diagrammes de Lagrange de deux barres en contact, avec variation d'impédance . . . . .	8
1.5	Diagrammes de Lagrange de deux barres en contact, avec vitesse initiale de la première . . . . .	8
1.6	Diagrammes de Lagrange de 4 barres en contact, type SHPB . . . . .	9
1.7	Forces sur les faces gauche et droite de l'échantillon . . . . .	9
1.8	Dessin d'ensemble du banc d'essai barres de Hopkinson . . . . .	10
1.9	Photographies des barres de Hopkinson . . . . .	10
1.10	Vue en coupe du fonctionnement du décolmateur . . . . .	11
1.11	Circuit de câblage des cellules à fourche pour la mesure de vitesse . . . . .	11
1.12	Ondes générées par l'impacteur avec Circlips et sans Circlips . . . . .	12
2.1	Courbes de dispersion, en fonction du coefficient de Poisson, des 9 premières branches du mode longitudinal dans le cas d'une barre ronde . . . . .	16
2.2	Courbe de dispersion de la première branche du mode longitudinal dans une barre de section elliptique en fonction de l'excentricité $e$ . . . . .	17
2.3	Courbes de dispersion d'un tube rond, en fonction du coefficient de Poisson $\nu$ et de l'épaisseur relative $m$ . . . . .	19
2.4	Cartographie des valeurs prises par la partie réelle du déterminant pour un tube rond ( $m = 1.5, \nu = 0.3$ ) . . . . .	19
2.5	Erreur relative sur les courbes de dispersion obtenues par <i>curve-fitting</i> . . . . .	20
2.6	Erreur sur la propagation d'un signal trapézoïdal due à la courbe de dispersion approchée par <i>curve-fitting</i> , $\nu = 0.30$ . . . . .	20
2.7	Erreur sur la propagation d'un signal trapézoïdal en fonction du temps de montée/descente du signal . . . . .	21
2.8	Les six premiers modes de Jacobi pour la déformation radiale ( $V_n$ ) et axiale ( $U_n$ ) . . . . .	21
2.9	Ordres d'approximation possibles en fonction de l'épaisseur relative $m$ . . . . .	22
2.10	Courbes de dispersion obtenues avec les modes de Jacobi et la formulation matricielle . . . . .	23
2.11	Théories de coques pour la dispersion dans les tubes ronds, $m = 0.1, 0.2, 0.3, 0.5, 0.7, 1.0, 1.2, 1.5, 1.7$ et $1.9$ (NC : NAGHDI et COOPER [132]; HM1958 : HERRMANN et MIRSKY [86]; MH1958 : MIRSKY et HERRMANN [124]; M1964 : MIRSKY [121]) . . . . .	24
2.12	Impact sur une barre : superposition du spectrogramme et des temps d'arrivée théoriques calculé à partir de la vitesse de groupe . . . . .	26
3.1	Déformation enregistrée suite à la percussion de la barre par un impacteur court . . . . .	29
3.2	Spectre du choc sur la barre de mesure . . . . .	29

3.3	Courbes de dispersion expérimentales et courbe de dispersion théorique optimale . . . . .	29
3.4	Superposition des réflexions de l'onde dans la barre . . . . .	30
3.5	Modèle rhéologique viscoélastique . . . . .	31
3.6	Courbes de dispersion et d'atténuation dans une barre viscoélastique . . . . .	31
3.7	Évaluation du modèle rhéologique optimal via différents calculs de propagation . . . . .	33
3.8	Calcul des multiples réflexions à partir du modèle rhéologique optimal . . . . .	34
4.1	Diagramme du flux de l'information dans le traitement d'un essai aux barres de Hopkinson	36
4.3	Courbe contrainte-déformation avec incertitudes de mesure . . . . .	39
4.4	Incertitude sur la courbe contrainte-déformation due à l'incertitude sur les temps de propagation . . . . .	40
4.5	Courbe contrainte-déformation avec incertitude de mesure, de post-traitement et de temps de propagation . . . . .	41
4.6	Propagation des incertitudes dans le calcul de la dispersion d'un signal trapézoïdal . . . . .	42
4.7	Sensibilité de la largeur du corridor de l'onde propagée avec paramètres incertains . . . . .	42
6.1	Modèle, propagation d'incertitude et analyse globale de sensibilité . . . . .	50
6.2	Modèles mécaniques non-linéaires pour l'évaluation des méthodes de propagation des incertitudes . . . . .	54
6.3	Moyenne et écart-type sur la force de contact, le déplacement du projectile et la vitesse du projectile de l'oscillateur incertain avec impact . . . . .	55
6.4	Reconstruction avec les méthodes PCE et POD-PCE de la force de contact, du déplacement et de la vitesse de l'impacteur pour 5 tirages des paramètres incertains de l'oscillateur avec impact . . . . .	56
6.5	Modèle éléments finis de longeron. Écrasement en fonction du temps . . . . .	57
6.6	Organigramme de la méthode POD-SVB-PCE . . . . .	58
6.7	Moyenne et écart-type sur la force de contact et la vitesse de l'impacteur du longeron incertain . . . . .	58
6.8	Trajectoires dans l'espace à trois paramètres dans le cas d'une analyse paramètre par paramètre ( <i>OAT</i> ) . . . . .	59
6.9	Exemple de 10 trajectoires pour l'analyse de Morris dans le cas de trois paramètres à 4 niveaux . . . . .	60
7.1	Barrières de sécurité en béton adhérent . . . . .	64
7.2	Glissière de sécurité en acier type GS . . . . .	64
7.3	Modèle de poutre en bois renforcée d'une tôle d'acier en face arrière sollicitée en flexion dynamique trois points . . . . .	68
7.4	Modèle d'essai de choc TB32 sur dispositif de retenue de route en acier . . . . .	69
7.5	Graphiques de Morris pour les sorties THIV et D du modèle de barrière . . . . .	70
8.1	Écrans motards montés sur des glissières de sécurité en acier . . . . .	72
8.2	Configurations d'essais de chocs pour écrans motards [50] . . . . .	72
8.3	Modèle de perte d'adhérence du motard en virage . . . . .	73
8.4	Mannequin de choc positionné sur le chariot de lancement . . . . .	73
8.5	Chute du motard en virage : paramètres de circulation, de chaussée et de virage . . . . .	74
8.6	Distribution des paramètres d'impact en fonction des paramètres de chute . . . . .	76
8.7	Simulation de l'impact du mannequin Hybrid III sur un écran motard en acier . . . . .	76
8.8	Essais de choc de l'écran motard avec un mannequin dans des configurations non normatives	76
9.1	Différentes faces à avant du tramway Citadis d'Alstom en 2011 . . . . .	79

9.2	Paramétrage de la face avant du tramway . . . . .	80
9.3	Cinématique du choc entre le piéton et la face avant du tramway . . . . .	81
9.4	HIC en fonction de la vitesse d'impact de la tête . . . . .	81
9.5	HIC du piéton H50 en fonction du décalage du pare-brise $d_w$ pour les trois valeurs de la hauteur de pare-brise $h_w$ (choc à $20 \text{ km h}^{-1}$ ) . . . . .	81
9.6	Distributions cumulées des valeurs de HIC pour les différents piétons percutant le tramway	82
9.7	Déviations latérales du piéton H50 à $20 \text{ km h}^{-1}$ en fonction des angles de la face avant du tramway . . . . .	83
9.8	Évolution de la face avant du tramway lyonnais . . . . .	83
11.1	Frise chronologique synthétique de carrière . . . . .	90
A.1	Figure générée par l'exemple de programme Python 1 . . . . .	105



# Liste des tableaux

7.1	Paramètres incertains du test de flexion dynamique . . . . .	68
7.2	Comparaison des méthodes d'analyse de sensibilité pour la flexion dynamique . . . . .	69
7.3	Paramètres incertains du modèle de barrière . . . . .	69
7.4	Criblage du modèle de barrière avec un plan d'expérience Orthogonal Array . . . . .	70
7.5	Indices de Sobol de premier ordre et totaux du modèle de barrière . . . . .	70
8.1	Plan d'expérience de la simulation de chute du motard . . . . .	75
8.2	Paramètres d'entrée du plan d'expériences de l'impact du motard sur l'écran . . . . .	77
8.3	Synthèse des paramètres influents en fonction du critère de blessure et du sens du choc . .	77
9.1	Pourcentage des géométries conduisant à un HIC inférieur à 1000 en fonction du décalage du pare-brise $d_w$ et de la hauteur de fin de carénage $h_w$ . . . . .	82
11.1	Tableau récapitulatif des publications et autres productions . . . . .	91