



**HAL**  
open science

# Moyens d'essais et de caractérisation de lois de comportement en dynamique moyennes vitesses

Grégory Haugou

► **To cite this version:**

Grégory Haugou. Moyens d'essais et de caractérisation de lois de comportement en dynamique moyennes vitesses. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2003. Français. NNT : 2003VALE0032 . tel-03433045

**HAL Id: tel-03433045**

**<https://uphf.hal.science/tel-03433045v1>**

Submitted on 17 Nov 2021

**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.

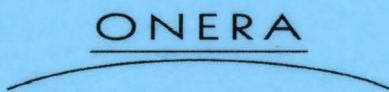
L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

2003 VAVE0032

ACADEMIE DE LILLE  
UNIVERSITE DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

THESE

Présentée à l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambésis  
pour obtenir le titre de **docteur en Génie Mécanique**



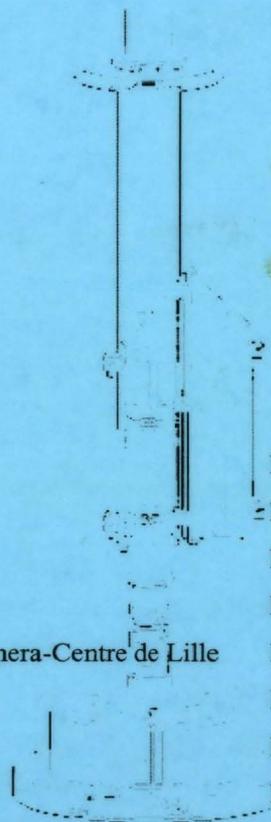
MOYENS D'ESSAIS ET DE CARACTERISATION DE LOIS DE  
COMPORTEMENT MATERIELLES EN DYNAMIQUE MOYENNES  
VITESSES

par

Grégory HAUGOU

*Soutenu le 10 décembre 2003 devant le jury composé de :*

- |   |                    |
|---|--------------------|
| MM. E. MARKIEWICZ, Professeur des Universités – Université de Valenciennes                | Président du jury  |
| G. GARY, Directeur de Recherche – L.M.S. Ecole Polytechnique                              | Rapporteur         |
| E. RAGNEAU, Professeur des Universités – I.N.S.A. de Rennes                               | Rapporteur         |
| P. DRAZETIC, Professeur des Universités – Université de Valenciennes                      | Directeur de thèse |
| E. DELETOMBE, Responsable de l'Unité de Recherche D.M.S.E./R.C.S. – Onera-Centre de Lille | Examineur          |
| J. FABIS, Ingénieur de Recherche D.M.S.E./R.C.S. – Onera-Centre de Lille                  | Examineur          |
| Y. RAVALARD, Professeur des Universités – Université de Valenciennes                      | Examineur          |
| P. GEOFFROY, Directeur du Département D.M.S.E. – Onera-Centre de Lille                    | Invité             |
| L. LAZZAROTTO, Responsable du service "Simulation et Calcul" – CETIM de Saint-Étienne     | Invité             |
| P. THEVENET, Ingénieur de Recherche – Département "Ingénierie des Structures" – EADS-CCR  | Invité             |





ACADEMIE DE LILLE  
UNIVERSITE DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

THESE

Présentée à l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis  
pour obtenir le titre de **docteur en Génie Mécanique**

**MOYENS D'ESSAIS ET DE CARACTERISATION DE LOIS DE  
COMPORTEMENT MATERIELLES  
EN DYNAMIQUE MOYENNES VITESSES**

par

**Grégory HAUGOU**

*Soutenu le 10 décembre 2003 devant le jury composé de :*

MM. E. MARKIEWICZ, Professeur des Universités – Université de Valenciennes	Président du jury
G. GARY, Directeur de Recherche – L.M.S. Ecole Polytechnique	Rapporteur
E. RAGNEAU, Professeur des Universités – I.N.S.A. de Rennes	Rapporteur
P. DRAZETIC, Professeur des Universités – Université de Valenciennes	Directeur de thèse
E. DELETOMBE, Responsable de l'Unité de Recherche D.M.S.E./R.C.S. – Onera-Centre de Lille	Examineur
J. FABIS, Ingénieur de Recherche D.M.S.E./R.C.S. – Onera-Centre de Lille	Examineur
Y. RAVALARD, Professeur des Universités – Université de Valenciennes	Examineur
P. GEOFFROY, Directeur du Département D.M.S.E. – Onera-Centre de Lille	Invité
L. LAZZAROTTO, Responsable du service "Simulation et Calcul" – CETIM de Saint-Étienne	Invité

---

*"En ce monde, rien de plus souple et de plus faible que  
l'eau ; cependant aucun être quelque fort et puissant  
qu'il soit, ne résiste longtemps à son action. Les vagues  
de l'océan viennent à bout des falaises les plus dures ;  
et pourtant, nul ne peut se passer d'eau."*

Lao-Tseu, 570 - 490 av. J.C.

---

*"Je ne sais  
où va mon chemin  
mais je marche mieux  
quand ma main serre la tienne."*

Alfred de Musset, 1810 - 1857.

À ma femme Sylvie,  
À notre fils Fantin,

À mes parents,  
À ma sœur,

À toute ma famille.

---

## Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés dans le cadre d'une collaboration entre le groupe **Dynamique Rapide et Collision** du **Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique industrielles et Humaines (LAMIH)** de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis et l'**Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales (Onera-Centre de Lille)**. Je tiens également à remercier le **Conseil Régional du Nord/Pas-de-Calais**, représenté par Monsieur **Bernard FRIMAS**, pour son soutien financier.

Je souhaite adresser mes plus sincères remerciements :

À Monsieur **Francis DUPRIEZ**, ancien Directeur de l'Onera-Centre de Lille, et Madame **Anne-Marie MAINGUY**, actuelle Directrice de l'Onera-Centre de Lille, pour m'avoir cordialement accueilli au sein de l'Office de Lille.

À la Direction Générale de l'Onera et son Directeur Général Monsieur **Denis MAUGARS**, Monsieur **Michel de GLINIASTY**, Directeur Scientifique Général, Monsieur **Tasadduq KHAN**, Directeur Scientifique de la branche "Matériaux et Structures".

À Messieurs les Professeurs **Patrick MILLOT** et **Jérôme OUDIN**, Directeur et Directeur-Adjoint du LAMIH, pour la mise à disposition de tous les moyens qui ont été nécessaires au bon déroulement de mes travaux.

À Messieurs **Pascal GEOFFROY**, Directeur du Département de Mécanique du Solide et de l'Endommagement de l'Onera, et **Pierre-Marie LESNE**, Adjoint de gestion DMSE, pour la mise à disposition des moyens qui ont été nécessaires au bon déroulement de mes travaux au sein de l'Office de Lille.

À Messieurs les Professeurs **Gérard GARY**, Directeur de Recherche au Laboratoire de Mécanique du Solide de l'École Polytechnique de Palaiseau et **Éric RAGNEAU**, de l'I.N.S.A. de Rennes pour l'honneur qu'ils me font d'avoir accepté de juger ce travail.

À Monsieur **Éric DELETOMBE**, Ingénieur de Recherche à l'Onera-Centre de Lille et Responsable des activités de simulation de crash et d'impact de structures (DMSE-RCS), pour son aide précieuse dans la rédaction de ce mémoire, et son grand professionnalisme dans la conduite de ces travaux. Qu'il trouve l'expression de ma profonde reconnaissance.

À Monsieur le Professeur **Pascal DRAZETIC**, Responsable de l'Équipe Dynamique Rapide et Collision du LAMIH, qui m'a proposé de participer à cet axe de recherche. Je le remercie pour la confiance qu'il m'a accordée, pour le soutien et l'encadrement qu'il m'a apportés tout au long de ce travail, pour sa grande disponibilité, pour son intarissable dynamisme et pour la bonne humeur qu'il fait régner au sein de l'équipe DRC. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

À Monsieur le Professeur **Éric MARKIEWICZ**, de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, pour la qualité de son encadrement, sa grande disponibilité, ses conseils éclairés lors de la rédaction de ce mémoire et ses grandes qualités humaines.

À Monsieur le Professeur **Yves RAVALARD**, de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, Chargé de mission Transports Terrestres au Ministère de la Recherche, pour avoir accepté d'examiner ces travaux.

---

À Monsieur **Jacky FABIS**, Ingénieur de Recherche et Responsable des moyens d'essais expérimentaux de l'unité de recherche **Résistance et Conception des Structures** de l'Onera-Centre de Lille, pour la grande qualité de son encadrement, sa profonde soif de connaissances ainsi que la bonne humeur qu'il fait régner au sein de l'équipe RCS.

À Messieurs **Ludovic LAZZAROTTO**, Responsable au CETIM du Service "Simulation et Calcul", et **Pascal THEVENET**, Ingénieur de Recherche au département "Matériaux et Procédés" de EADS-CCR, pour avoir eu la bienveillance de participer à ce jury.

À Monsieur **Bertrand LANGRAND**, Ingénieur à l'Onera-Centre de Lille, pour son aide précieuse dans l'identification des paramètres des lois de comportement des matériaux, sa grande clairvoyance, sa disponibilité et son amitié.

À l'équipe technique de l'unité de recherche **Résistance et Conception des Structures** de l'Onera-Centre de Lille, et en particulier **Alain DEUDON**, pour son aide précieuse lors des campagnes d'essais sur vérin hydraulique rapide, et **Jean-Michel MORTIER**, lors de la mise en œuvre du dispositif aux barres de Hopkinson. Je les remercie chaleureusement pour leur disponibilité, les nombreuses discussions et idées que nous avons pu échanger, et leur amitié.

À Monsieur **Jean-Luc CHARLES**, Responsable de la modélisation CAO au sein de l'unité de recherche **R.C.S.** de l'Onera-Centre de Lille, pour la mise en plan sous Catia V4 des montages d'essais dynamiques, et sa grande disponibilité.

À Messieurs **Patrice MIETTE** et **François JANKOWSKI**, pour leur aide sur l'instrumentation des barres de Hopkinson et les techniques de collage sur matériaux métalliques, ainsi que les membres de l'atelier d'usinage pour la grande qualité de leur travail.

À tous les membres de l'unité de recherche **Résistance et Conception des Structures**, parmi eux je cite **Richard ARCZYNSKI**, **Léon BUCHANIEK**, **David DELSART**, **Didier JOLY**, **Olivier MASEK**, **Hugues MERCIER des ROCHETTES**, **Jean-Luc PETINIOT**, **Roland ORTIZ**, **Jean-François SOBRY**, **Anne-Sophie BAYART**, **Gérald PORTEMONT**, et particulièrement **Pierre MAHELLE**, pour son aide dans la conception des montages aux barres de Hopkinson et sa participation dans la réalisation des essais menés à l'Onera-Centre de Lille et à l'École Polytechnique de Palaiseau.

À tous les membres (et anciens membres) du Laboratoire de Génie Mécanique du LAMIH, en particulier je cite **Bertrand CANAPLE**, **Patrick CROIX**, **Christophe DELILLE**, **Rémi DELILLE**, **Raphaël DELTOMBE**, **David DUBOIS**, **Benoît HAUW**, **Michaël HETIER**, **Sébastien HUART**, **Karl LADEN**, **Norbert MORGADO**, **Thibault RENAUX**, **Séverine ROMERO**, **Giovanni RUNGEN**, **Grégory SPINGLER**, **Arnaud VERLEENE**, **Jean-Christophe WALRICK**, **Lionel WINIAR**, ainsi que **Thierry GARCON**, **Denis LESUEUR** et **Alain NOËL**.

À Mesdames **Brigitte DUDA**, **Florence LEDUC**, **Brigitte LE GALL**, **Maryvonne BUISSET** et **Michèle PRESSOIR**, pour leur aide administrative.

Aux membres des bibliothèques de l'Onera-Centre de Lille et de l'Université de Valenciennes pour leur perspicacité dans la recherche des articles, et en particulier Madame **Laurence LESNE**.

À ma femme et notre fils Fantin, tout simplement, pour être à mes côtés...

Notations	1
Introduction générale	7
Chapitre I :	
<i>Historique des Moyens d'Essais Mécaniques pour les Chargements Dynamiques Transitoires</i>	11
<b>1.1. Le comportement viscoplastique des matériaux</b>	11
1.1.1. Historique des essais en dynamique transitoire	11
1.1.2. État de l'art	12
1.1.3. Les géométries d'éprouvettes de caractérisation	15
1.1.4. Les modèles de comportement matériel	18
<b>1.2. Les moyens d'essais expérimentaux de caractérisation des matériaux</b>	20
<b>1.3. Utilisation des machines hydrauliques rapides aux vitesses moyennes de déformation</b>	24
1.3.1. Résonance mécanique des montages hydrauliques	24
1.3.2. Synthèse : interprétation des données mesurées lors d'essais dynamiques sur machines hydrauliques rapides	28
<b>1.4. Un moyen d'essais spécifique : les barres de Hopkinson</b>	30
1.4.1. Historique de l'évolution des dispositifs	30
1.4.2. Les différentes configurations de traction dynamique	33
1.4.2.1. La configuration de traction par chargement direct	33
1.4.2.2. La configuration de traction par chargement indirect	40
<b>1.5. Conclusions</b>	44
Références bibliographiques	47
Chapitre II :	
<i>Étude du Comportement Vibratoire d'un Montage d'Essais sur Vérin Hydraulique Rapide</i>	52
<b>2.1. Présentation du vérin hydraulique rapide de l'Onera-Centre de Lille</b>	55
2.1.1. Caractérisation au moyen d'un vérin hydraulique rapide	55
2.1.2. Nature des essais et des matériaux	56
<b>2.2. Interprétation des mesures</b>	57
2.2.1. Limitations des mesures liées à l'asservissement	57
2.2.2. Limitations des mesures liées aux fréquences de résonance	58
2.2.3. Le filtrage comme solution palliative	61
<b>2.3. Modélisation analytique du montage d'essais dynamiques</b>	62
2.3.1. Modèle à un degré de liberté	63
2.3.2. Modèle à deux degrés de liberté	67
2.3.3. Comparaison des résultats pour les deux modèles analytiques	71
2.3.4. Classification des paramètres influents	73
2.3.5. Cas de la précharge	73
2.3.6. Synthèse	75
<b>2.4. Campagne expérimentale d'analyses vibratoires</b>	75
2.4.1. Présentation des montages expérimentaux	75
2.4.1.1. Montage d'essais dynamiques	75
2.4.1.2. Montage expérimental simplifié	76
2.4.2. Les paramètres influents les fréquences de pompage	76
2.4.2.1. Résultats de l'étude modale du montage d'essais dynamiques	76
2.4.2.2. Résultats de l'étude modale du montage	79
2.4.3. Cas particulier de la précharge	79
<b>2.5. Développement d'un modèle numérique représentatif</b>	80
2.5.1. Présentation et conditions aux limites	81
2.5.2. Analyse modale numérique par éléments finis	82
2.5.3. Étude de conception – Influence des paramètres inaccessibles à l'expérimentation	84

2.5.3.1. Présentation des résultats	84
2.5.3.2. Confrontation et validation des résultats de l'étude numérique	85
<b>2.6. Conclusions</b>	<b>87</b>
Références bibliographiques	89
<b>Chapitre III :</b>	
<b><i>Optimisation d'un Montage d'Essais de Caractérisation Dynamique</i></b>	<b>93</b>
<b>3.1. Optimisation numérique d'un montage d'essais dynamiques</b>	<b>93</b>
3.1.1. Les choix préliminaires	93
3.1.2. Présentation de l'ensemble du dispositif d'essais optimisé	95
3.1.3. Étude modale numérique de la partie inférieure du montage	97
3.1.3.1. Présentation du modèle EF	97
3.1.3.2. Présentation des résultats de l'optimisation matériau	97
3.1.3.3. Étude de sensibilité du modèle numérique	99
3.1.4. Optimisation géométrique du socle rigide	99
3.1.5. Réponses en fréquence – Comparaison des résultats	103
<b>3.2. Validation expérimentale de la méthode d'optimisation</b>	<b>104</b>
3.2.1. Présentation du montage expérimental	104
3.2.2. Détermination de la réponse vibratoire du montage d'essais	106
3.2.2.1. Analyse modale expérimentale et résultats	106
3.2.2.2. Interprétation des résultats	107
3.2.3. Campagne d'essais sur acier XES et aluminium 2024 T3	108
3.2.3.1. Présentation des éprouvettes de caractérisation	108
3.2.3.2. Exploitation des essais sur éprouvettes de "type I"	111
3.2.3.3. Exploitation des essais sur éprouvettes de "type II"	115
3.2.3.4. Comparaison des caractéristiques mécaniques	119
3.2.4. Quantification des améliorations sur le comportement vibratoire	120
3.2.4.1. Essais sur éprouvettes de "type I"	121
3.2.4.2. Essais sur éprouvettes de "type II"	124
3.2.5. Synthèse	126
<b>3.3. Conclusions</b>	<b>127</b>
Références bibliographiques	129
<b>Chapitre IV :</b>	
<b><i>Mise en Place d'un Dispositif de Traction aux Barres de Hopkinson par Chargement Indirect</i></b>	<b>131</b>
<b>4.1. Relations théoriques</b>	<b>131</b>
4.1.1. Problème particulier de la rupture d'impédance	133
4.1.2. Vérification des relations d'équilibre	134
4.1.3. Détermination des paramètres de tirs et des dimensions des éprouvettes	134
4.1.4. Détermination des abaques de vitesses des projectiles	137
4.1.4.1. Mesures expérimentales	137
4.1.4.2. Approche analytique du calcul des vitesses de projectiles	140
<b>4.2. Mise en place des barres de Hopkinson en compression</b>	<b>141</b>
4.2.1. Présentation du dispositif aux barres de Hopkinson	142
4.2.2. Calibrage à vide du dispositif de compression	144
4.2.3. Caractérisation de l'alliage d'aluminium 7050	145
4.2.3.1. Géométrie des échantillons de caractérisation	145
4.2.3.2. Gamme visée de vitesses de déformation et résultats	146
4.2.4. Caractérisation de l'alliage d'aluminium 2017 A	148
4.2.4.1. Géométrie des échantillons de caractérisation	148
4.2.4.2. Gamme visée de vitesses de déformation et résultats	149
4.2.5. Comparaison de deux dispositifs aux barres de Hopkinson	151

<b>4.3. Mise en œuvre d'une configuration de traction aux barres de Hopkinson</b>	153
4.3.1. Présentation du principe	154
4.3.2. Principe de traction par collage	156
4.3.3. Calibrage à vide du dispositif de traction par chargement indirect	158
4.3.4. Caractérisation dynamique de l'acier XES et de l'aluminium 2024 T3	159
4.3.4.1. Dimensionnement des éprouvettes plates	160
4.3.4.2. Allure des signaux – Résultats d'essais de traction	162
<b>4.4. Conclusions</b>	166
Références bibliographiques	169
<b>Chapitre V :</b>	
<b><i>Capacité de Recouvrement de Deux Moyens d'Essais Dynamiques</i></b>	173
<b>5.1. Mise en évidence de l'absence de recouvrement aux vitesses moyennes de déformation</b>	173
<b>5.2. Comparaison des essais de traction dynamique</b>	174
5.2.1. Validation quasi-statique d'une configuration de traction d'éprouvettes par barres de compression	175
5.2.2. Configuration des essais dynamiques	177
5.2.3. Comparaison des configurations de traction sur éprouvettes plates métalliques	181
<b>5.3. Identification des paramètres de la loi de comportement de type Johnson-Cook pour les deux matériaux métalliques</b>	185
5.3.1. Identification des paramètres – Géométrie de type I	186
5.3.1.1. Aluminium 2024 T3	187
5.3.1.2. Acier doux XES	188
5.3.2. Comparaison avec les géométries d'éprouvettes de type II	190
5.3.2.1. Aluminium 2024 T3	190
5.3.3.2. Acier doux XES	191
<b>5.4. Comparaison avec les données issues de la littérature</b>	193
5.4.1. Aluminium 2024 T3	194
5.4.2. Acier doux XES	195
<b>5.5. Conclusions</b>	197
Références bibliographiques	199
<b>Conclusions Générales</b>	203
<b>Annexes</b>	
Annexe 1	A-1
Annexe 2	A-9
Annexe 3	A-17
Annexe 4	A-19
Annexe 5	A-20
Annexe 6	A-22
Annexe 7	A-23
Annexe 8	A-24
Annexe 9	A-25
Annexe 10	A-27

## NOTATIONS

Chapitre I*Latines*

$C$	célérité des ondes élastiques
$f$	fréquence de résonance
$I$	impédance mécanique
$K_C$	raideur de la cellule d'effort
$L_0$	longueur initiale de l'éprouvette
$L_{proj}$	longueur du projectile
$M_S$	masse du mors supérieur
$S$	section des barres cylindriques
$S_0$	section initiale de l'éprouvette
$v$	vitesse
$v_{proj}$	vitesse de projectile

*Grecques*

$\varepsilon_i$	amplitude de déformation de l'onde incidente
$\dot{\varepsilon}_p$	vitesse de déformation conventionnelle
$\rho$	masse volumique
$\tau$	durée de l'onde élastique

Chapitre II*Latines*

$a$	taille de la maille élémentaire
$A$	amplitude des déplacements
$[A]$	noyau du système
$C$	effort de précharge appliqué à la vis de précharge
$\Delta L$	allongement
$e$	écart
$E$	module d'élasticité
$f$	fréquence propre de pompage du système
$f_i$	fréquence du $i^{\text{ème}}$ mode propre associé
$F$	effort courant
$F_n$	effort à l'incrément $n$
$[K]$	matrice des raideurs
$k$	raideur élémentaire
$K$	raffinement du maillage EF
$K_B$	raideur du socle
$K_C$	raideur de la cellule d'effort
$K_{EP}$	raideur de l'éprouvette
$K_0$	raideur de pièce
$K_r$	raideur à l'incrément $n$
$K_V$	raideur de la vis de précharge
$[I]$	matrice identité
$L$	longueur travaillante
$[M]$	matrice des masses
$M_1$	masse du mors de fixation inférieur
$M_2$	masse de la pièce intermédiaire
$M$	masse élémentaire
$M_B$	masse du socle
$M_C$	masse de la cellule d'effort
$M_S$	masse suspendue
$p_i$	$i$ % du paramètre $p$
$p_0$	valeur de référence du paramètre $p$
$S$	section travaillante
$x$	déplacement
$x_p$	déplacement du système à la pulsation $\omega_p$
$X_p$	forme propre de rang $p$
$\ddot{x}$	accélération
$v_0$	vitesse de l'essai
$t$	temps

*Grecques*

$\varphi$	déphasage
$\rho$	masse volumique
$\omega_p$	pulsation propre du système
$\omega_i$	pulsation du $i^{\text{ème}}$ mode propre associé

## Chapitre III

### *Latines*

a	taille de la maille élémentaire
E	module d'élasticité
F	effort courant
v	vitesse de l'essai
L <sub>0</sub>	longueur utile de l'éprouvette
ρ	masse volumique
R <sub>p0.2</sub>	limite conventionnelle d'élasticité à 0.002 de déformation
R <sub>M</sub>	résistance à rupture
S <sub>0</sub>	section utile de l'éprouvette
t	temps

### *Grecques*

ΔL	allongement de l'éprouvette
ε <sub>C</sub>	déformation conventionnelle
ε <sub>R</sub>	déformation rationnelle
ε <sub>P</sub>	déformation plastique
ε̇ <sub>P</sub>	vitesse de déformation plastique
ε̇ <sub>Théo.</sub>	vitesse de déformation théorique
σ <sub>C</sub>	contrainte conventionnelle
σ <sub>R</sub>	contrainte rationnelle
σ <sub>u</sub>	contrainte ultime
σ <sub>y</sub>	contrainte d'écoulement plastique

Chapitre IV*Latines*

$C_E$	célérité des ondes élastiques dans l'éprouvette
$C_{BE}$	célérité des ondes élastiques dans la barre entrante
$C_{BS}$	célérité des ondes élastiques dans la barre sortante
$C_{PROJ}$	célérité du projectile
$D$	diamètre de l'échantillon de compression
$E$	module d'élasticité
$E_{BE}$	module d'élasticité de la barre entrante
$E_{BS}$	module d'élasticité de la barre sortante
$F_{BE}$	effort à l'interface barre entrante/échantillon
$F_{BS}$	effort à l'interface barre sortante/échantillon
$I_{PROJ}$	impédance du projectile
$I_{BE}$	impédance de la barre entrante
$L_{BE}$	longueur de la barre entrante
$L_{BS}$	longueur de la barre sortante
$L_E$	longueur de l'éprouvette
$L_{PROJ}$	longueur du projectile
$M_{PROJ}$	masse du projectile
$P$	pression d'air dans la cuve
$S_{BE}$	section de la barre entrante
$S_{BS}$	section de la barre sortante
$S_E$	section utile de l'éprouvette
$S_{PROJ}$	section du projectile
$U_{BE}$	déplacement de la barre entrante
$U_{BS}$	déplacement de la barre sortante
$v_{BE}$	vitesse de la barre entrante
$v_{BS}$	vitesse de la barre sortante
$v_P$	vitesse particulière
$v_{PROJ}$	vitesse du projectile
$v_R$	vitesse de rebond du projectile
$t$	temps
$\varnothing_E$	section de l'échantillon
$\varnothing_{BE}$	section de la barre entrante
$\varnothing_{BS}$	section de la barre sortante
$\varnothing_{PROJ}$	section du projectile

*Grecques*

$\Delta\sigma$	gradient de contrainte
$\Delta v$	gradient de vitesse
$\varepsilon_I$	amplitude de déformation de l'onde incidente
$\varepsilon_R$	amplitude de déformation de l'onde réfléchie
$\varepsilon_T$	amplitude de déformation de l'onde transmise
$\dot{\varepsilon}_E$	vitesse de déformation dans l'éprouvette
$\Gamma_R$	amplitude de l'onde réfléchie
$\Gamma_T$	amplitude de l'onde transmise
$\lambda$	longueur du palier élastique

---

$\rho$	masse volumique
$\rho_{BE}$	masse volumique de la barre entrante
$\rho_E$	masse volumique de l'éprouvette
$\rho_{BS}$	masse volumique de la barre sortante
$\rho_{PROJ}$	masse volumique du projectile
$\sigma_E$	contrainte à 0.1 de déformation plastique de l'éprouvette
$\sigma_0$	contrainte d'écoulement
$\tau$	durée de déformation élastique

## Chapitre V

### *Latines*

A, B, C	paramètres du modèle de comportement Johnson~Cook
$E_{BE}$	module d'élasticité de la barre entrante
$E_{BS}$	module d'élasticité de la barre sortante
$f(\bar{z})$	fonction objectif définie au sens des moindres carrés
i	incrément
m	sensibilité de la contrainte à l'élévation de la température
n	coefficient d'écrouissage
$N_p$	nombre de mesures expérimentales
$S_{BE}$	section de la barre entrante
$S_{BS}$	section de la barre sortante
T	température courante
$T_f$	température de fusion
$T_{20^\circ C}$	température à 20°C

### *Grecques*

$\epsilon_{eq}$	déformation équivalente au sens de von Mises
$\epsilon_{BE}$	amplitude de déformation élastique de la barre entrante
$\epsilon_{BS}$	amplitude de déformation élastique de la barre sortante
$\epsilon_p$	déformation plastique de l'éprouvette
$\dot{\epsilon}$	vitesse de déformation courante dans l'éprouvette
$\dot{\epsilon}_0$	vitesse de déformation de référence dans l'éprouvette
$\gamma$	déformation tangentielle
$\sigma$	contrainte plastique
$\sigma_{eq}$	contrainte équivalente au sens de von Mises
$\sigma^{EXP}$	contrainte courante expérimentale
$\sigma^{NUM}$	contrainte courante pour le modèle de comportement
$\tau$	contrainte de cisaillement

## INTRODUCTION GENERALE

L'appréhension des **comportements des assemblages**, des **structures** et des **sous-structures** soumises à des sollicitations de crash et d'impact passe par la connaissance des **lois de comportement** des matériaux constitutifs dans une vaste gamme de vitesses de déformation. En effet, l'écrasement dynamique d'une structure conduit à l'apparition de vitesses de déformation parfois loin d'être négligeables dans les zones sujettes aux grandes déformations. Ainsi, se limiter à la caractérisation des matériaux dans un domaine trop restreint de vitesses de déformation conduit à fausser la prédiction du comportement global d'une structure et ne pas intégrer la notion de **sensibilité** de certains matériaux au paramètre **vitesse de déformation**. Pour réaliser des **essais de caractérisation** dans une vaste gamme de vitesses de sollicitation, différentes **techniques expérimentales** ont été associées au cours de ces dernières décennies. Lindholm a défini d'une manière synthétique les principaux domaines de vitesses de déformation accessibles par chaque **moyen d'essais**.

Pour les vitesses de déformation très faibles, les essais de fluage permettent de solliciter les matériaux dans des gammes de vitesses de déformation de l'ordre de  $10^{-6} \text{ s}^{-1}$ . Ce type d'essai est réalisé sous charge constante et l'étude du **comportement des matériaux** porte sur la relaxation des déformations et vitesses de déformation au cours du temps.

Pour les essais à vitesses plus élevées, soit de  $10^{-4}$  à  $10^{-2} \text{ s}^{-1}$  environ, les machines quasi-statiques à entraînement par vis constituent le moyen d'essais le plus couramment utilisé. La mise en œuvre de ce type de moyen ne pose pas de difficulté majeure, et les caractéristiques des matériaux sont bien connues dans ce domaine de sollicitation.

Au-delà de ces basses vitesses, des **machines hydrauliques rapides** sont généralement utilisées pour atteindre des vitesses de déformation plastique sur **éprouvettes normalisées** jusque  $1 \text{ s}^{-1}$  environ. En réduisant les dimensions des éprouvettes, il est possible d'atteindre des vitesses de déformation de l'ordre de  $50 \text{ s}^{-1}$ , domaine de la dynamique moyennes vitesses. Toutefois, la non-influence des conditions aux limites et l'homogénéité de l'état matériau ne sont plus assurées et doivent être vérifiées. De plus, l'apparition d'une

**résonance mécanique** du dispositif de mesure équipé d'une **cellule d'effort piézoélectrique** complique l'accès aux vitesses de déformation plastique supérieures à  $100 \text{ s}^{-1}$ .

Au-delà de  $500 \text{ s}^{-1}$ , domaine de la dynamique grandes vitesses, les **barres de Hopkinson** constituent le moyen d'essais usuellement utilisé. Ce dispositif est basé sur l'analyse des ondes élastiques se propageant le long de deux barres cylindriques instrumentées et constituées du même matériau, ayant de préférence la même section. Celles-ci présentent à leur interface commune un échantillon prélevé dans le matériau à caractériser.

Enfin, pour des vitesses de déformation supérieures à  $10^4 \text{ s}^{-1}$ , dédiées aux études menées dans les secteurs militaire et spatial, des dispositifs basés sur l'utilisation de lanceurs à gaz ou de cellules de confinement par chargement au moyen d'un explosif sont généralement mis en œuvre.

Ainsi, les évolutions des **caractéristiques mécaniques** des matériaux industriels peuvent être observées dans une gamme de vitesses de déformation évoluant dans un rapport  $10^{10}$ . Pour parvenir à la caractérisation des matériaux sur une gamme aussi vaste, le recours successif aux **moyens d'essais** énoncés précédemment est nécessaire et doit faire appel à des **protocoles** et des **moyens de mesures** qui diffèrent techniquement. En fait, il s'avère que la **gamme de vitesses de déformation**  $[1;1000] \text{ s}^{-1}$  intéressant la problématique du **choc/crash** dans le secteur des transports n'est souvent que **partiellement explorée** alors que les **modèles numériques par Éléments Finis (EF)** ont besoin d'être mis en données avec des jeux de paramètres de lois viscoplastiques implémentées dans les codes de calculs commerciaux. Les nombreuses études présentes dans la littérature scientifique illustrent clairement le caractère **discontinu** des études de sensibilité des matériaux à la vitesse de déformation : la plupart de ces moyens ne sont pas complémentaires au sens où un recouvrement, en terme de vitesses de déformation et de déformation à rupture, n'est pas possible dans le domaine considéré.

Afin d'atteindre **expérimentalement** un recouvrement dans la plage  $[1;1000] \text{ s}^{-1}$ , deux moyens d'essais de caractérisation – potentiellement recouvrants dans le domaine de la dynamique moyennes vitesses – sont évalués. Les moyens d'essais concernés sont une machine hydraulique rapide et un dispositif aux barres de Hopkinson. Dans un premier temps, nous proposons d'améliorer les capacités d'exploitation des mesures obtenues au moyen d'un vérin hydraulique rapide pour accéder à des vitesses de déformations supérieures à celles imposées par le comportement vibratoire du montage d'essais. Dans une seconde étape des travaux, la déclinaison du principe des barres de Hopkinson aux **vitesses moyennes de déformation**, soit en deçà de  $500 \text{ s}^{-1}$ , est entreprise sous sollicitation de traction.

Le premier chapitre décrit de manière détaillée l'ensemble des **moyens d'essais** utilisés pour l'étude des comportements des matériaux en **quasi-statique** et en **dynamique**. Y sont établies les limites théoriques de leur utilisation pour l'identification des lois de comportement matérielles. Pour ces différents dispositifs, les **moyens de mesures**, les **techniques d'exploitation** des signaux, les **protocoles d'identification** des caractéristiques mécaniques ainsi que les différentes géométries d'éprouvettes de caractérisation sont présentés. Un intérêt particulier est porté sur les moyens d'essais utilisés aux moyennes et grandes vitesses de déformation pour lesquels il n'existe ni **continuité**, ni **recouvrement** en terme de **croisement des données** aux vitesses moyennes de déformation : il s'agit des **machines hydrauliques rapides** et des dispositifs aux **barres de Hopkinson**.

Le deuxième chapitre présente une réflexion portant sur l'**amélioration** des capacités d'exploitation d'un montage d'essais de caractérisation dynamique sur vérin hydraulique, implanté à l'Onera-Centre de Lille. Cette amélioration porte avant tout sur l'adaptation du **comportement vibratoire** du montage d'**éprouvettes plates** contenant une **cellule d'effort piézoélectrique** visant à repousser au plus loin les **fréquences de résonance perturbatrices**. En effet, ces fréquences parasitent les mesures de la réponse à la sollicitation en masquant le comportement du matériau et limitent les capacités d'exploitation des données généralement pour les vitesses de déformation plastique proches de  $100 \text{ s}^{-1}$  (notamment pour les matériaux composites et les alliages métalliques). Des **approches analytiques** et **expérimentales** sont mises en œuvre pour qualifier le mécanisme de la résonance mécanique des montages d'essais, et appréhender la faisabilité de notre objectif. Un **montage simplifié** représentatif est initialement étudié pour ce faire. L'analyse quantitative repose ensuite sur l'utilisation de l'outil de **simulation numérique par Éléments Finis**, validé au travers d'une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques du montage de référence. Une **étude numérique** de **sensibilité** de la principale fréquence propre du montage d'essais aux caractéristiques mécaniques des différentes pièces est menée. Une **démarche d'optimisation** des **paramètres matériaux** et **géométriques** doit permettre d'obtenir une amélioration au regard des limites actuelles du dispositif expérimental.

Le troisième chapitre est dédié à la **validation expérimentale** du dispositif d'essais amélioré. Une campagne d'essais de caractérisation en traction est menée pour deux matériaux, l'un réputé sensible, et l'autre insensible à la vitesse de déformation. Il s'agit de l'**acier XES** et de l'**aluminium 2024 T3**, respectivement utilisés dans les industries automobile et aéronautique. Des essais de caractérisation en **dynamique moyennes vitesses**

sont ensuite menés avec les deux montages d'essais afin de quantifier les gains obtenus en termes de vitesses de déformation exploitables. La campagne de caractérisation est conduite pour des géométries d'éprouvettes normalisées (référéncées "**type I**"). Des éprouvettes de **dimensions réduites** (référéncées "**type II**") sont ensuite utilisées pour tendre vers les vitesses de déformation classiquement accessibles aux barres de Hopkinson. Une campagne de caractérisation est menée pour s'affranchir d'une éventuelle influence de la géométrie vis-à-vis des relations identifiées à partir des éprouvettes de "type I". De nouvelles **limites hautes** sont alors explorées pour le dispositif d'essais de traction sur **éprouvettes plates**.

**Le quatrième chapitre** est consacré au **dimensionnement**, à la **mise en œuvre** et à l'**utilisation de dispositifs de traction** et de **compression** aux barres de Hopkinson (propriété de l'Université de Valenciennes et implantées sur le site de Lille de l'Onera) appliqués au domaine de la dynamique moyennes vitesses ( $500 \text{ s}^{-1}$ ). Des essais dynamiques de compression sur **rivets aéronautiques** (**séries 2017 A** et **7050**) sont réalisés puis comparés avec un dispositif similaire implanté au Laboratoire de Mécanique du Solide de l'École Polytechnique. Sur la base de la validation des résultats issus du **protocole de dépouillement**, une nouvelle configuration de **traction indirecte** est étudiée et développée au moyen d'un montage de mise en place d'**éprouvettes plates** ("type II") et de **maintien par collage**. L'étude des limitations du dispositif proposé est menée sur deux matériaux métalliques (acier doux **XES** et alliage d'aluminium **2024 T3**) en termes de **limites basses**.

Enfin, **le cinquième chapitre** a pour finalité de valider l'ensemble des développements effectués et de vérifier les capacités de recouvrement des deux **moyens d'essais complémentaires**. Une comparaison des essais de traction sur éprouvettes plates collées est conduite sur un troisième dispositif d'essais de traction implanté au Laboratoire de Mécanique du Solide de l'École Polytechnique. Ce dispositif de traction requiert l'utilisation d'**éprouvettes plates pliées**. Une gamme de vitesses de déformation encadrant celle précédemment définie est visée, soit  $[160;700] \text{ s}^{-1}$ . Le recouvrement des relations rationnelles est analysé pour les matériaux précédemment caractérisés (alliage d'aluminium 2024 T3 et acier doux XES) avec nos moyens d'essais. L'identification des paramètres du **modèle de Johnson-Cook** est réalisée pour les deux matériaux métalliques. Les lois d'évolution sont alors comparées aux relations expérimentales déterminées sur chaque dispositif d'essai rencontré. Enfin, une confrontation supplémentaire avec des données extraites de la littérature est proposée. Ses différentes comparaisons ont pour but de confirmer la validité de nos développements.

# CHAPITRE I

## HISTORIQUE DES MOYENS D'ESSAIS MÉCANIQUES POUR LES CHARGEMENTS DYNAMIQUES TRANSITOIRES

**Résumé** — Ce premier chapitre présente les moyens d'essais et de mesures expérimentaux utilisés pour approfondir la connaissance des caractéristiques des matériaux dans le domaine des chargements mécaniques quasi-statiques et dynamiques. Un intérêt particulier est porté aux dispositifs d'essais utilisés aux moyennes et grandes vitesses de déformation (machines hydrauliques rapides et dispositifs aux barres de Hopkinson). Les limitations mises en évidence en terme de recouvrement sur la plage de vitesses de déformation plastique  $[1;1000] \text{ s}^{-1}$  pour identifier les lois de comportement viscoplastiques intéressent les secteurs d'études dédiés au crash des véhicules de transport civil et militaire.

### 1.1. LE COMPORTEMENT VISCOPLASTIQUE DES MATERIAUX

#### 1.1.1. Historique des essais en dynamique transitoire

Pendant longtemps, la conception de la plupart des structures soumises à des sollicitations dynamiques n'était fondée que sur la connaissance des caractéristiques mécaniques des matériaux identifiées sous sollicitations quasi-statiques, représentatives des conditions de fonctionnement, et suffisantes pour procéder à l'analyse élastique vibratoire de la structure. Pondérées par un coefficient de sécurité élevé, les structures étaient souvent surdimensionnées par rapport aux besoins auxquels elles devaient répondre, excepté peut-être pour les véhicules militaires. Or, la problématique de la résistance aux chargements dynamiques extrêmes apparaît dans les années quarante. Mais, ce n'est que depuis ces toutes dernières décennies que le sujet du crash se pose en termes industriels pour les véhicules de transport civil en raison d'un durcissement de la législation et de la compétition entre les constructeurs, la sécurité devenant un argument majeur de vente. Initialement, les seules données "matériaux" provenaient du domaine militaire et étaient relatives aux très grandes vitesses d'impact (blindages et munitions), c'est-à-dire pour des plages de vitesses d'impact

où la thermodynamique joue un rôle fondamental dans le comportement des matériaux, de sorte que la caractérisation quasi-statique s'avérait plus proche du besoin que les caractéristiques dynamiques disponibles. Ainsi, la conception des structures ne pouvait être à terme corrigée que sur la base de l'amélioration de la connaissance des caractéristiques des matériaux, et sur la prise en compte de l'environnement dans lequel celles-ci allaient évoluer. Cet état de fait a été décrit par Fehr et Parker au milieu des années quarante dans le cadre d'applications militaires [FEH43], puis par Johnson [JOH72]. Fehr et Parker notent l'effet dynamique mesuré sur les enregistreurs à bandes et observent ainsi une évolution significative des principales caractéristiques mécaniques d'un acier en fonction de l'augmentation de la vitesse de sollicitation. L'effet dynamique se manifeste par des oscillations sur les courbes accélération/temps trouvant leur origine dans l'accélération dynamique des pièces mobiles du dispositif de fixation des échantillons. Il apparaît alors clairement que les données recueillies sous sollicitations dynamiques sont très différentes de celles obtenues sous sollicitations quasi-statiques ([COO67], [CAM73], [HAR74]).

### 1.1.2. État de l'art

Dans les domaines civil et militaire, et plus particulièrement dans le secteur des moyens de transport terrestre et aéronautique, la connaissance complète du comportement des matériaux est devenue au cours de ces dernières décennies un enjeu majeur pour la simulation numérique. Un thème fédérateur pour les industriels de l'automobile concerne la sécurité des occupants lors de chocs frontaux et latéraux conformément aux normes européennes (tenue des assemblages soudés par point, contrôle des chemins de rupture,..., par exemple). Pour l'industrie aéronautique et plus généralement du transport, la connaissance approfondie du comportement des matériaux métalliques pour de grandes variations de vitesses de déformation – idéalement du quasi-statique à la dynamique rapide – permet d'envisager la simulation numérique de situations de crash de structures aéronautiques avec davantage de pertinence que celles obtenues par essais sur maquettes structurelles menés en laboratoire [CIC94]. A l'instar des points soudés pour l'industrie automobile [FOU99], les aérotechniciens ont également pour souci de vérifier la tenue des assemblages rivetés pour des situations de chargement extrême (explosion, crash) ([PET83], [DEL93], [DEL00], [LAN00], [MAL00], [COM03]), d'amerrissage [DEL97] et d'impacts (par exemple, de type "oiseau" sur les bords d'attaque des ailes d'avion [CRA03]). D'une manière générale, l'étude du comportement des structures, des sous-structures et des assemblages (rivetés et soudés) passe

en tout premier lieu par l'identification des lois de comportement des matériaux constituant ces structures. Idéalement, les modèles de comportement doivent être confondus jusqu'à rupture du matériau avec les grandeurs expérimentales, définissant ainsi un faisceau de courbes évoluant avec la vitesse de déformation. Cette identification est menée au moyen d'essais standards réalisés sous sollicitations uni-axiales (traction, compression, cisaillement) et pratiqués sur des échantillons normalisés dont la géométrie permet de s'affranchir des conditions aux limites, d'assurer un état de déformation homogène au sein d'une zone de l'échantillon appelée "zone utile" [TEC96] et de garantir la cohérence et la fiabilité des données circulant au sein de la communauté industrielle. Par ailleurs, Botte [BOT69] sensibilise très tôt les utilisateurs de moyens d'essais dynamiques en soulignant que le comportement de la plupart des matériaux est sensible à divers degrés au paramètre "vitesse de déformation", au même titre qu'aux paramètres thermodynamiques comme la température ou la pression. Or, il n'existe pas d'essais normalisés en dynamique. Les essais sont donc menés au moyen de différentes techniques expérimentales afin de déterminer les caractéristiques des matériaux dans la plus vaste gamme possible de vitesses de sollicitation. Lindholm rappelle les principaux domaines de vitesses de déformation accessibles, établis par chaque moyen d'essais [LIN71\_a].

Les essais de fluage permettent de solliciter les matériaux pour des vitesses de déformation de l'ordre de  $10^{-6} \text{ s}^{-1}$ . Ce type d'essai est réalisé sous charge constante et l'étude du comportement des matériaux porte sur la relaxation des déformations et vitesses de déformation au cours du temps.

Pour les essais envisagés à des vitesses de déformation comprises entre  $10^{-4}$  à  $10^{-2} \text{ s}^{-1}$ , les machines quasi-statiques à entraînement par vis sont habituellement utilisées. Ce type de moyen ne pose pas de difficulté majeure, et les caractéristiques des matériaux sont généralement bien connues dans ce domaine de sollicitation.

Au-delà des sollicitations quasi-statiques, les machines hydrauliques rapides permettent d'atteindre, sur éprouvettes normalisées, des vitesses de déformation plastiques allant jusque quelques  $\text{s}^{-1}$  environ. En diminuant la longueur utile des éprouvettes, l'accès à des vitesses de déformation plastiques de l'ordre de  $50 \text{ s}^{-1}$  est possible ([LIN71\_b], [KOB96] [HOV97], [QUI97], [RUS99]). Toutefois, l'apparition d'une résonance mécanique des dispositifs équipés d'une cellule d'effort piézoélectrique perturbe les mesures et complique l'accès aux vitesses de déformation plastiques supérieures. De plus, les conditions aux frontières des parties utiles de l'éprouvette doivent être contrôlées et prises en compte pour y

assurer l'homogénéité de l'état matériau. Une précaution élémentaire consiste à vérifier le recouvrement des essais menés aux vitesses de déformation "intermédiaires" pour plusieurs géométries d'éprouvettes mais passe par une amélioration du comportement vibratoire des dispositifs d'essais.

Des dispositifs aux barres de Hopkinson sont qualifiés pour établir les lois d'érouissage des matériaux au-delà de  $500 \text{ s}^{-1}$ , définissant ainsi le domaine de la dynamique rapide. Ce dispositif est basé sur l'exploitation et l'interprétation des systèmes d'ondes élastiques se propageant dans deux barres cylindriques instrumentées, retraçant ainsi l'histoire de l'état matériau au cours du chargement. De nombreux développements ont permis à ce jour de réaliser la plupart des sollicitations (flexion, compression, traction, cisaillement, torsion).

Les vitesses de déformation supérieures à  $10^4 \text{ s}^{-1}$ , dédiées aux études balistiques menées dans les secteurs militaire et spatial [JUA98], sont accessibles au moyen de dispositifs basés sur l'utilisation de lanceurs à gaz, voire de cellules de confinement dont le chargement est induite par une onde de choc.

Ainsi, pour parvenir aux caractéristiques des matériaux sur un panel aussi vaste de vitesses de déformation (12 décades), le recours successif à différents moyens d'essais est nécessaire et doit faire appel à des protocoles et des moyens de mesures qui diffèrent techniquement. Or, la plupart de ces moyens ne sont pas complémentaires au sens où l'établissement d'un domaine de recouvrement des données expérimentales n'est pas toujours possible, les bornes de ce domaine pouvant varier en fonction des classes de matériaux (métalliques, composites, polymères, céramiques). En particulier, les propriétés des matériaux jusqu'à rupture ne sont que partiellement connues dans la gamme de vitesses de déformation  $[1;1000] \text{ s}^{-1}$  intéressant la problématique du choc/crash des véhicules de transport. Les nombreuses études menées ces quarante dernières années pour caractériser la sensibilité des matériaux à la vitesse de déformation dans ce domaine attestent l'absence d'un recouvrement total ([STE60], [LIN71\_b], [NIC80\_a], [ROD94\_a], [BEG96], [ROT97], [QUI97], [JUA98], [BLE00], [DRA00], [OOS00]).

Or, le problème du recouvrement des moyens d'essais est fondamental lorsqu'est introduite la notion de modèle physique – valable quels que soient la nature de la sollicitation et l'environnement dans lequel est soumis le matériau (température, pression, vitesse de déformation) – et de modèle phénoménologique – identifié et donc validé expérimentalement pour un domaine de sollicitation bien défini et borné. Cette différence justifie l'intérêt porté aux approches thermodynamiques [LEM85] ou mécanistiques. Pour de nombreux auteurs, il

existe donc une plage largement inexplorée au sein de laquelle la sensibilité des matériaux est sujette à hypothèses (interpolations), alors que les mécanismes d'activation thermique apparaissent et modifient significativement les propriétés mécaniques des matériaux.

### 1.1.3. Les géométries d'éprouvettes de caractérisation

Les géométries d'éprouvettes couramment rencontrées dans la littérature ouverte sont très variées et dépendent de la sollicitation envisagée et de l'étude dont elles font l'objet [LEM85]. Deux aspects essentiels sont à intégrer dans le dimensionnement des éprouvettes, en conformité avec la norme NF A 03-151 :

- la géométrie (I-1) assure la localisation de la plasticité et l'homogénéité des contraintes, nécessaires en dynamique ([LEM85], [ROD94\_a], [TEC96]).
- la vitesse de déformation plastique visée  $\dot{\epsilon}_p$  contribue au choix de la longueur utile de l'éprouvette et donc à celui de sa section (I-2).

$$L_0 \leq 5.65 \times \sqrt{S_0} \quad (\text{I-1})$$

$$\dot{\epsilon}_p = \frac{v}{L_0} \quad (\text{I-2})$$

où,  $L_0$  est la longueur utile et  $S_0$  la section utile de l'éprouvette.

L'éprouvette tubulaire dimensionnée par Lindholm ([LIN68], [LIN71\_b]) pour des essais de traction aux barres de Hopkinson permet de suivre l'évolution des principales caractéristiques mécaniques dans la gamme de vitesses de déformation  $[300;1000] \text{ s}^{-1}$  (figure 1-1). L'influence de la géométrie sur les lois de comportement des matériaux identifiées a été vérifiée en quasi-statique avec une géométrie d'éprouvette axisymétrique. La géométrie proposée permet son insertion dans la plupart des dispositifs de compression.

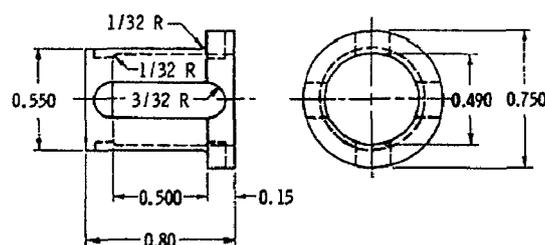


Figure 1-1 : Éprouvette tubulaire de traction – Lindholm [LIN68].

Nicholas [NIC80\_b] a réalisé des essais de traction indirecte sur des éprouvettes axisymétriques filetées ( $\varnothing 3.175 \text{ mm} - L_0=8.9 \text{ mm}$ ) sur plusieurs dispositifs d'essais. L'auteur cherche à atteindre le domaine  $[100;600] \text{ s}^{-1}$  en recourant à un dispositif de traction indirecte aux barres de Hopkinson (figure 1-2). Les résultats ont mis en évidence la sensibilité aux grandes vitesses de déformation ( $\cong 1000 \text{ s}^{-1}$ ) des alliages sollicités en traction alors que cette sensibilité était inexistante pour des essais de compression ( $L_0/D=2$ ). Ainsi, les lois de comportement varient selon la sollicitation ; or, les structures se déforment de manière multi-axiales.

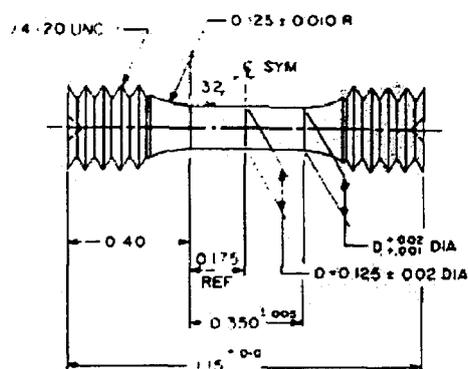


Figure 1-2 : Éprouvette axisymétrique de traction – Nicholas [NIC80\_b].

Mansilla *et al.* [MAN00] ont mené des essais de traction dynamique sur des éprouvettes plates en aluminium 6082 T6 ( $S_0=12 \text{ mm}^2 - L_0=20 \text{ mm}$ ) à des vitesses quasi-statiques de  $5 \text{ mm.min}^{-1}$  et dynamiques de  $1 (17 \text{ s}^{-1})$  et  $7.8 \text{ m.s}^{-1} (400 \text{ s}^{-1})$  au moyen d'une machine hydraulique de type MTS ( $75 \text{ kN} - 14 \text{ m.s}^{-1}$ ). Deux équipements de mesure de l'effort ont été utilisés afin de distinguer le comportement réel du matériau d'un comportement hypothétique. Ainsi, l'état de contrainte est mesuré au moyen de jauges de déformation classiques de type "CEA" directement disposées sur chaque face de la partie élastique de l'éprouvette afin de compenser les effets de flexion (figure 1-3). Dans cette zone, la loi de Hooke est appliquée pour calculer les efforts transmis à l'éprouvette. Dans la partie de l'éprouvette destinée à plastifier, des jauges à grandes déformations de type "EP" ont été collées afin de mesurer très localement les déformations plastiques de l'éprouvette. Une cellule d'effort mono-axiale de rigidité élevée de type Kistler 9041A permet de compléter et de doubler les mesures d'effort. Les résultats des essais ont révélé la sensibilité de la nuance 6082 T6 à la vitesse de déformation mais également l'existence d'une fréquence propre du montage d'essais égale à  $3 \text{ kHz}$  environ, malgré une fréquence propre de la cellule d'effort de  $65 \text{ kHz}$ .



Figure 1-3 : Éprouvette calibrée : une partie élastique et une partie élastoplastique.

La figure 1-4 présente les géométries standards d'éprouvettes de traction, adaptables sur la plupart des moyens d'essais de caractérisation en quasi-statique.

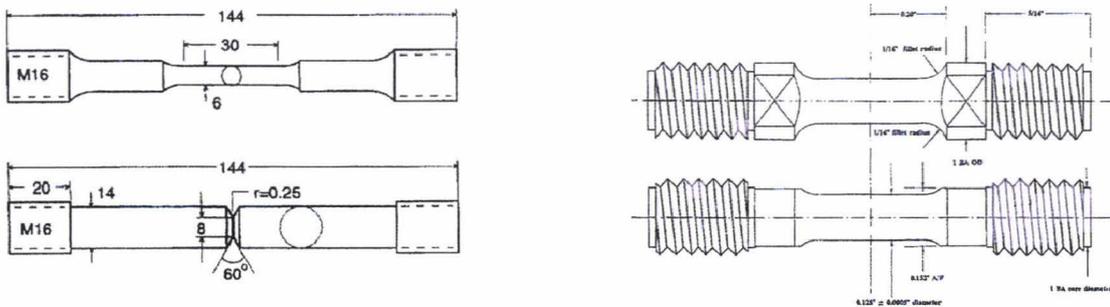
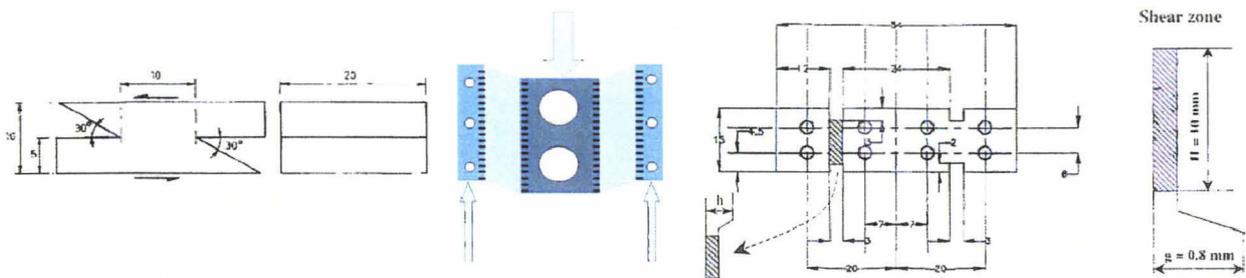


Figure 1-4 : Géométries d'éprouvettes axisymétriques de traction ([QUI97], [BÖH99], [NOB99], [HOP03]).

La figure 1-5 présente les géométries permettant la sollicitation de cisaillement d'éprouvettes composites et métalliques réalisée dans des configurations de compression ([CAM69], [DON94], [GAR94], [HAL97], [HIL97], [MER03]) ou d'impact direct ([RUS99], [RUS00\_a]) sur des dispositifs aux barres de Hopkinson. Pour les composites, cette géométrie permet l'étude de leur délaminage sous sollicitations dynamiques. Pour les matériaux métalliques, elle apporte l'avantage de pouvoir identifier les lois de comportement sans l'inconvénient de la localisation des déformations apparaissant lors de la striction.

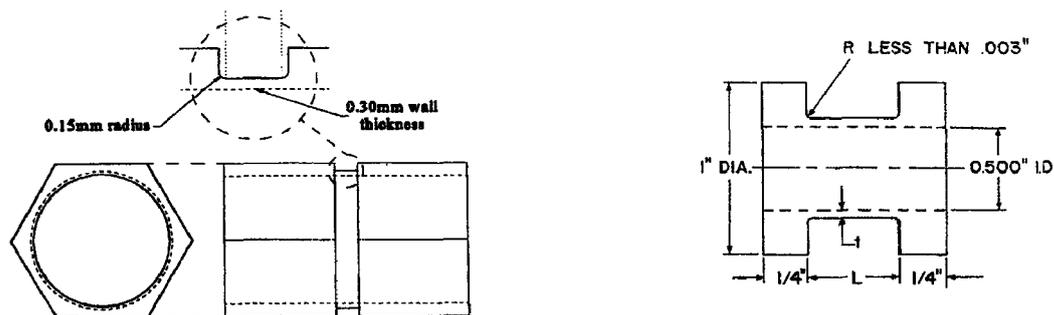


(a) : éprouvettes en composites

(b) : éprouvettes de tôles métalliques

Figure 1-5 : Géométries standards d'éprouvettes de cisaillement de composites ([DON94], [HAL97], [HIL97]) et de cisaillement plan de tôles métalliques ([CAM69], [GAR94], [RUS99], [MER03]).

La figure 1-6 illustre la géométrie requise pour l'étude en torsion dynamique de matériaux métalliques. L'intérêt de cette géométrie est d'admettre des taux de déformation élevés. Cette sollicitation est principalement menée au moyen de barres de Hopkinson dont l'énergie est apportée par la libération brutale d'un couple appliqué à la barre entrante. Le maintien des éprouvettes est obtenu au moyen de sections hexagonales présentes aux extrémités des éprouvettes et insérées dans des logements ([MAC98], [MAC99]) ou par collage des faces libres au moyen de colles à prise rapide ([NIC72], [JUA98]).



(a) : logements hexagonaux ([MAC98], [MAC99])

(b) : maintien par collage ([NIC72], [JUA98])

Figure 1-6 : Géométrie standard d'éprouvettes de torsion.

Il ressort de ce recensement que les géométries des éprouvettes ont été adaptées aux "nouveaux" matériaux tels les composites, les cermets, en raison de leur faible plasticité. En dynamique, le caractère transitoire ne peut plus être négligé (aller-retours d'ondes). La simulation numérique contribue désormais à optimiser la forme des éprouvettes de caractérisation mais doit pour cela faire appel à des modèles de comportement fiables.

#### 1.1.4. Les modèles de comportement matériel

Hopperstad *et al.* soulignent le rôle fondamental de la sollicitation vis-à-vis des modèles de comportement matériel identifiés pour la simulation numérique [HOP03]. Plusieurs auteurs ([JUA98], [RUS00\_a]) rappellent les différents types de lois de comportement ( $\sigma=f(\epsilon, \dot{\epsilon}, T)$ ) qui se classent en deux catégories : les modèles physiques – basés sur une représentation physique élémentaire de l'évolution de la microstructure – et les modèles phénoménologiques – représentatifs de sollicitations expérimentales (tableaux 1-1 et 1-2). Quels qu'ils soient, ces modèles sont développés afin de représenter le comportement des matériaux pour de grandes déformations et vitesses de déformation, tout en tenant compte des phénomènes thermodynamiques. Leur robustesse est évaluée en confrontant les résultats de simulations numériques à ceux de campagnes expérimentales.

Auteur(s)	Modèles physiques
Klepaczko (1983)	$\tau(\dot{\Gamma}, \Gamma) = \mu(T) \cdot \left[ \alpha \cdot b \cdot \sqrt{\rho} + \left( \frac{\tau_p^0}{\mu_0} \right) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{k \cdot T}{2 \cdot H_0^k} \cdot \text{Ln} \left( \frac{v_p(\rho_m) b^2}{\dot{\Gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{q}} \right]^{\frac{1}{p}} \right]$
Follansbee-Knock (1988)	$\sigma = \hat{\sigma}_a + (\hat{\sigma} - \hat{\sigma}_a) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{k \cdot T \cdot \text{Ln} \left( \frac{\dot{\epsilon}_0}{\dot{\epsilon}} \right)}{g_0 \cdot \mu \cdot b^3} \right)^{\frac{1}{q}} \right]^{\frac{1}{p}}$
Rusinek (2000)	$\tau(\dot{\Gamma}, \Gamma) = \frac{\mu(T)}{\mu_0} \cdot \left[ B(\dot{\Gamma}, T) \cdot (\Gamma_0 + \Gamma)^{n(\dot{\Gamma}, T)} + \tau_0^* \cdot \left[ 1 - D_1 \cdot \left( \frac{T}{T^m} \right) \cdot \text{Log} \left( \frac{\dot{\Gamma}^{\text{MAX}}}{\dot{\Gamma}} \right) \right]^m \right]$

Tableau 1-1 : Synthèse des principales lois de comportement physiques ([JUA98], [RUS00\_a]).

Auteur(s)	Modèles phénoménologiques
Litonski (1977)	$\sigma = B \cdot (1 - A \cdot T) \cdot (1 + C \cdot \dot{\epsilon})^m \cdot (\epsilon + \epsilon_0)^n$
Johnson-Cook (1983)	$\sigma = \left[ A + B \cdot \epsilon_p^n \right] \cdot \left[ 1 + C \cdot \text{Ln} \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] \cdot \left[ 1 - \left( \frac{T - T_{20^\circ\text{C}}}{T_f - T_{20^\circ\text{C}}} \right)^m \right]$
Klepaczko (1987)	$\sigma = B(T) \cdot (\epsilon + \epsilon_0)^{n(T)} \cdot \dot{\epsilon}^{m(T)}$
Zerilli-Armstrong (1987)	$\sigma = A_0 + B_0 \cdot \epsilon^n \cdot \exp(-D_0 \cdot T + E_0 \cdot T \cdot \text{Ln}(\dot{\epsilon})) + F_0 \cdot \epsilon^n$
Krupkowsky (1991)	$\sigma = K^{\text{REF}} \cdot \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}^{\text{REF}}} \right)^a \cdot \left[ \epsilon_0^{\text{REF}} \cdot \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}^{\text{REF}}} \right)^b + \epsilon_p \right]^n \cdot \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}^{\text{REF}}} \right)^c$
Zhao (1997)	$\sigma = \left[ A_0 + B \cdot \epsilon_p^n + (C - D \cdot \epsilon_p^n) \cdot \text{Log} \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \right) + E \cdot \dot{\epsilon}^k \right] \cdot (1 - \mu \Delta T)$

Tableau 1-2 : Synthèse de quelques lois de comportement phénoménologiques.

Les modèles physiques, particulièrement élaborés, requièrent un nombre élevé de paramètres – jusque 11, pour le formalisme de Klepaczko – dont l'identification des constantes est réalisée sur la base d'un grand nombre d'essais expérimentaux. Ce type de loi présente l'avantage de donner un sens physique aux paramètres constitutifs de la loi (mouvement des dislocations dans la microstructure) pour de grands domaines de déformations, de vitesses de déformation et de températures.

Le choix d'un modèle de comportement, phénoménologique, physique ou encore semi-physique, tel le modèle de Preston-Tonks-Wallace [JUA98], fait appel à un compromis entre le nombre de paramètres constituant le modèle et les moyens de caractérisation et de mesure disponibles pour l'identification de l'ensemble des paramètres.

## 1.2. LES MOYENS D'ESSAIS EXPERIMENTAUX DE CARACTERISATION DES MATERIAUX

A partir des années soixante, l'accès au comportement mécanique des matériaux pour une gamme de vitesses de déformation intermédiaires (supérieures à  $200 \text{ s}^{-1}$ ) a été recherché par de nombreux chercheurs ([STE60], [SMI63], [COO67]). Toutefois, l'absence de données suffisamment fines et exemptes de perturbations extérieures empêchait l'acquisition de caractéristiques matérielles pertinentes aux vitesses de déformation élevées. Les machines à pendule sont alors, à cette époque, largement utilisées et modifiées afin de répondre aux exigences des sollicitations dynamiques telles les réductions de masse des pièces mobiles et l'utilisation de cellules d'effort de fréquence propre élevée. De nos jours, certains auteurs ([HAM98], [JUA98], [STU01]) évoquent les différents moyens d'essais dynamiques mentionnés dans la littérature courante : barres de Hopkinson, machines à poids tombant, machines à volant d'inertie et dispositifs d'expansion d'anneaux. Dans ces articles, il est rappelé qu'une superposition des ondes élastiques parcourant la structure avec les ondes plastiques induites dans l'éprouvette est possible, pouvant provoquer sa rupture prématurée.

De nouvelles générations de machines pendulaires ([SCH97], [STU01]) permettent la caractérisation des matériaux ductiles, l'étude des mécanismes de rupture dynamique ainsi que celle de l'influence de la température (figure 1-7). La mise en vitesse de l'impacteur peut être produite au moyen d'un pendule [SCH97] ou d'un lanceur à gaz [STU01]. Le pendule possède l'avantage d'être un moyen de mise en vitesse peu coûteux mais l'inconvénient de limiter la gamme de vitesses de déformation. Dans le cas du lanceur à gaz, un dispositif à air comprimé transmet à un piston une énergie lui permettant d'atteindre une vitesse de plusieurs

$m.s^{-1}$ . Toutefois, ces moyens de caractérisation requièrent des éprouvettes axisymétriques (métalliques), ne posant pas de difficultés majeures à leur maintien.

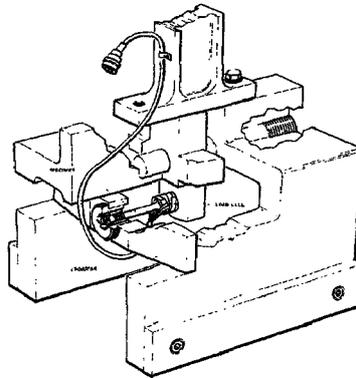
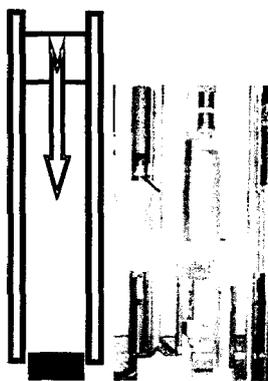
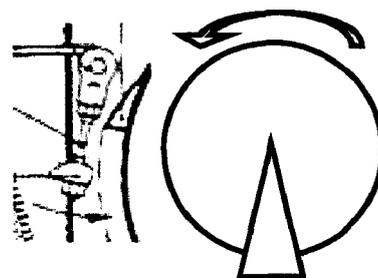


Figure 1-7 : Exemple de machine à pendule – Sturges [STU01]

Cette classe de moyens d'essais se range parmi les dispositifs pour lesquels l'énergie est fournie au moyen d'une masse en mouvement, soit vertical pour les machines à poids tombant (figure 1-8-a), soit rotatif pour les machines à volant d'inertie (figure 1-8-b). Pour ces dernières, un disque en rotation libère son énergie dans l'éprouvette une fois la vitesse de consigne atteinte. Les énergies couramment délivrées sont de l'ordre de 200 kJ pour une vitesse de rotation de  $50 \text{ rad.s}^{-1}$  [LAT96]. Les tailles des échantillons n'excèdent pas quelques mm. Pour les dispositifs à poids tombant, les vitesses obtenues sont de l'ordre de 6 à  $10 \text{ m.s}^{-1}$  pour une énergie à l'impact de 100 kJ. Des ajustements sont toutefois nécessaires pour mener à bien la sollicitation de traction. Les machines à poids tombant possèdent également leurs propres limites techniques ; celles-ci sont liées à l'encombrement du dispositif et au profil de vitesse asymptotique. Une augmentation artificielle de la vitesse peut être envisagée par l'utilisation de câbles élastiques tendus ou d'une assistance pneumatique.



(a) : puits de chute



(b) : machine à volant rotatif

Figure 1-8 : Machines inertielles.

Les moyens d'essais basés sur l'énergie développée par une masse en mouvement ne permettent d'atteindre une constance de la vitesse au cours de l'essai qu'à condition que l'énergie apportée soit très grande devant celle consommée avant rupture de l'éprouvette. Une autre limitation de ces dispositifs est liée à l'excitation dynamique du dispositif lors des chocs générés entre les pièces en mouvement (masse tombante ou volant en rotation) et les pièces fixes contenant l'ensemble éprouvette/cellule d'effort. Pour les moyens d'essais de type inertiel, la gamme des vitesses de déformation fournie par la bibliographie se limite généralement à quelques dizaines de  $s^{-1}$  pour les dispositifs à poids tombant [FOU98] et jusqu'à  $1000 s^{-1}$  pour les machines à volant d'inertie [LAT96]. L'exploitation n'est souvent réalisable que pour les plus faibles vitesses en raison des problèmes de résonance évoqués précédemment, les ordres de grandeurs énoncés demeurant fonction de l'étude menée.

Les machines quasi-statiques restent le moyen d'essais le plus employé pour le domaine de vitesses de déformation compris entre  $10^{-4}$  et  $10^{-1} s^{-1}$ . Dans cette vaste gamme, la sensibilité des propriétés des matériaux à ce paramètre est déjà avérée. Les machines hydrauliques "rapides" (figure 1-9) sont généralement requises pour la caractérisation des matériaux pour le domaine compris entre  $10^{-1}$  et jusque  $10^2 s^{-1}$  ([BEG96], [LAT96], [RUS99], [DES00]) mais leur plage d'utilisation reste fort dépendante de la fréquence propre des dispositifs de maintien des éprouvettes. Au-delà de  $500 s^{-1}$ , les barres de Hopkinson constituent le moyen d'essai usuellement utilisé ([LIN68], [NIC80\_a], [YOK96], [RUS00\_a], [MOU00]) mais sont limitées en déformation plastique aux basses vitesses de déformation.

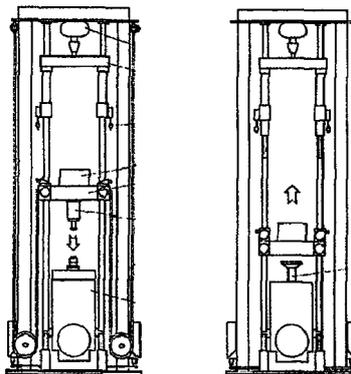
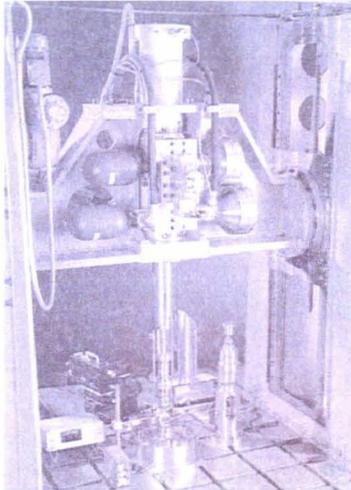


Figure 1-9 : Machines hydrauliques rapides.

Aujourd'hui, la tendance vise à l'utilisation des moyens d'essais dynamiques dans le cadre de la validation de modèles EF représentatifs de structures réelles et des conditions auxquelles elles sont soumises [STU01]. Les codes de calculs explicites utilisés pour les études de ruine dynamique de structures ou de sous-structures sont appliqués à la simulation

d'essais à différentes échelles et dans les conditions réalistes avant d'envisager toute généralisation. Les vitesses de déformation très variables recherchées pour les véhicules de transport ne restent alors accessibles qu'au travers des vérins hydrauliques rapides (figure 1-10-a) et les dispositifs aux barres de Hopkinson (figure 1-10-b).



(a) : vérin hydraulique rapide – Onera-Centre de Lille



(b) : dispositifs aux barres de Hopkinson – LMS Polytechnique

Figure 1-10 : Moyens d'essais "potentiellement" recouvrants aux vitesses de déformation moyennes.

Certains articles ([HAM98], [JUA98]) rappellent enfin les moyens d'essais de caractérisation et de validation usuellement employés en fonction du type d'éprouvettes dont la géométrie conditionne la distribution des contraintes. Les domaines de déformation plastiques et de vitesses de déformation y sont rappelées (tableau 1-3).

Ainsi, il apparaît qu'aucun moyen d'essai et de mesure n'est ni généralisable à la complète plage de vitesses de déformation (12 décades) ni même dédié en particulier aux vitesses moyennes de déformation. Seul le recours à des moyens complémentaires semble être l'unique solution permettant de couvrir l'évolution des propriétés d'un matériau. Il est alors fréquent de recourir à différentes géométries d'éprouvettes [NIC72] pour "croiser" les données expérimentales permettant l'identification des paramètres de lois de comportement afin de compléter les lois en terme de déformation, par exemple.

Dans le cadre de nos travaux, les deux moyens d'essais permettant à la fois de couvrir la gamme de vitesses de déformation  $[10^{-3}; 10^3] \text{ s}^{-1}$  qui nous intéresse, et potentiellement aptes à établir un domaine de recouvrement dans la gamme  $[200; 500] \text{ s}^{-1}$  sont les machines hydrauliques rapides et les dispositifs aux barres de Hopkinson que nous présentons plus en détails à la suite.

Nature de l'essai	Moyens d'essais	$\dot{\varepsilon}$ (s <sup>-1</sup> )	$\varepsilon$ (.)
Compression	Machine quasi-statique	< 0.1	→ 0.3
	Machine hydraulique rapide	10 <sup>-3</sup> → 10 <sup>2</sup>	→ 0.3
	Puits de chute	0.1 → 500	-
	Barres de Hopkinson	200 → 10 <sup>4</sup>	→ 0.3
	Impact direct (Essai de Taylor)	10 <sup>4</sup> → 10 <sup>5</sup>	≅ 1
Traction	Machine quasi-statique	< 0.1	→ 1
	Machine hydraulique rapide	10 <sup>-3</sup> → 100	→ 1
	Barres de Hopkinson	100 → 10 <sup>4</sup>	→ 0.4
	Expansion d'anneaux	10 <sup>4</sup>	→ 0.4
	Impact plaques	> 10 <sup>5</sup>	-
Cisaillement	Machine quasi-statique	< 0.1	→ 1
	Machine hydraulique rapide	10 <sup>-3</sup> → 10 <sup>2</sup>	→ 1
	Impact de torsion	10 <sup>1</sup> → 10 <sup>3</sup>	-
	Barres de Hopkinson de torsion	10 <sup>2</sup> → 10 <sup>4</sup>	→ 1
	Impact plaques	10 <sup>3</sup> → 10 <sup>7</sup>	-

Tableau 1-3 : Moyens expérimentaux usuels et nature de l'essai ([HAM98], [JUA98]).

### 1.3. UTILISATION DES MACHINES HYDRAULIQUES RAPIDES AUX VITESSES MOYENNES DE DEFORMATION

#### 1.3.1. Résonance mécanique des montages hydrauliques

Les limites d'exploitation des montages d'essais dynamiques sont étroitement liées aux phénomènes de résonance mécanique, en particulier ceux équipés de cellules d'effort piézoélectriques ([SMI63], [BEG96], [LAT96], [HOV97], [SUN97], [MAN00], [LI01]). Même si la fréquence propre reste spécifique au dispositif d'essais, l'amplitude des oscillations augmente particulièrement avec la vitesse de sollicitation, ce qui dégrade rapidement la qualité des signaux de mesure, principalement du point de vue des efforts. De plus, la fréquence propre d'une cellule d'effort chute de manière exponentielle avec la masse supplémentaire apportée par les pièces nécessaires à la prise et au maintien des éprouvettes [RUS99]. Un travail portant sur la rigidité de l'ensemble mécanique apparaît comme un moyen d'augmenter la fréquence propre du montage d'essais.

Certains auteurs ont mené des essais de caractérisation en traction et flexion dynamique sur un alliage d'aluminium au moyen d'une machine hydraulique asservie pour des vitesses comprises 0.01 et 12 m.s<sup>-1</sup> [KOB96]. Le dispositif d'essais des auteurs possède une fréquence propre de l'ordre de 1.7 kHz. Une telle fréquence conduit à des limitations du dispositif d'essais ; en effet pour une durée d'essai inférieure à 2 ms, le signal d'effort n'est plus exploitable au-delà de 20 s<sup>-1</sup>. Deux équipements de mesure ont été utilisés pour quantifier l'effort courant au sein de la zone utile de l'éprouvette de traction : une cellule de mesure de l'effort en cisaillement et une jauge de déformation placée sur une partie élastique de l'éprouvette. Pour la sollicitation de flexion, seule la cellule d'effort est utilisée. Les résultats d'essais montrent une participation, non négligeable et croissante avec la vitesse de sollicitation, du comportement vibratoire du montage contenant la cellule d'effort, contrairement aux mesures recueillies par la jauge de déformation. Une solution semblable a été entreprise pour la caractérisation en traction dynamique d'assemblages rivetés [LI01]. Une instrumentation par jauges extensométriques sur chaque plaque constituée de composite en carbone a permis la calibration des plaques par rapport au signal de la cellule d'effort. Cette solution suppose au préalable une bonne connaissance des caractéristiques des plaques et permet de s'affranchir des principaux phénomènes de résonance. Les signaux calibrés des jauges de déformation disposées sur les parties élastiques de l'assemblage sont ensuite épurés par filtrage à une fréquence comprise entre 3 et 7 kHz selon la vitesse de l'essai. Mansilla *et al.* [MAN00] font référence à un montage d'essais placé sur une cellule d'effort Kistler 9041A (fréquence propre 65 kHz) dont la fréquence avoisine 3 kHz, limitant la caractérisation dynamique à quelques 20 s<sup>-1</sup>. Pour contourner cette difficulté, les auteurs ont dimensionné leurs éprouvettes avec une partie élastique instrumentée d'une jauge de déformation, agissant comme une cellule d'effort (§1-1-3). Cette solution apporte l'assurance de limiter les oscillations mais n'est envisageable que pour les matériaux métalliques.

D'autres auteurs orientent leurs réflexions vers des solutions variées telles l'utilisation de matériaux absorbants (disque élastomère polyuréthane "viscolas" de 3 mm à faible module de compression) à l'interface des pièces en contact [BAR89]. En effet, pour les essais de traction, le vérin est accéléré à vide ([BEG96], [LAT96]) et accroche après une course libre un coulisseau guidé. D'une part, les auteurs constatent qu'un contact purement élastique entre le coulisseau et la tige du vérin entraîne une mise en vitesse du coulisseau plus importante que celle du vérin (la vitesse de l'essai n'est pas constante), et que l'amplitude et la fréquence des oscillations est dépendante de la masse et la rigidité de la cellule d'effort. D'autre part,

l'utilisation d'un matériau amortissant à l'interface des pièces mobiles avec les pièces fixes aboutit à une mise en vitesse progressive, même si cette solution apporte une stabilisation de la vitesse de déformation car aucun rebond ne se produit pendant l'essai (selon la vitesse). Pour leurs essais de traction dynamique sur certains composites et polymères, les auteurs utilisent des montages adaptés qui se comportent comme des oscillateurs dépendant des gammes de matériaux [BEG96]. Leur dimensionnement est établi sur la base du caractère transitoire des essais sous sollicitations dynamiques (I-3).

$$f = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K_C}{M_S}} \quad (\text{I-3})$$

où,  $K_C$  représente la raideur de la cellule d'effort et  $M_S$ , la masse du mors supérieur.

Il est alors important de dimensionner les pièces de manière à ce que les masses soient les plus faibles et que les raideurs soient les plus élevées. Les auteurs sont parvenus, en utilisant des pièces en titane, à concevoir pour leurs essais de traction sur composites un montage d'éprouvettes dont la fréquence de résonance a été établie à 14 kHz et jusque 35 kHz pour un montage permettant de tester des éprouvettes en polymères (figure 1-11). Les limites théoriques en termes de vitesses de déformation plastique sont alors respectivement proches de 600 et 2500  $\text{s}^{-1}$ .

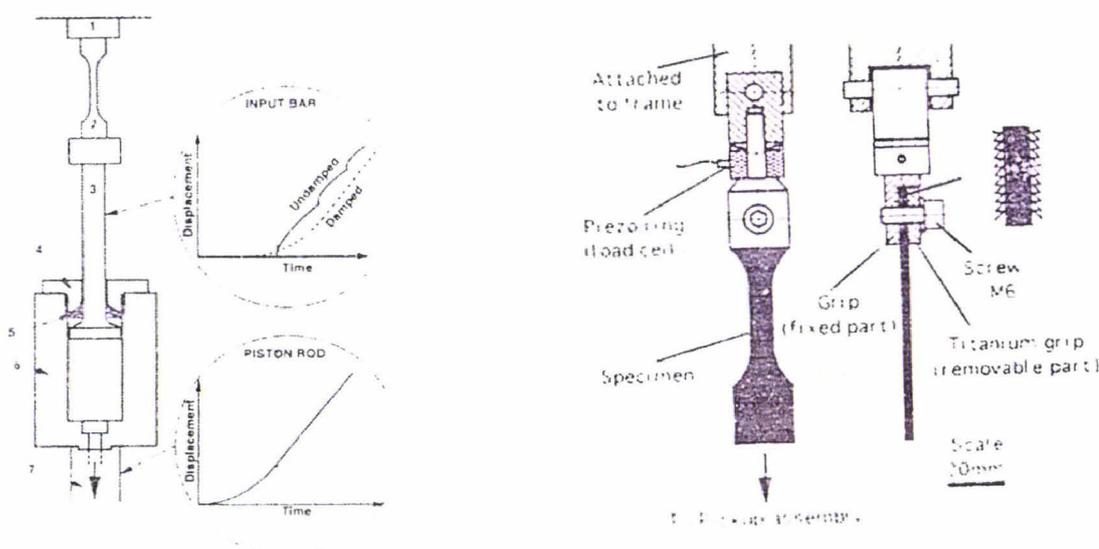


Figure 1-11 : Machine hydraulique et montage d'éprouvettes de traction – Béguelin [BEG96].

Les montages et la gamme de vitesses de déformation visée demeurent cependant fortement dépendants de la nature des éprouvettes. Cette approche permet par ailleurs de

considérer le disque élastomère comme un filtre naturel, au sens où aucun traitement n'est appliqué, a posteriori, sur les données brutes issues de l'acquisition.

Une troisième issue permettant de déterminer des relations contrainte/déformation représentatives du comportement réel des échantillons pour des vitesses de déformation supérieures à  $200 \text{ s}^{-1}$  consiste à les filtrer artificiellement en supprimant dans le spectre fréquentiel le domaine contenant la fréquence parasite [BAR89].

Shin *et al.* [SHI00] ont réalisé des essais de traction dynamique sur des éprouvettes axisymétriques de petites dimensions ( $\varnothing 4 \text{ mm} - L_0=10 \text{ mm}$ ) disposées sur un montage inverse placé sous un puits de chute dont le lest peut être accéléré par un appareillage pneumatique. Les courbes effort/temps obtenues présentent une allure oscillatoire, une fois le domaine élastique franchi, qui est ensuite rapidement amortie ( $300 \mu\text{s}$  environ). La technique permettant d'obtenir les caractéristiques mécaniques des matériaux malgré les oscillations parasites repose sur une procédure permettant d'extraire dans le domaine fréquentiel (par une transformation de Fourier) la bande de fréquence dont la contribution énergétique perturbe la mesure courante de l'effort. Une transformation de Fourier inverse permet par la suite de reconstruire la courbe effort/temps dénuée des oscillations masquant le comportement réel de l'échantillon. Cette technique présente toutefois des limites puisqu'elle suppose qu'un nombre suffisant d'oscillations, dépendant de la durée de l'essai, soit contenu dans le signal ([IRE74], [CHE87]), ce qui nécessite donc une fréquence de résonance du dispositif d'essai suffisamment élevée. Or, au fur et à mesure que la vitesse de la sollicitation augmente, la durée du signal avant rupture diminue. Ainsi, dans le cas de la caractérisation de matériaux fragiles (composites, céramiques), la durée extrêmement courte de l'essai ne permet pas l'obtention d'un nombre suffisant d'oscillations. La fréquence de résonance du montage d'essais est de l'ordre de  $15 \text{ kHz}$ ; ce qui est particulièrement élevé et permet un filtrage correct des courbes d'effort dynamiques jusqu'à des vitesses de déformation de  $250 \text{ s}^{-1}$  pour leurs essais menés sur acier inoxydable. La mesure de l'effort est réalisée au moyen de l'instrumentation par jauges de déformation d'une pièce non déformable reliée au bâti dans laquelle est placée l'éprouvette. La limite d'exploitation des mesures faites au moyen de ce dispositif d'essais est proche de  $500 \text{ s}^{-1}$  environ. Or, la géométrie des éprouvettes facilite l'accès à ces grandeurs car le serrage n'est plus une contrainte au sens où les extrémités des éprouvettes sont filetées et ne nécessitent pas de pièces assurant cette fonction.

D'autres auteurs ont alors adapté sur leur dispositif un montage contenant une pièce constituée de titane et équipée de jauges de déformation (figure 1-12) agissant comme une

cellule d'effort ([BLE00], [STU01]). Les essais sont réalisés sur éprouvettes plates de longueur utile 20 mm, prélevées dans différents aciers. Le recours à une technique de lissage par courbes spline d'ordre 3 permet l'exploitation des données jusque  $200 \text{ s}^{-1}$ .

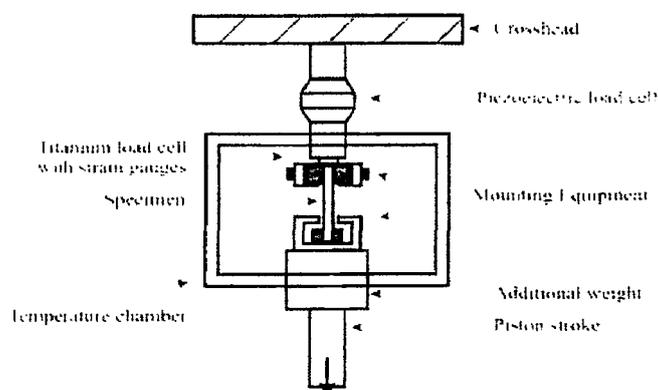


Figure 1-12 : Mesure de l'effort par jauges de déformation sur un dispositif de traction.

Hove *et al.* [HOV97] exploitent une machine hydraulique de type Schenck Hydropuls VHS 100/10 (100 kN) dont la gamme de vitesses de déplacement du piston est comprise entre 1 et  $10 \text{ m.s}^{-1}$  ; ce qui permet théoriquement d'envisager un domaine de caractérisation à des vitesses de déformation comprises entre 2 et  $1000 \text{ s}^{-1}$  (fonction de la longueur utile et de la nature des éprouvettes). Les essais de traction dynamique ont été menés sur deux matériaux métalliques (aluminium 3005 et acier Weldox 700E) pour trois vitesses quasi-statiques (1, 10 et  $100 \text{ mm.min}^{-1}$ ) et trois vitesses dynamiques (1, 5 et  $10 \text{ m.s}^{-1}$ ) afin de comprendre les mécanismes responsables des oscillations dont la fréquence est systématiquement comprise entre 6 et 7 kHz, et place les limites d'exploitation des mesures à environ  $90 \text{ s}^{-1}$ . Les auteurs concluent à une mise en cause du montage d'essais contenant le système de mesure de l'effort. Ils proposent différentes instrumentations afin de localiser la source des oscillations : une instrumentation de mesure locale (déformations, températures) et une instrumentation de mesure globale (efforts, déplacements, vitesses).

### 1.3.2. Synthèse : interprétation des données mesurées lors d'essais dynamiques sur machines hydrauliques rapides

Comparativement au développement des moyens d'essais, celui de l'instrumentation des dispositifs et des échantillons pour la caractérisation s'avère plus récent ([CHE87], [BEG96]). Toutefois, peu de comparaisons entre les résultats de caractérisation obtenus par différentes instrumentations sont réalisables sur la seule base de la littérature. Du fait des problèmes de résonance mécanique évoqués précédemment, l'interprétation des données

recueillies lors d'essais dynamiques requiert de la prudence et des précautions. La première des précautions à considérer concerne le système d'acquisition des données, dont l'échantillonnage doit être de l'ordre de 100 kHz afin de contenir un spectre suffisamment étendu pour considérer l'ensemble des phénomènes dynamiques vibratoires [KAL98].

Or, le choix d'un moyen de mesure n'est pas anodin, puisqu'il est décisif en dynamique pour l'échantillonnage des points d'acquisition au cours d'essais pouvant être particulièrement rapides. Le degré de filtrage, le gain d'amplification et le déclenchement (trigger) sont également des paramètres importants car ils conditionnent la réussite même de l'enregistrement de l'essai, dont la répétitivité doit être confortée pour chaque vitesse.

Dans leur article, Cheresch et Michael [CHE87] évoquent la prudence avec laquelle certains outils de traitement doivent être employés. C'est le cas, par exemple, des outils de filtrage évoqués au paragraphe précédent dont l'utilisation ne doit être pratiquée qu'en toute connaissance de cause. A ce titre, la conservation des données brutes est essentielle.

Dans le cadre des essais qui nous intéressent, deux manifestations propres à la dynamique peuvent nuire à l'interprétation de la réponse de l'éprouvette à la sollicitation appliquée. Tout d'abord, il s'agit des efforts d'inertie et des oscillations harmoniques, observables au travers des courbes effort/temps, qui se manifestent lors de l'accélération de la masse d'une pièce contenant une partie de l'éprouvette. Leurs effets se manifestent sous la forme d'un pic d'effort, puis d'une oscillation rapidement amortie au cours du temps. De sorte que si les efforts d'inertie sont conséquents (accélération rapide d'une masse non négligeable) au regard des efforts en présence, le comportement réel de l'éprouvette est en partie masqué, notamment à l'approche de la plasticité.

Le second phénomène – dont la nature amène également à masquer le comportement réel d'un échantillon soumis à un choc – concerne le comportement vibratoire du dispositif d'essais dans son ensemble. En effet, consécutivement à un choc impulsif, une structure répond par des déplacements relatifs de chacun des solides élémentaires la composant, qui sont fonction des fréquences et des amortissements propres [LAL99]. Ainsi, les différents chocs induits par les pièces en mouvement génèrent des efforts de nature impulsif dans l'ensemble du dispositif. La cellule d'effort perçoit alors de multiples oscillations, dont l'amplitude augmente avec la vitesse de l'essai, et dépendent de la nature même de l'éprouvette. Toutefois, pour peu qu'un nombre minimal d'oscillations soit présent, la réponse intrinsèque de l'éprouvette peut être (r)établie par filtrage (si les modes de l'éprouvette et du montage sont bien découplés) ([IRE74], [CHE87]).

Quelques solutions sont proposées pour résoudre cette difficulté. La première, inintéressante dans notre cas, consiste à réduire la vitesse d'impact car l'amplitude est directement proportionnelle à la vitesse. Une deuxième solution suggère d'intercaler une semelle de matériau absorbant dans le montage de mise en vitesse, afin d'amortir significativement l'amplitude des oscillations induites lors de l'impact, mais a pour effet de diminuer les vitesses de déformation. La troisième suggère d'utiliser, pour le montage d'essais, des matériaux particulièrement légers et à hautes limites d'élasticité. Le filtrage numérique et l'interpolation des données sont alors présentés comme une solution complémentaire pour recouvrer les données de l'essai dynamique, à condition d'avoir des périodes de signaux parasites suffisamment petites et isolées au regard de la durée de l'essai.

#### 1.4. UN MOYEN D'ESSAIS SPECIFIQUE : LES BARRES DE HOPKINSON

Dans cette partie, nous présentons différentes configurations d'essais de traction aux barres de Hopkinson. La caractérisation en traction pose le problème de la mise en œuvre de montages spécifiques au sein desquels sont disposées des éprouvettes de diverses géométries.

##### 1.4.1. Historique de l'évolution des dispositifs

Au cours du XIX<sup>ème</sup> siècle, la compréhension des mécanismes de propagation des ondes dans les matériaux – notamment dans les barres cylindriques – a permis l'établissement de la théorie des ondes élastiques ([YOU07], [POC76], [CHR89]). Expérimentalement vérifiée par Hopkinson en 1872 ([HOP72\_a], [HOP72\_b]), puis par son fils en 1905, cette théorie a ensuite été appliquée à la mesure des contraintes transitoires par chargement impulsif (balle/détonation) d'une barre métallique et à l'étude des profils d'ondes élastiques [HOP14].

Consécutivement à l'impact d'un projectile sur la face libre d'une barre de dimensions finies, une onde élastique de compression est induite, et se déplace le long de celle-ci à une célérité  $C$  (propre à chaque matériau). Les aller-retours de cette onde dans la barre conduisent à des incréments à une vitesse de déplacement ayant le profil de l'onde initiale.

Plus tard, Davies [DAV48] développe des équipements de mesure, afin de quantifier l'état de déformation dans la barre par la mesure de relations déplacement/temps et pression/temps ; puis il définit les limites du dispositif pour l'étude des matériaux métalliques sous chargement dynamique. La caractérisation dynamique des matériaux n'a pu être

clairement mise en application qu'au cours des années cinquante avec une modification du principe de la barre de Hopkinson pour la compression d'échantillons cylindriques ([VOL48], [KOL49]) avec l'ajout d'une seconde barre. La principale difficulté fut la conception d'appareils de mesure capables d'enregistrer les signaux dans une gamme de fréquence de l'ordre du MHz (figure 1-13). Alors même que les jauges de déformation sont utilisées pour les essais dynamiques sur éprouvettes [FEH43], Kolsky utilise un microphone placé sur chaque barre. L'intérêt réside dans le fait que les microphones enregistrent des ondes acoustiques permettant de quantifier l'amplitude des ondes élastiques.

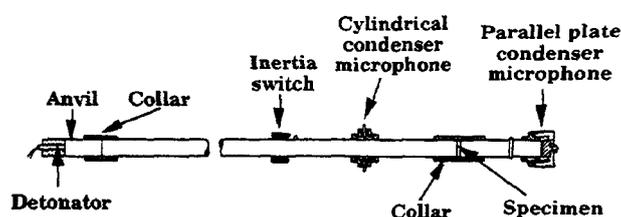


Figure 1-13 : Dispositif à barres de Hopkinson proposé par Kolsky [KOL49].

Le profil d'ondes élastiques décrit par Kolsky [KOL63] aux interfaces est présenté sur la figure 1-14.

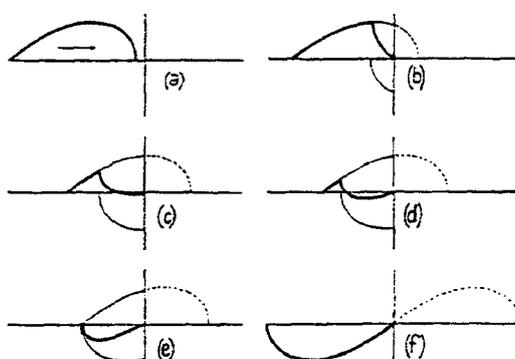


Figure 1-14 : Profil d'ondes élastiques aux faces libres d'une barre cylindrique.

Lindholm apporte les notions d'amplitude et de durée de la déformation élastique [LIN64]. L'amplitude de l'onde élastique incidente est donnée par la relation (I-4) :

$$\varepsilon_i = \frac{V_{\text{proj}}}{2 \times C} \quad (\text{I-4})$$

La durée de la déformation élastique est donnée par la relation (I-5) ; la longueur d'onde de l'impulsion produite par le projectile est alors double de la longueur de celui-ci :

$$\tau = \frac{2 \times L_{\text{proj}}}{C} \quad (\text{I-5})$$

où,  $L_{\text{proj}}$  et  $v_{\text{proj}}$  représentent respectivement la longueur et la vitesse du projectile et  $C$  la célérité des ondes élastiques dans le projectile [LEM85].

La sollicitation de compression demeure initialement la principale sollicitation utilisée pour l'identification des relations contrainte/déformation des matériaux en dynamique.

Davies [DAV63], Lindholm [LIN64] et Hauser [HAU66] ouvrent la voie à de nombreuses modifications (jauges de déformation, géométrie des éprouvettes, ...) permettant la mesure des déformations élastiques. Les essais quasi-statiques et dynamiques menés par Lindholm [LIN64] sur le plomb, l'aluminium et le cuivre ont permis de montrer la sensibilité des caractéristiques mécaniques vis-à-vis de la vitesse de déformation et d'établir une loi d'évolution en contrainte dans une gamme de vitesses de déformation comprise entre  $10^{-4}$  et  $10^3 \text{ s}^{-1}$ . Le dispositif de Lindholm (figure 1-15) repose sur la mise en vitesse d'un projectile propulsé par un mécanisme à ressort et l'instrumentation de jauges de déformation disposées à la périphérie et à une demi-longueur des barres (entrante et sortante). Cette configuration est considérée comme la forme dite "classique" des essais de caractérisation aux barres de Hopkinson.

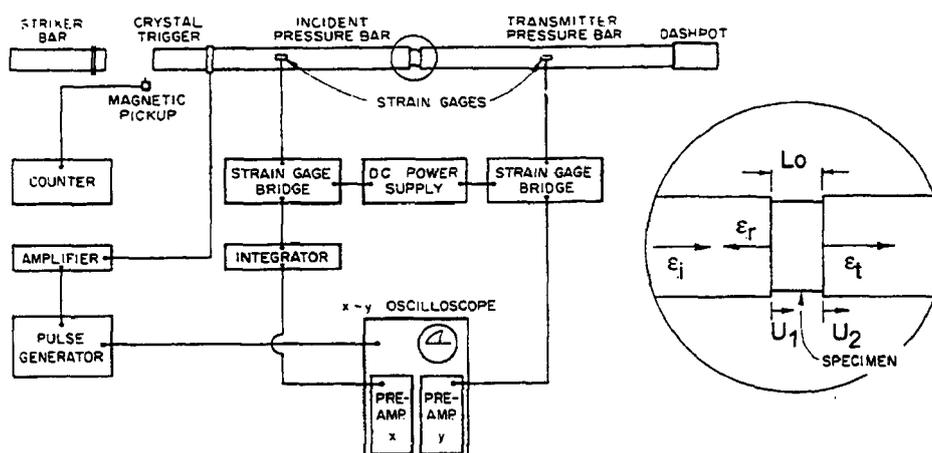


Figure 1-15 : Dispositif classique de barres de compression – Lindholm [LIN64].

Le formalisme du diagramme lagrangien permet de représenter au cours du temps la position et la durée des ondes élastiques le long des barres entrante et sortante (figure 1-16). L'emplacement des jauges de déformation le long des barres est alors défini pour éviter toute superposition d'ondes après réflexions aux interfaces. Ainsi, la distance des jauges par rapport aux interfaces doit être supérieure à la longueur du projectile.

L'auteur [LIN64] développe les relations de base nécessaires à l'établissement des courbes contrainte/déformation pour l'échantillon placé entre les deux barres de mesure. Ces relations reposent sur la vérification de l'équilibre des forces aux interfaces des barres.

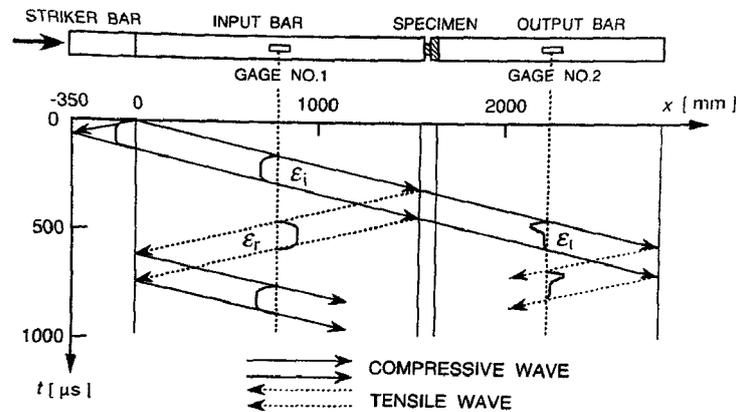


Figure 1-16 : Diagramme lagrangien de compression aux barres de Hopkinson.

## 1.4.2. Les différentes configurations de traction dynamique

### 1.4.2.1. La configuration de traction par chargement direct

Campbell met en œuvre dans les années cinquante un principe de traction directe reposant sur le schéma classique de propagation des ondes élastiques dans les barres cylindriques dont l'impulsion initiale est donnée par une masse tombante de 7.7 kg à une hauteur de 10 m (figure 1-17). Les premiers résultats ont été obtenus sur des échantillons de cuivre permettant de décrire l'évolution des relations contrainte/déformation [CAM52].

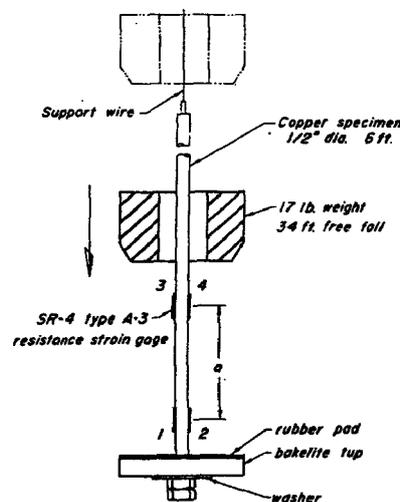


Figure 1-17 : Dispositif de traction directe - Campbell [CAM52]

Cependant, un chargement au moyen d'une masse guidée le long de la barre sortante ne permet pas une répétitivité correcte des ondes élastiques car les conditions de contact ne sont pas parfaites. De plus, le faible élanement de la masse ne permet pas d'obtenir une durée de palier élastique  $\tau$  suffisante pour produire un état de déformation suffisamment élevé dans l'éprouvette et assurer l'équilibre des forces (I-4 et I-5).

Dès 1960, Harding *et al.* [HAR60] développent un principe original de caractérisation en traction directe. Il repose sur l'utilisation des deux barres instrumentées entre lesquelles l'éprouvette est placée puis fixée. A la différence d'un montage "classique", l'impact est produit sur la barre sortante au moyen d'un projectile coulissant le long d'une barre entrante devenant la barre d'inertie (figure 1-18). Les dimensions réduites du dispositif et de l'éprouvette ont permis d'accéder à des vitesses de déformation de l'ordre de  $1000 \text{ s}^{-1}$  et à des temps de montée impulsionnelle de  $25 \mu\text{s}$  environ. Au vu des dimensions réduites de l'éprouvette ( $\varnothing 3 \text{ mm} - L_0 = 7 \text{ mm}$ ), des précautions particulières de fabrication ont été nécessaires en raison des contraintes d'alignement imposées par le dispositif. Le dispositif est décliné plus tard par Leblanc et Lassila dans lequel sont disposés des logements filetés en queue d'aronde nécessaire au maintien d'une éprouvette plate [LEB93].

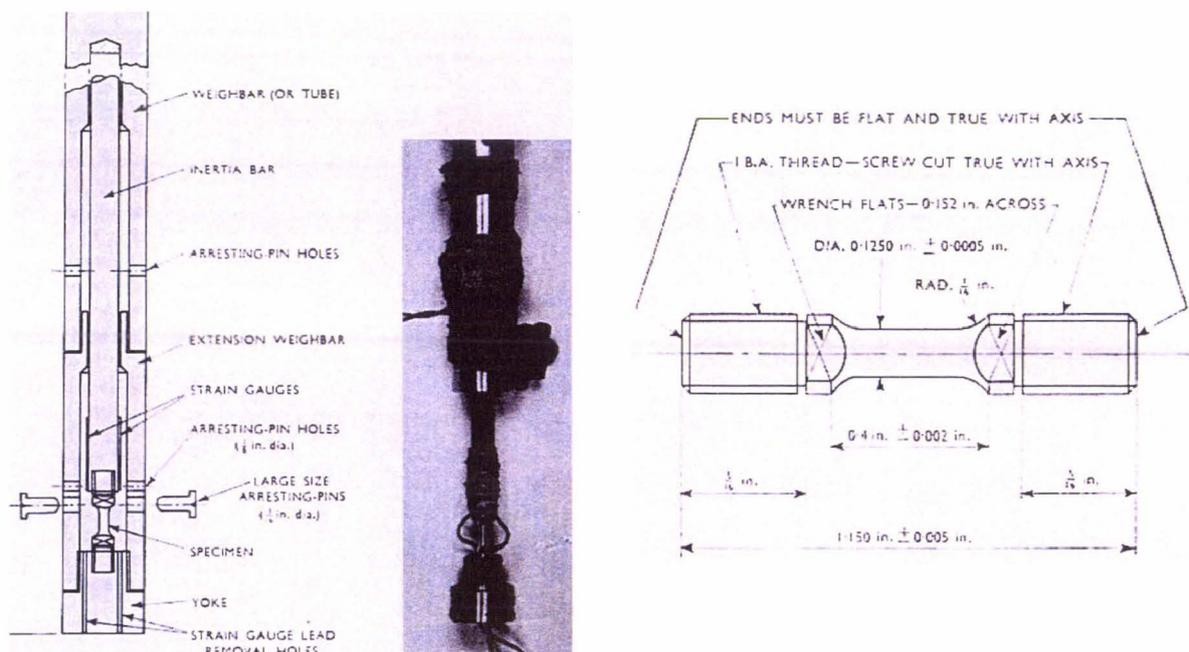
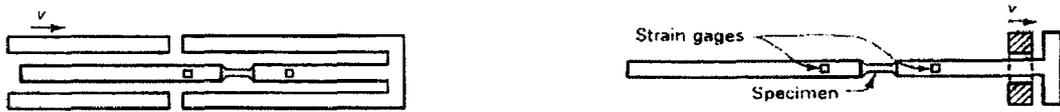


Figure 1-18 : Barres de traction directe et éprouvette cylindrique – Harding [HAR60].

Différents types de montage ont été élaborés dans les années soixante-dix sur ce principe de traction directe. Dès lors, le chargement est directement appliqué sur la barre sortante, de manière à solliciter l'éprouvette en traction (figure 1-19).

Le système de traction dynamique de type "arbalète" ([BEN88], [LEB93], [JUA98], [ESK00]) est illustré sur la figure 1-19-a. Le second type de montage (figure 1-19-b) constitue le dispositif le plus couramment utilisé ([GAR80], [LAT94], [ROD94\_b], [KAM96], [LAT96], [CHO97], [HAL97], [ZHA97], [MAC98], [LAM00], [YOK00\_a], [YOK00\_b]) en raison de la complète accessibilité à l'éprouvette. La mise en vitesse d'un projectile tubulaire assure le chargement en traction de l'éprouvette. Pour ces montages, le traitement des ondes élastiques est réalisé de la même manière que dans le cas de barres de compression.



(a) : chargement de type "arbalète"

(b) : chargement par projectile tubulaire

Figure 1-19 : Différents types de chargement des dispositifs de barres par chargement direct.

La projection d'un tube cylindrique creux et court est une configuration intéressante pour la caractérisation dynamique sous sollicitation de traction de matériaux fragiles tels les céramiques [TED91] et certains types de composites ([LAT94], [GIL02]). La longueur doit toutefois être suffisante pour permettre le guidage et accéder à la rupture de l'éprouvette pour les vitesses de déformation les plus basses. L'intérêt d'une charge explosive est de générer un temps de chargement très court de l'ordre de  $20 \mu\text{s}$ , mais la répétitivité de l'amplitude de déformation élastique induite dans les barres n'est pas assurée (car dépendante de la charge).

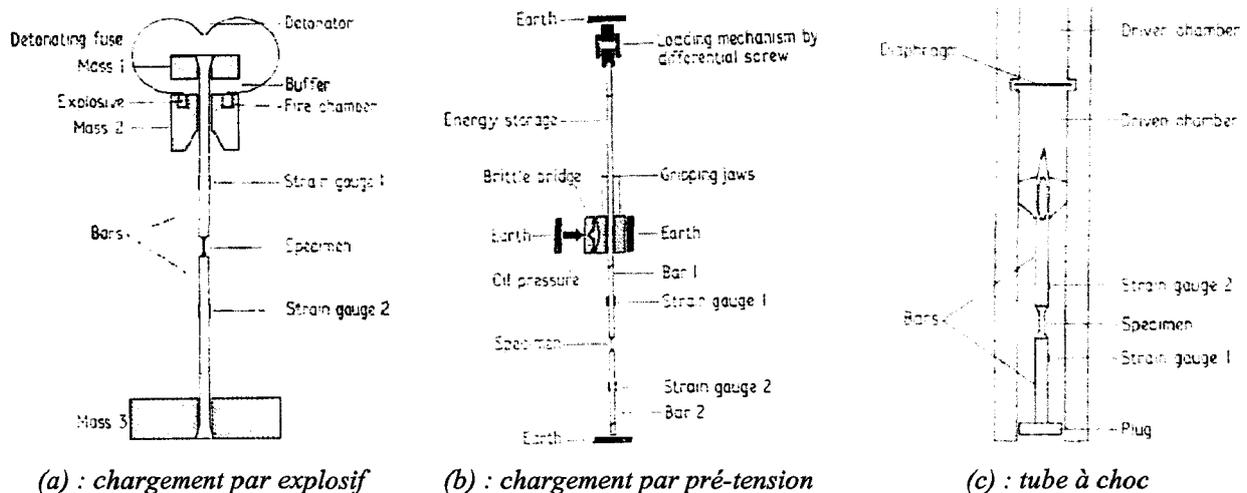
Albertini *et al.* proposent [ALB74] trois variantes permettant de caractériser les matériaux dans des gammes de vitesses de déformation variables, et décrivent les avantages de chacune d'elles (figure 1-20).

L'utilisation d'un explosif (figure 1-20-a) aboutit à une durée de chargement très rapide et implique la caractérisation à vitesses de déformation élevées, soit environ  $3000 \text{ s}^{-1}$ . Pour ce type de chargement, la difficulté consiste à maintenir le chargement pour atteindre les déformations ultimes de l'éprouvette, dépendant très fortement de la nature de l'explosif.

Un deuxième dispositif est constitué d'une barre pré-tendue (de longueur supérieure à la seconde barre) au moyen d'un vérin hydraulique ou d'un système différentiel à vis libérant son énergie lors de la rupture d'une pièce calibrée (figure 1-20-b). Cette libération brutale d'énergie génère une onde de traction dans la barre entrante dont la durée est directement proportionnelle à la longueur pré-tendue de barre [ALB74]. L'avantage d'un tel dispositif – utilisé initialement en torsion [NIC72] puis repris plus tard par Klepaczko [KLE95], Quik *et*

*al.* [QUI97], Radford et Worswick [RAD00], Gilat *et al.* [GIL02] – est de permettre une traction directe de l'éprouvette considérée à des vitesses de déformation suffisamment basses (jusqu'à  $100 \text{ s}^{-1}$ ), grâce à une durée d'impulsion pouvant dépasser quelques ms (grandes barres du Centre Commun de Recherche d'Ispra développées en 1982) [ALB97]. Ce type de dispositif, bien qu'encombrant, offre l'intérêt de permettre la caractérisation de sous-structures dont les taux de déformation sont généralement élevés et permet d'éviter également les phénomènes vibratoires auxquels les autres dispositifs classiques sont soumis.

Enfin, le troisième dispositif repose sur l'utilisation d'un tube à choc permettant la caractérisation à quelques dizaines de  $\text{s}^{-1}$  (figure 1-20-c). Selon ce principe, deux barres sont placées à l'intérieur d'un tube cylindrique ; la rupture d'un diaphragme libère une pression interne à l'intérieur du tube et sollicite les barres en traction à l'extrémité du tube (figure 1-20-a). La durée de déformation élastique dépend cette fois de la nature du gaz utilisé et de la longueur du tube ; l'effort dépend quant à lui de la pression à l'intérieur du tube.



(a) : chargement par explosif      (b) : chargement par pré-tension      (c) : tube à choc

Figure 1-20 : Barres de traction directe par mise à feu, pré-tension et tube à choc – Albertini [ALB74].

Récemment, Yuan et Shim [YUA02] ont mis en œuvre un dispositif de traction directe dont l'impulsion initiale est produite par l'impact d'un pendule sur une barre entrante de longueur 3 m et de diamètre 12.7 mm, permettant d'atteindre un palier élastique d'une durée de l'ordre de  $900 \mu\text{s}$  (figure 1-21). Ce dispositif permet d'introduire une onde de traction particulièrement élevée lors de la rupture d'une éprouvette calibrée de diamètre 5.5 mm. L'éprouvette calibrée – de matériau insensible à la vitesse de déformation – est placée à l'interface de la barre entrante et d'une enclume. Sa rupture dynamique induit dans la première barre une onde élastique de traction dont l'amplitude est fonction du diamètre. La caractérisation de matériaux ductiles, comme par exemple le titane, est alors possible pour de

grandes plages de déformation plastique aux vitesses moyennes de déformation (soit  $0.18$  pour une vitesse de déformation de  $200 \text{ s}^{-1}$ ). Les éprouvettes utilisées sont axisymétriques ( $\text{Ø}2 \text{ mm} - L_0=9 \text{ mm}$ ), de sorte que leur insertion à l'interface des deux barres est réalisée par filetage. De ce fait, seules les matériaux métalliques peuvent être caractérisés.

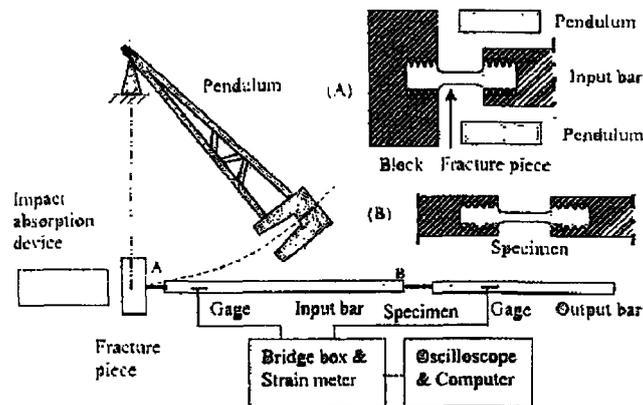


Figure 1-21 : Barres de traction directe par pendule – Yuan [YUA02].

Radford et Worswick utilisent également un principe de traction directe pour lequel les éprouvettes plates sont disposées à l'interface des barres ( $\text{Ø}12.6 \text{ mm}$ ) par goupillage au moyen de logements filetés possédant des pas de filetages à droite et à gauche afin de faciliter la mise en place [RAD00]. La déformation de l'éprouvette au niveau du goupillage est très certainement limitée en raison d'un rapport conséquent (14 environ) entre la section utile de l'éprouvette et celle des goupilles (figure 1-22). La section utile de l'éprouvette est très faible ( $1.5 \text{ mm}^2$ ) de sorte que les signaux mesurés sur les jauges de la barre sortante doivent impérativement être amplifiés.

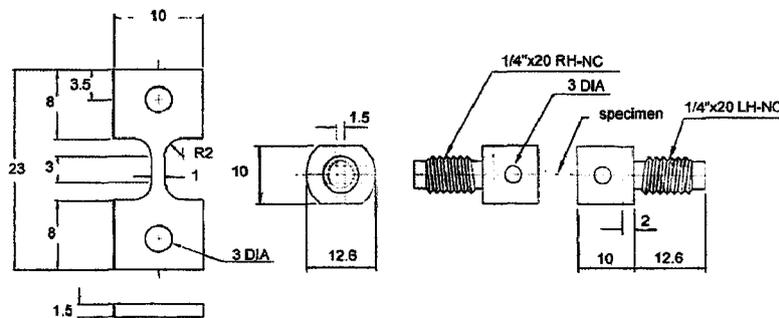


Figure 1-22 : Barres de traction directe par pendule – Radford [RAD00].

Dans le cadre d'une étude de caractérisation en traction directe de composites en verre époxy, Kammerer [KAM96] met en place un montage d'éprouvettes plates (figure 1-23) à

épousant la forme de l'éprouvette (hors section utile). Ce dispositif de mise en place des éprouvettes respecte l'orthotropie des composites. En effet, l'éprouvette peut être découpée, connaissant l'orientation des plis, puis insérée dans le montage. Selon les auteurs, le maillage et la simulation EF complète du dispositif est facilitée par la maîtrise des conditions aux limites. Ce montage permet de s'affranchir d'une fixation par collage ou vissage sur un montage intermédiaire, dont le comportement ne peut être connu précisément.

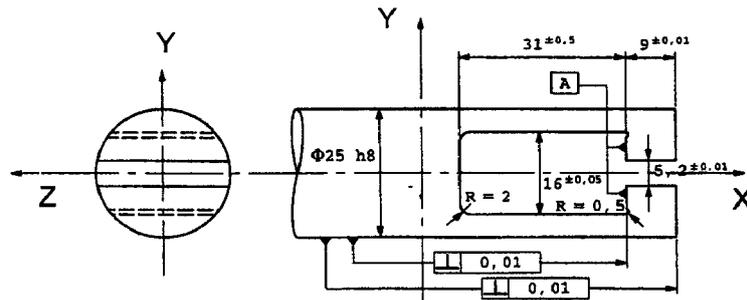


Figure 1-23 : Montage d'éprouvette plate en composite – Kammerer [KAM96].

Le montage proposé par Groves *et al.* [GRO93] laisse place à des queues d'aronde pour le logement des éprouvettes, et pose le même problème de la perturbation des ondes élastiques par de nombreuses interfaces supplémentaires et par la présence de nombreux filetages ([GRO93], [LEB93]). En effet, la qualité des signaux mesurés est inévitablement affectée par ce type de discontinuités. A titre d'exemple, Chocron *et al.* [CHO97] ont étudié – dans le cadre d'études sur composites – l'influence des montages d'éprouvettes (figure 1-24). Les auteurs mettent en évidence la nature dégradée des signaux de jauges dans la barre sortante. De plus, la tenue à rupture particulièrement élevée de certains composites nécessite une large prise d'éprouvette pour le collage ou le serrage et donc des montages dont l'encombrement peut rapidement nuire à la qualité des ondes.

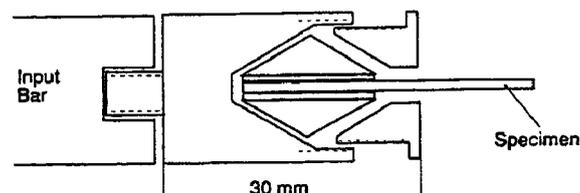


Figure 1-24 : Montage fileté d'éprouvette plate en composite – Chocron [CHO97].

Zhang [ZHA97] propose un montage d'éprouvette plate par collage pour la caractérisation dynamique du tungstène. Les caractéristiques mécaniques élevées de ce matériau – croissantes avec la vitesse de déformation – ont conduit les auteurs à porter un soin

matériau – croissantes avec la vitesse de déformation – ont conduit les auteurs à porter un soin particulier au dimensionnement de leurs éprouvettes (figure 1-25). Ainsi, la zone utile de l'échantillon est faible au regard des parties collées.

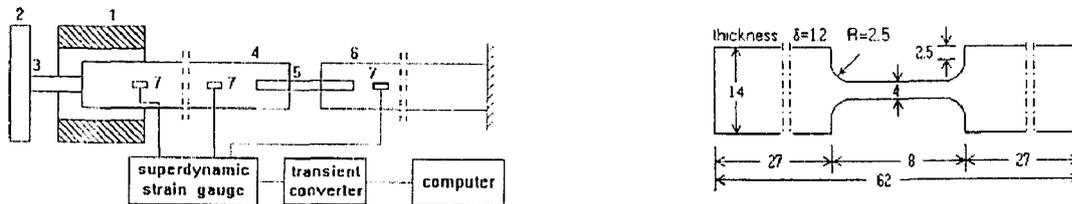
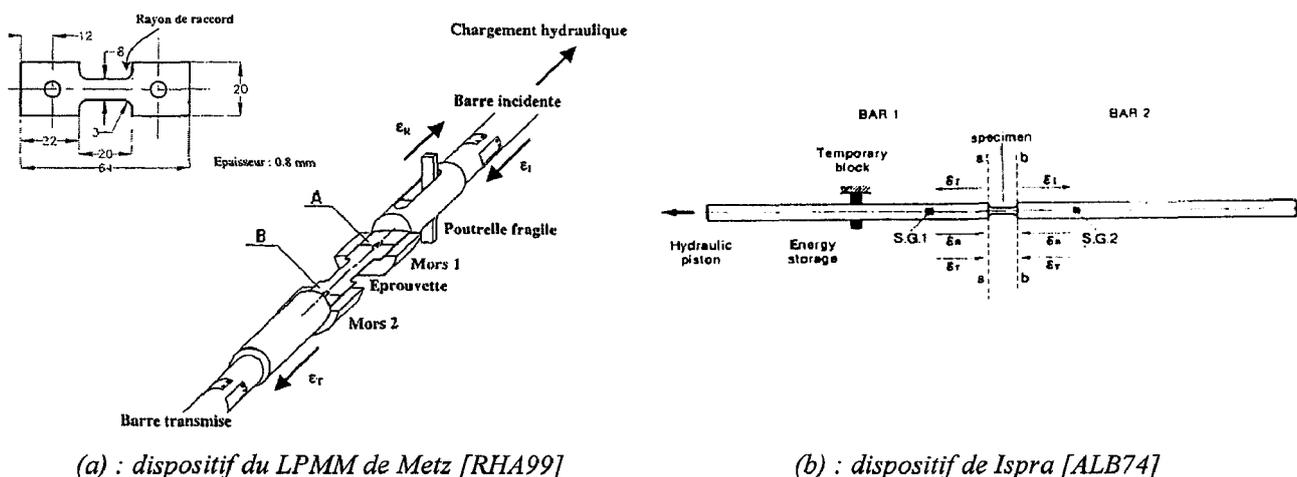


Figure 1-25 : Montage fileté d'éprouvette plate par collage – Zhang [ZHA97].

Le principe de traction directe développé dans les années soixante-dix par Albertini [ALB74] permet efficacement la caractérisation de matériaux métalliques ductiles pour des vitesses de déformation basses ( $100 \text{ s}^{-1}$ ). Il s'agit de charger au moyen d'une machine hydraulique le dispositif constitué de deux barres à l'interface desquelles est placée par goupillage ([RUS99], [RUS00\_a]) ou collage ([STA91], [QUI97], [GIL02]) une éprouvette plate (figure 1-26). La rupture programmée d'une éprouvette fragile ou entaillée – positionnée en amont des ponts de jauges placés sur la barre entrante – conduit à l'apparition d'une onde de traction (onde incidente) qui se propage alors dans la barre sortante (onde transmise) après son passage dans l'éprouvette de caractérisation ([STA91], [RHA99]).



(a) : dispositif du LPMM de Metz [RHA99]

(b) : dispositif de Ispra [ALB74]

Figure 1-26 : Dispositif de traction dynamique par chargement direct.

Dans cette disposition, la scission des ondes apparaît immédiatement au sens où aucune onde incidente n'est initiée. La durée de déformation élastique des barres est de l'ordre de  $500 \mu\text{s}$  [RUS99] et peut atteindre plusieurs ms [ALB74] pour les dispositifs les plus

La synthèse de cette revue bibliographique des dispositifs aux barres de Hopkinson en traction directe met en évidence les difficultés suivantes :

- la complexité de leur mise en œuvre (conditions de maintien),
- l'influence des interfaces supplémentaires et des filetages,
- la réduction de la durée impulsionnelle (suppression de la notion d'impact),
- la complexité de la mise en vitesse/chargement.

#### 1.4.2.2. La configuration de traction par chargement indirect

Dans cette configuration d'essai, l'impact est provoqué directement sur la barre entrante par le contact dynamique d'un projectile cylindrique constitué d'un matériau identique à celui des barres de mesure, initiant ainsi une onde élastique de compression.

Lindholm et Yeakley [LIN68] élaborent en 1968 une géométrie d'éprouvette tubulaire de traction directement insérable dans des barres de compression (figure 1-27). L'onde incidente est créée par le contact dynamique du projectile sur la barre entrante (barre cylindrique). Le déplacement relatif de la barre entrante avec la barre sortante (barre tubulaire) provoque la traction de l'éprouvette – placée à l'interface des deux barres – dans sa zone utile. L'équilibre du chargement est assuré par une répartition correcte de 4 zones utiles (non planes) de l'éprouvette tubulaire. Les auteurs ont étudié la sensibilité de l'aluminium 1100 dans une gamme de vitesses de déformation comprise entre 0.004 et 1000 s<sup>-1</sup>. La même géométrie d'éprouvette a été utilisée bien que des longueurs utiles différentes aient été nécessaires. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux d'éprouvettes axisymétriques issues du même matériau, et n'ont révélé aucune influence de la géométrie. Toutefois, la complexité liée à son élaboration constitue son principal inconvénient.

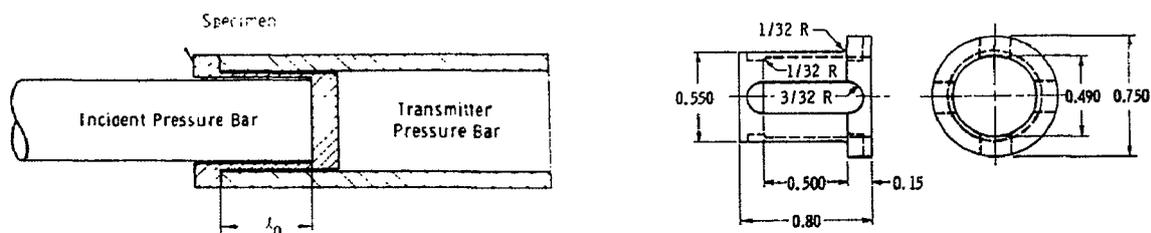


Figure 1-27 : Barres de compression et éprouvette tubulaire – Lindholm [LIN68].

Une autre solution élaborée pour réaliser la sollicitation de traction consiste à placer à l'interface des deux barres un collier ayant pour fonction de transmettre la première onde

élastique de compression à la barre sortante [NIC80\_b]. Le collier doit être usiné dans le même matériau que les barres de mesure, sa section devant être la plus proche possible de celle des barres (on cherche ici à minimiser la rupture d'impédance produite par la présence des alésages permettant le passage de l'éprouvette (figure 1-28)). Une éprouvette cylindrique, dont les extrémités sont filetées, est disposée à l'interface des deux barres de mesure. Le filetage est préférable au goupillage en raison des meilleures conditions d'encastrement. La géométrie permet en outre d'obtenir une section d'éprouvette plus importante.

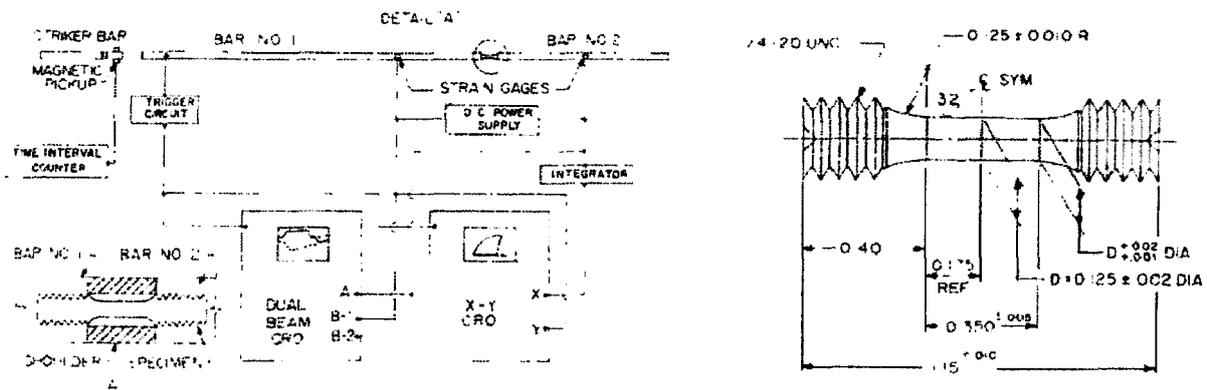


Figure 1-28 : Configuration de traction indirecte – Nicholas [NIC80\_b].

L'analyse des ondes élastiques dans cette configuration diffère quelque peu de celle d'une analyse classique. La scission en ondes transmises et réfléchies de l'onde incidente – provoquée par la rupture d'impédance liée à la présence de l'éprouvette – ne se produit qu'après un premier aller-retour de l'onde incidente dans la barre sortante (figure 1-29).

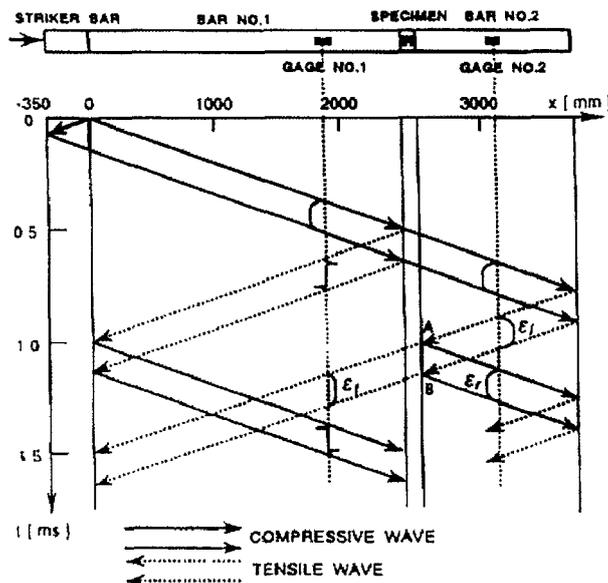


Figure 1-29 : Diagramme lagrangien de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson.

Pour les différentes configurations de traction par chargement indirect proposé dans la littérature, des montages d'éprouvettes ont été développés selon la nature des matériaux à caractériser ; l'utilisation des formes axisymétriques d'éprouvette se limitant aux matériaux métalliques. Yokoyama [YOK93] reprend le principe de traction indirecte d'éprouvette axisymétrique – développé par Nicholas [NIC80\_a] – pour différents matériaux, tels les composites à matrice métallique (SiCp/6061 T6 et SiCw/6061 T6) [YOK94] et les fontes [YOK95], dans la gamme de vitesses de déformation [200;2000] s<sup>-1</sup>. L'auteur ajoute une pièce alésée afin de conserver l'alignement des barres de mesure avec l'éprouvette (figure 1-30).

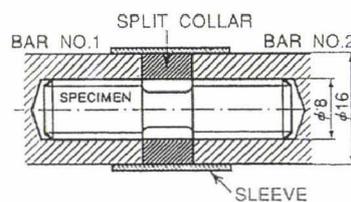


Figure 1-30 : Montage d'éprouvette axisymétrique – Yokoyama [YOK93].

Par la suite, l'auteur décline le principe de traction indirecte aux éprouvettes métalliques plates collées à l'intérieur de barres rainurées (colle époxy) puis positionnées par des goupilles (figure 1-31). Le rôle de la colle est ici d'assurer un maintien correct de l'éprouvette sur chacune des barres (Ø16mm) [YOK96]. L'auteur relève que la principale difficulté de cette configuration de traction est liée à une pré-contrainte initiale de l'éprouvette lors du premier passage d'onde. En effet, la mise en position par le biais de goupilles ne permet pas un alignement parfait et la colle disposée sur les faces de l'éprouvette induit un jeu que le collier ne permet pas d'annuler.



Figure 1-31 : Montage d'éprouvette plate – Yokoyama [YOK96].

Une rupture d'impédance reste incontournable car liée à la présence du collier et responsable d'ondes réfléchies perturbatrices ([LEB93], [NGU97]).

D'une manière générale, les sollicitations dynamiques requièrent des précautions pour l'alignement des éprouvettes à travers des montages adaptés. Ces précautions ne sont pas

contraignantes pour les sollicitations de traction et de cisaillement sur éprouvettes plates [GAR94], contrairement aux éprouvettes de compression et de flexion dont les conditions de maintien sont incertaines.

Pour ce type de sollicitation, la difficulté consiste à concéder une rupture d'impédance  $I$  minimale le long des barres, pour que le profil des ondes élastiques ne soit pas dégradé par une discontinuité de nature mécanique ou géométrique trop conséquente (I-6). Ainsi, pour des barres de nature ou de géométries différentes la constance de l'impédance  $I$  doit être maintenue. De plus, la sollicitation de traction obtenue par ce biais ne permet l'exploitation des données que pour un passage unique de l'onde transmise car les éprouvettes subissent au second passage un état de compression.

$$I = \rho \times C \times S \quad (\text{I-6})$$

où,  $\rho$  représente la masse volumique des barres,  $S$  leur section et  $C$  la célérité du son dans le matériau constituant les barres.

Plus récemment, Gary [MOU00] a développé une géométrie d'éprouvette sur la base du principe de traction de Lindholm [LIN68], dont la forme n'est plus tubulaire mais de type "chapeau" (figure 1-32). La longueur du projectile permet d'initier un palier de déformation élastique dans la barre entrante particulièrement long, mais nécessaire pour la caractérisation de matériaux ductiles, tels les aciers. La durée de ce palier est de l'ordre de  $500 \mu\text{s}$  ; ainsi la caractérisation de matériaux est possible jusque  $0.05$  de déformation à  $100 \text{ s}^{-1}$  et jusqu'à rupture à partir de  $800 \text{ s}^{-1}$ . Ce type de configuration repose sur une mise en forme préalable de matériaux métalliques possédant un faible retour élastique. Les découpes sont réalisées sur machine à électroérosion par fil afin d'éviter les contraintes résiduelles qu'apportent les usinages classiques. Toutefois, l'éprouvette demeure inaccessible à l'observation ou la mesure, comme dans la plupart des montages de traction indirecte.

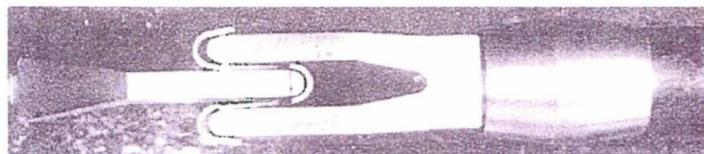


Figure 1-32 : Montage d'éprouvette de type "chapeau" – LMS Polytechnique [MOU00].

A l'interface d'un poussoir vissé par une bague filetée sur la barre entrante et d'un support vissé sur la barre sortante, l'éprouvette est positionnée et maintenue par des vis de pression sur les parois externes du support. La géométrie des éléments de maintien de l'éprouvette justifie le dimensionnement de barres de diamètres différents. Les auteurs ont eu pour souci de vérifier la constance des sections du poussoir et du support avec la section de chaque barre, afin de ne pas altérer le trajet des systèmes d'ondes élastiques. Une pré-contrainte initiale en compression du dispositif d'essai permet de contenir les forces de frottement et de finaliser la mise en forme de l'éprouvette autour du montage, principalement au niveau des rayons des pièces (poussoir et support). Une optimisation du nombre de parties utiles a par ailleurs été menée au moyen d'un code de calculs par EF, afin d'assurer l'équilibre du chargement dans les parties utiles de l'éprouvette.

Cependant, les difficultés que représente la configuration de traction par chargement indirect sont multiples :

- elle n'est pas généralisable aux diverses classes de matériaux dont les procédés d'élaboration diffèrent,
- une pré-contrainte de l'éprouvette se produit inévitablement lors du passage de l'onde de compression,
- la maîtrise des conditions de maintien de l'éprouvette est délicate (notamment pour le goupillage),
- il n'y a pas d'accès à l'éprouvette pour envisager de la mesure directe.

## 1.5. CONCLUSIONS

Ainsi, c'est donc bien au travers du besoin de rationalisation des mécanismes de ruine et de certification des moyens de transport que se sont développés les essais dits "rapides". Dragon [DRA00] le confirme et les besoins des industries du transport terrestre, du forage, de l'exploitation pétrolière, de l'usinage grande vitesse (UGV), de mise en forme, voire également de certaines applications médicales sont aujourd'hui proches de ceux des industries militaire et spatiale. Il a été montré dans les années cinquante que le comportement mécanique de la plupart des matériaux est dépendant de la vitesse de sollicitation qu'ils subissent.

Aujourd'hui, l'intérêt porté aux moyens d'essais dynamiques s'explique par l'utilisation de lois de comportement viscoplastiques et thermoviscoplastiques dans des

modèles numériques par éléments finis pour des simulations de type crash/impact ([GAR94], [HAL99], [NOB99], [DEL00], [MOU00], [RUS00\_a], [LI01], [CRA02], [COM03]). Une fois validés par rapport à l'essai, les modèles EF ainsi définis sont jugés représentatifs de situations réellement observables sur des structures au sein desquelles les vitesses de déformation peuvent fortement évoluer.

Toutefois, une dispersion expérimentale pour des matériaux similaires ayant été relevée, la variété des moyens et des méthodes d'essais conduit naturellement les acteurs de la communauté scientifique à comparer leurs résultats dans le but de valider un montage et/ou un dispositif d'essais par rapport à une sollicitation donnée ([LIN71\_b], [LAT96], [QUI97], [RUS99], [GAR00], [RUS01]). De plus, la géométrie des éprouvettes pouvant influencer les résultats, la simulation numérique des réponses des différentes géométries d'éprouvettes permet de vérifier le caractère intrinsèque de la loi matériau utilisée.

Du point de vue des machines hydrauliques rapides, les capacités d'exploitation des signaux enregistrés (notamment en effort) restent fortement tributaires du comportement vibratoire des montages d'essais. En effet, les cellules d'effort piézoélectriques, qui équipent la plupart de ces montages, sont très sensibles aux oscillations induites dans le dispositif d'essais en raison de leur rigidité élevée (liée à la présence des disques de quartz). Il est alors courant de dimensionner les montages en fonction de la gamme d'effort, et donc des matériaux rencontrés. Par ailleurs, le maintien des éprouvettes plates pose problème et les montages proposés sont souvent "alourdis" par les procédés mis en œuvre pour le serrage.

Par ailleurs, les limites hautes des barres de Hopkinson ont été atteintes avec la miniaturisation des éprouvettes de caractérisation en compression [GOR91] et en traction ([KLA91], [YOK96]). Elles concernent les vitesses de déformation élevées et les dimensions réduites des éprouvettes posent le problème des capacités de mesure (échantillonnage, encombrement). Inversement, l'augmentation de la longueur utile des éprouvettes n'est pas la solution pour accéder au recouvrement des domaines, car une non-homogénéité des contraintes et des déformations peut apparaître. Par ailleurs, les dispositifs aux barres de Hopkinson sont limités en déformation plastique pour les basses vitesses de déformation (inférieures à  $200 \text{ s}^{-1}$ ) et nécessitent l'accès à des durées impulsionnelles conséquentes (cas des matériaux ductiles). Dans ce cas, l'augmentation des longueurs de barres de mesure exige la parfaite maîtrise des alignements (importante pour la qualité du chargement) et la capacité de mettre en vitesse de longs projectiles (délicate aux faibles vitesses). La configuration de traction directe, quant à elle, nécessite des dispositifs plus complexes : chargement par

explosif, systèmes de pré-tension. Elle permet cependant d'accéder à des taux de déformation plastiques plus importants, ainsi que l'accès à l'éprouvette pour envisager une instrumentation locale (jauge de déformation, extensométrie optique) ou une observation (caméra rapide). Par ailleurs, des techniques de traitements par déconvolution des ondes élastiques existent mais requièrent de lourds développements et ne sont pas encore commercialisées [BUS02].

Jusqu'à présent, la principale solution pour accéder à la caractérisation des matériaux dans une gamme de vitesses de déformation suffisamment vaste a été de réaliser les essais de caractérisation au moyen de différents dispositifs et différentes longueurs utiles d'éprouvettes.

La présente synthèse bibliographique montre qu'une grande variété de machines existe, mais qu'aucune ne permet d'atteindre leur recouvrement complet aux vitesses moyennes de déformation, en raison des limites propres à chaque moyen. Les vérins hydrauliques rapides ont généralement pour limites hautes en vitesses de déformation des grandeurs proches de  $100 \text{ s}^{-1}$ . Les dispositifs aux barres de Hopkinson se limitent, en terme de borne inférieure, à des vitesses de déformation de  $500 \text{ s}^{-1}$ , en raison d'une diminution linéaire des déformations plastiques avec la vitesse et la longueur du projectile.

C'est dans ce contexte qu'est entreprise une amélioration des limites des deux moyens d'essais "candidats" au recouvrement des courbes expérimentales aux vitesses moyennes de déformation et au croisement des caractéristiques mécaniques.

Les travaux que nous avons entrepris visent, d'une part, à l'amélioration des capacités d'exploitation des essais de caractérisation menés sur la machine hydraulique rapide de l'Onera-Centre de Lille pour des vitesses de déformation plastiques de l'ordre de  $300 \text{ s}^{-1}$  (limite haute). Les choix retenus concernent l'amélioration du comportement vibratoire du dispositif d'essais par la conception d'un nouveau montage d'essais. D'autre part, un dispositif de barres de Hopkinson acquis par l'Université de Valenciennes et installé dans les locaux de l'Onera-Centre de Lille est mis en œuvre pour atteindre des vitesses de déformation plastiques proches de  $200 \text{ s}^{-1}$  (limite basse). La configuration de traction indirecte est choisie dans un premier temps en raison de la simplicité du mode de chargement. Dans cette configuration, le montage de traction doit concéder une rupture d'impédance minimale, tout en assurant le maintien correct des éprouvettes et une certaine modularité vis-à-vis des longueurs utiles des éprouvettes.

## Références bibliographiques

- [ALB74] C. ALBERTINI, M. MONTAGNANI, "Testing techniques based on the Split Hopkinson Bars", Mechanical Properties at High Strain Rates, Vol. 21, pp22-32, 1974
- [ALB97] C. ALBERTINI, E. CADONI, K. LABIBES, "Precision measurements of vehicles crashworthiness by means of a large Hopkinson bar", Journal de Physique IV, Vol. 7, pp79-84, 1997
- [BAR89] M. BARBEZAT, P. BEGUELIN, "Caractérisation mécanique des polymères et composites à l'aide d'une machine d'essai rapide", 5<sup>ème</sup> Journée Nationale DYMAT, Bordeaux, 1989
- [BEG96] P. BEGUELIN, "Approche expérimentale du comportement mécanique des polymères en sollicitation rapide", Thèse de Doctorat de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 1996
- [BEN88] P. BENSUSSAN, "Rupture dynamique de l'acier 35 NCD 16", Journal de Physique, Vol. 49, pp199-205, 1988
- [BLE00] W. BLECK, I. SCHAELE, "Determination of crash-relevant material parameters by dynamic tensile tests", Materials Technology, Vol. 71, n°5, pp173-178, 2000
- [BOT69] R. BOTTE, "Contribution à l'analyse expérimentale et théorique des essais de traction à grande vitesse", Thèse de la Faculté des Sciences de l'Université de Lyon, 1969
- [BUS02] M.N. BUSSAC, P. COLLET, G. GARY, R. OTHMAN, "An optimisation method for separating and rebuilding one-dimensional dispersive waves from multi-point measurements – Application to elastic or viscoelastic bars", Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 50, n 2, pp.321-350, 2002
- [CAM52] W.R. CAMPBELL, "Determination of dynamic stress-strain curves from strain waves in long bars", Proceedings of the Society for Experimental Stress Analysis, Vol. 10, pp113-124, 1952
- [CAM69] J.D. CAMPBELL, W.G. FERGUSSON, "The temperature and strain rate dependence of the shear strength of mild steel", Phil. Mag, Vol. 21, pp63-82, 1969
- [CAM73] J.D. CAMPBELL, "Dynamic plasticity : macroscopic and microscopic effects", Mat. Sci. Eng., Vol. 12, n°3, 1973
- [CHR89] C. CHREE, "The equations of an isotropic elastic solid in polar and cylindrical coordinates : their solutions and application", Trans. Camb. Philos. Soc., Vol. 14, pp250-369, 1889
- [CHE87] M.C. CHERESH, S. M<sup>C</sup> MICHAEL, "Instrumented impact test data interpretation", Instrumented Impact Testing of Plastics and Composite Materials, ASTM STP 936, pp9-23, 1987
- [CHO97] I.S. CHOCRON-BENLOULO, J. RODRIGUEZ, M.A. MARTINEZ, V. SANCHEZ~GALVEZ, "Dynamic tensile testing of aramid and polyethylene fiber composites", International Journal of Impact Engineering, Vol. 19, n°2, pp135-146, 1997
- [CIC94] "Sub-task 2.4 (static tests 1, 2, 3 and 4) – Sub-component dynamic tests on an Airbus A320 rear fuselage", AER2-CT92-0030, Crashworthiness for commercial aircraft, Cranfield Impact Centre, 1994

- [COM03] A. COMBESCURE, F. DELACROIX, L. CAPLAIN, S. ESPANOL, B. LANGRAND, P. ELIOT, "A finite element to simulate the failure of weld points on impact", International Journal of Impact Engineering, Vol. 28, n°7, pp783-802, 2003
- [COO67] R.H. COOPER, J.D. CAMPBELL, "Testing of materials at medium rates of strain", Journal of Mechanical and Engineering Science, Vol. 9, 1967
- [CRA02] D. TOWNSEND, N. PARK, D. HAMMOND, P. DEVALL, M. AL-KHALIL, "Material test – Tensile properties of aluminium alloys 7010T7651 and AU4G over a range of strain rates", CRAHVI, Contract n° G4RD-CT-2000-00395, Deliverable D 1.1.1, BAE Systems, 2002
- [CRA03] N. PETRINIC, R. FROUD, "Mechanical properties of rivets and riveted aluminium joints subjected to impact loading", CRAHVI, Contract n°G4RD-CT-2000-00395, Deliverable D 5.1.1, 2003
- [DAV48] R.M. DAVIES, "A critical study of the Hopkinson pressure bar", Phil. Trans. R. Soc. Lon., A 240, pp375-457, 1948
- [DAV63] E.D.H. DAVIES, S.C. HUNTER, "The dynamic compression testing of solids by the method of the Split Hopkinson Pressure bar test", Journal of Mechanics and Physics of Solids2, Vol. 11, pp155-179, 1963
- [DEL93] E. DELETOMBE, P. GEOFFROY, "IMT crashworthiness for commercial aircraft – Static tests – Numerical Analysis", Rapport Technique Onera-Lille, n°93/63, 1993
- [DEL97] E. DELETOMBE, B. MALHERBE, "Simplification d'un modèle de crash d'avion complet – Phase I – Rapport final", Rapport Technique Onera-Lille, n°97/02, 1997
- [DEL00] E. DELETOMBE, D. DELSART, D. KOHLBRÜBER, A.F. JOHNSON, "Improvement of numerical methods for crash analysis in future composite aircraft design", Aerospace Science and Technology, Vol. 4, pp189-199, 2000
- [DES00] V.S. DESHPANDE, N.A. FLECK, "High strain rate compressive behaviour of aluminium alloy foams", International Journal of Impact Engineering, Vol. 24, pp277-298, 2000
- [DON94] L.M. DONG, J. HARDING, "A single-lap shear specimen for determining the effect of strain rate on the interlaminar shear strength of carbon-fibre reinforced laminates", Composites, Vol. 25, n°2, pp129-138, 1994
- [DRA00] A. DRAGON, F. HILD, L. ROTA, H. TRUMEL, "Modélisation du comportement et de la rupture des matériaux sous sollicitations dynamiques", Mécanique et Industries, Vol. 1, pp521-537, 2000
- [ESK00] H. ESKANDARI, J.A. NEMES, "Dynamic testing of composite laminates with a tensile split Hopkinson bar", Journal of Composites Materials, Vol. 34, n°4, pp260-273, 2000
- [FEH43] R.O. FEHR, E.R. PARKER, "Measurement of dynamic stress and strain in tensile test specimens", Proceedings of the Society for Experimental Stress Analysis, Vol. 1, pp76-82, 1943
- [FOU98] M.S. FOUND, I.C. HOWARD, A.P. PARAN, "Interpretation of signals from drop weight impact tests", Composite Structures, Vol. 42, pp353-363, 1998
- [FOU99] T. FOURMENTRAUX, "Contribution à la caractérisation numérique et expérimentale d'assemblages soudés par points soumis à des sollicitations quasi-statiques", Thèse de doctorat de l'Université de Valenciennes, 1999

- [GAR94] G. GARY, W.K. NOWACKI, "*Essai de cisaillement plan appliqué à des tôles minces*", Journal de Physique IV, Vol. 8, pp65-70, 1994
- [GAR80] G. GARY, "*Modélisation et étude expérimentale du flambement dynamique*", Thèse de Doctorat d'état de l'Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 1980
- [GAR00] G. GARY, H. ZHAO, "*Étude expérimentale du comportement dynamique des matériaux*", Mécanique et Industries, Vol. 1, pp15-26, 2000
- [GIL02] A. GILAT, R.K. GOLDBERG, G.D. ROBERTS, "*Experimental study of strain rate dependent behavior of carbon/epoxy composites*", Composites Science and Technology, Vol. 62, pp1469-1476, 2002
- [GOR91] D.A. GORHAM, "*An effect of specimen size in the high strain rate compression test*", Journal de Physique IV, Vol. 1, pp411-418, 1991
- [GRO93] S.E. GROVES, R.J. SANCHEZ, R.E. LYON, A.E. BROWN, "*High strain rates effects for composites materials*", Composites materials : testing and design, Vol. 11, pp162-176, 1993
- [HAL97] S.R. HALLETT, C. RUIZ, "*Material characterization tests and modelling of carbon fibre T300/914 at impact rates of strain*", Journal de Physique IV, C3, pp465-470, 1997
- [HAL99] S.R. HALLETT, C. RUIZ, J. HARDING, "*The effect of strain rate on the interlaminar shear strength of a carbon/epoxy cross-ply laminate : comparison between experiment and numerical prediction*", Composites Science and Technology, Vol. 59, pp749-758, 1999
- [HAM98] A.M.S. HAMOUDA, M.S.J. HASHMI, "*Journal of Materials Processing Technology*", Journal of Materials Processing and Technology, Vol. 77, pp327-336, 1998
- [HAR60] J. HARDING, E.O. WOOD, J.D. CAMPBELL, "*Tensile testing of materials at impact rates of strain*", Journal of Mechanical and Engineering Science, Vol. 2, n°2, pp88-96, 1960
- [HAR74] J. HARDING, "*Review of dynamic testing techniques and materials behaviour*", Mechanical Properties at High Rates of Strain : Ins. Phy. Conf. Ser., Vol. 21, 1974
- [HAU66] F.E. HAUSER, "*Techniques for measuring the stress-strain relations at high strain rates*", Experimental Mechanics, Vol. 8, n°6, pp702-704, 1966
- [HIL97] M.J. HILEY, L. DONG, J. HARDING, "*Effect of strain rate on the fracture process in interlaminar shear specimens of carbon fibre-reinforced laminates*", Composites Part I, Vol. 28, pp171-180, 1997
- [HOP03] O.S. HOPPERSTAD, T. BØRVIK, M. LANGSETH, K. LABIBES, C. ALBERTINI, "*On the influence of stress triaxiality and strain rate on the behaviour of a structural steel. Part I: Experiments*", European Journal of Mechanics - A/Solids, Vol. 1, pp1-13, 2003
- [HOP14] B. HOPKINSON, "*A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets*", Phil. Trans. R. Soc. Lond, A213, pp437-456, 1914
- [HOP72\_a] J. HOPKINSON, "*Further experiments on the rupture of iron wire*", Proceeding of The Manchester Lit. Philos. Soc., Vol. 11, pp119-121, 1872
- [HOP72\_b] J. HOPKINSON, "*On the rupture of an iron wire by a blow*", Proceeding of The Manchester Lit. Philos. Soc., Vol. 11, pp40-45, 1872

- [HOV97] I.H. HOVE, B. ANDERSSON, T.E. JOHNSEN, "*High speed tensile testing*", Journal de Physique IV, C3, pp229-234, 1997
- [IRE74] D.R. IRELAND, "*Procedures and problems associated with reliable control of the instrumented impact tests*", Rapport technique 73-25R, General Research Corp., 1974
- [JOH72] W. JOHNSON, "*Impact strength of materials*", Edward Arnold Editions, London, 1972
- [JOH83] G.R. JOHNSON, W.H. COOK, "*A constitutive model and data for metal subjected to large strains, high strain rates and high temperatures*", Proceeding of the 7<sup>th</sup> International Symposium on Ballistics, the Hague, the Netherlands, pp541-547, 1983
- [JUA98] A. JUANICOTENA, "*Étude théorique et expérimentale du comportement viscoplastique des matériaux aux grandes vitesses de déformation – Application à l'acier Mars 190 et au Tantale*", Rapport CEA-R-5816, 1998
- [KAL98] J.F. KALTHOFF, M. GREGOR, "*Instrumented impact testing of subsize Charpy V-notch specimens*", ASTM STP 1329, pp98-109, 1998
- [KAM96] C. KAMMERER, "*Modélisation du comportement plan d'un composite quasi-unidirectionnel en verre E/polyester sous faibles et fortes vitesses de déformation – Application au cas de l'impact*", Thèse de Doctorat de l'Université de Paris XIII, 1996
- [KER97] P. KERRY, C. WILSON, "*Large scale impact tests on 50 mm diameter tensile samples – Correlation of experimental results with finite element models*", Journal de Physique IV, C3, pp247-252, 1997
- [KLA91] E.N. KLAUSNITZER, "*Micro-specimens for mechanical testing*", Materialprüfung, Vol. 33, n°5, pp132-134, 1991
- [KLE94] J.R. KLEPACZKO, "*An experimental technique for shear testing at high and very high strain rates – The case of the mild steel*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 15, pp25-39, 1994
- [KLE95] J.R. KLEPACZKO, "*A Split Hopkinson bar for direct tensile testing*", Report ISGMP-LPMM, 1995
- [KOB96] T. KOBAYASHI, I. YAMAMOTO, "*Dynamic fracture characteristics in aluminium casting alloys*", Material Science Forum, Vol. 217-222, pp1383-1388, 1996
- [KOL49] H. KOLSKY, "*An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of strain*", Inst. Phys. Conf. Ser., Vol. 102, pp76-700, 1949
- [KOL63] H. KOLSKY, "*Stress waves in solids*", Dover Publications Inc., New York, 1963
- [KUS91] K. KUßMAUL, D. STURM, "*A new generation of high-speed tensile testing machines*", Measurement, Vol. 9, n°2, pp73-80, 1991
- [LAL99] C. LALANNE, "*Chocs mécaniques*", Vibrations et Chocs Mécaniques, Tome II, Éditions Hermès, 1999
- [LAM00] Z. LI, J. LAMBROS, "*Dynamic thermomechanical behavior of fiber reinforced composites*", Composites - Part A : applied science and manufacturing, Vol. 31, pp537-547, 2000
- [LAN00] B. LANGRAND, E. DELETOMBE, "*Ruine des structures rivetées sous chargement de type explosion*", Rapport Technique Onera-Lille n°1/03310 DMSE, 2000

- [LAT94] J.L. LATAILLADE, C. BACON, F. COLLOMBET, M. DELAET, "*The benefit of Hopkinson bar techniques for the investigation of composite and ceramic materials*", The American Society of Mechanical Engineers, pp85-94, 1994
- [LAT96] J.L. LATAILLADE, M. DELAET, F. COLLOMBET, C. WOLFF, "*Effects of the intralaminar shear loading rate on the damage of multi-ply composites*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 18, n°6, pp679-699, 1996
- [LEB93] M.M. LEBLANC, D.H. LASSILA, "*Dynamic tensile testing of sheet material using the split Hopkinson bar technique*", Experimental Techniques, Vol. 17, pp37-42, 1993
- [LEM85] J. LEMAITRE, J.L. CHABOCHE, "*Mécanique des matériaux solides*", Éditions Dunod, 1985
- [LI01] Q.M. LI, R.A.W. MINES, R.S. BIRSH "*Static and dynamic behaviour of composite riveted joints in tension*", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 43, pp1591-1610, 2001
- [LIN64] U.S. LINDHOLM, L.M. YEAKLEY, "*Some experiments with the Split Hopkinson Pressure Bar*", Experimental Mechanics, Vol. 12, pp317-355, 1964
- [LIN68] U.S. LINDHOLM, L.M. YEAKLEY, "*High strain rate testing : tension and compression*", Experimental Mechanics, Vol. 8, pp1-9, 1968
- [LIN71\_a] U.S. LINDHOLM, "*Techniques of metals research*", Vol. 5, Part 1, Bunshah R.F. Ed. Interscience Publishers, New York, 1971
- [LIN71\_b] U.S. LINDHOLM, R.L. BESSEY, G.V. SMITH, "*Effect of strain rate on yield strength, tensile strength, and elongation of three aluminum alloys*", Journal of Materials, Vol. 6, n°1, pp119-133, 1971
- [MAC98] D.A.S. MACDOUGALL, J. HARDING, "*The measurement of specimen surface temperature in high-speed tension and torsion tests*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 21, n°6, pp473-488, 2000
- [MAC99] D.A.S. MACDOUGALL, J. HARDING, "*A constitutive relation and failure criterion for Ti6Al4V alloy at impact rates of strain*", Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 47, pp1157-1185, 1999
- [MAL00] B. MALHERBE, "*Modélisation du comportement des assemblages rivetés pour le calcul du crash des structures aéronautiques*", Rapport Technique Onera-Lille n°99/50 DMSE/Y, 2000
- [MAN00] A. MANSILLA, A. REGIDOR, D. GARCIA, A. NEGRO, "*Dynamic tensile testing for determining the stress/strain curve at different strain rate*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp695-700, 2000
- [MER03] R. MERLE, H. ZHAO, "*Comportement dynamique des tôles métalliques en grandes déformations*", Colloque National, Mécamat, Aussois, 2003
- [MOU00] P. MOURO, G. GARY, H. ZHAO, "*Dynamic tensile testing of sheet metal*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp149-154, 2000
- [NGU97] C.H. NGUYEN, H.J. SCHINDLER, "*On spurious reflection waves in Hopkinson bar tensile tests using a collar*", Journal de Physique IV, Vol. 7, pp85-90, 1997
- [NIC72] T. NICHOLAS, J.E. LAWSON, "*On the determination of the mechanical properties of materials at high shear-strain rates*", Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 20, n°2, pp57-64, 1972

- [NIC80\_a] T. NICHOLAS, "*Dynamic tensile testing of structural materials using a split Hopkinson bar apparatus*", Technical report, AFWAL TR 80-4053, 1980
- [NIC80\_b] T. NICHOLAS, "*Tensile testing of materials at high rates of strain*", *Experimental Mechanics*, Vol. 21, pp177-186, 1980
- [NOB99] J.P. NOBLE, B.D. GOLDTHORPE, P. CHURCH, J. HARDING, "*The use of the Hopkinson bar to validate constitutive relations at high rates of strain*", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Vol. 47, pp1187-1206, 1999
- [OOS00] L. DJAPIC OOSTERKAMP, A. IVANKOVIC, G. VENIZELOS, "*High strain rate properties of selected aluminium alloys*", *Materials Science and Engineering*, Vol. 278, pp225-235, 2000
- [PET83] L. PETITNIOT, J. FABIS, "*Crash sur site – Étude dynamique d'une maquette structurellement représentative d'un élément de fuselage d'un avion de transport*", Rapport Onera-Lille n°84/48, 1983
- [POC76] L. POCHHAMMER, "*Über die fortpflanzungsgeschwindigkeiten kleiner schwingungen in einem unbegrenzten isotropen kreiszylinder*", *Journal für die Reine Angewandte Mathematik*, Vol. 81, pp324-336, 1876
- [QUI97] M. QUIK, K. LABIBES, C. ALBERTINI, T. VALENTIN, P. MAGAIN, "*Dynamic mechanical properties of automotive thin sheet steel in tension, compression and shear*", *Journal de Physique IV*, C3, pp379-384, 1997
- [RAD00] D.D. RADFORD, M.J. WORSWICK, "*The mechanical and constitutive behaviour of as-received and irradiated Zr-2.5Nb pressure tube material under high rates of tensile strain*", *Journal de Physique IV*, Vol. 10, pp293-298, 2000
- [RHA99] M. RHAYOUR, "*Modélisation de l'influence de la vitesse de déformation sur l'écoulement plastique d'un acier industriel – Application pour l'étude de la traction dynamique des tôles*", Thèse de Doctorat de l'Université de Metz, 1999
- [ROD94\_a] J. RODRIGUEZ, C. NAVARRO, V. SANCHEZ-GALVEZ, "*Numerical assessment of the dynamic tension test using the split Hopkinson bar*", *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 22, n°4, pp335-342, 1994
- [ROD94\_b] J. RODRIGUEZ, C. NAVARRO, V. SANCHEZ-GALVEZ, "*Some corrections to the data analysis of the dynamic tensile tests in the Hopkinson bar*", *Journal de Physique IV*, C8, n°4, pp83-88, 1994
- [ROT97] L. ROTA, "*Application de méthodes inverses au dépouillement de l'essai aux barres d'Hopkinson*", Thèse de doctorat de l'École Polytechnique, 1997
- [RUS99] A. RUSINEK, J.R. KLEPACZKO, "*Comportement viscoplastique des tôles en traction et cisaillement – Analyse de la vitesse d'impact*", *Matériaux & Techniques*, n°11-12, pp41-52, 1999
- [RUS00\_a] A. RUSINEK, "*Modélisation thermoviscoplastique d'une nuance de tôle d'acier aux grandes vitesses de déformation. Étude expérimentale et numérique du cisaillement, de la traction et de la perforation*", Thèse de Doctorat de l'Université de Metz, 2000
- [RUS01] A. RUSINEK, J.R. KLEPACZKO, "*Shear testing of a sheet steel at wide range of strain rates and a constitutive relation with strain-rate and temperature dependence of the flow stress*", *International Journal of Plasticity*, Vol. 17, pp87-115, 2001
- [SCH97] H.J. SCHINDLER, M. VEIDT, "*Determination of tensile properties at increased strain rates and various temperatures*", *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 25, n°6, pp571-575, 1997

- [SHI00] H.S. SHIN, H.M. LEE, M.S. KIM, "*Impact tensile behavior of 9% nickel steel at low temperature*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 24, pp571-581, 2000
- [SMI63] J.E. SMITH, "*Tension tests of metals at strain rates up to 200 s<sup>-1</sup>*", Materials Research and Standards, pp713-718, 1963
- [STA91] G.H. STAAB, A. GILAT, "*A direct tension Split Hopkinson bar for high strain rate testing*", Experimental Mechanics, Vol. 31, n°3, pp232-235, 1991
- [STE60] R.F. STEIDEL, C.E. MAKEROV, "*The tensile properties of some engineering materials at moderate rates of strain*", ASTM Bulletin, n°247, pp57-64, 1960
- [STU01] J.L. STURGES, B.N. COLE, "*The flying wedge : a method for high strain-rate tensile testing. Part I. Reasons for its development and general description*", International Journal of Impact and Engineering, Vol. 25, pp251-264, 2001
- [SUN97] S. SUNDARARAJAN, K. AEKBOTE, C.C. CHOU, G.G. LIM, J. CHICKOLA, L.A. WALKER, "*High strain rate tensile testing of door trim materials*", Society of Automotive Engineers, Vol. 106, n°6, pp2038-2050, 1997
- [TEC96] D. FRANCOIS, "*Essais Mécaniques des matériaux – Détermination des lois de comportement*", Techniques de l'Ingénieur, M 120, pp10-26, 1996
- [TED91] J.W. TEDESCO, C.A. ROSS, P.B. M<sup>C</sup> GILL, B.P. O'NEIL, "*Numerical analysis of high strain rate concrete direct tension tests*", Vol. 40, n°2, pp313-327, 1991
- [VOL48] E. VOLTERRA, "*Alcuni risultati di prove dinamichi sui materiali*", Riv. Nuovo Cimento, Vol. 4, pp1-28, 1948
- [YOK93] T. YOKOYAMA, "*Determination of dynamic fracture-initiation toughness using a novel impact bend test procedure*", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 115, pp389-397, 1993
- [YOK94] T. YOKOYAMA, O. MAHRENHOLTZ, "*Impact tension and compression testing of SiC/6061 T6 Al composites*", Proceedings of the 2<sup>nd</sup> European Conference on Composites : testing and Standardisation, Hamburg, pp503-511, 1994
- [YOK95] T. YOKOYAMA, T. TAKATA, Y. SOGABE, "*Impact testing of ductile cast iron : tension and compression*", The American Society of Mechanical Engineers, pp121-127, 1995
- [YOK96] T. YOKOYAMA, T. ISOMOTO, "*Impact tension testing of sheet metals for automobile structural uses*", Proceedings of Asian Pacific Conference for Fracture and Strength, pp795-799, 1996

- [YOK00\_a] T. YOKOYAMA, Y. SOGABE, "*Evaluation of impact tensile properties of adhesive butt joints*", Journal de Physique IV, Vol. 10, n°9, pp167-172, 2000
- [YOK00\_b] T. YOKOYAMA, "*Impact performance of 6061 Al alloy/AISI 304 stainless steel friction welded butt joints*", SEM IX International Congress on Experimental Mechanics, Orlando, 2000
- [YOU07] T. YOUNG, "*A course of lectures on natural philosophy and the mechanical arts : Vol. 1*", Publ. Joseph Johnson, London, pp144-148, 1807
- [YUA02] J.M. YUAN, V.P.W. SHIM, "*Tensile response of ductile  $\alpha$ -titanium at moderately high strain rates*", International Journal of Solids and Structures, Vol. 39, pp213-224, 2002
- [ZHA97] B.P. ZHANG, C. DING, B. LIU, H. LIN, S.H. ZHOU, "*Dynamic tensile behavior of 93Wt% tungsten alloy and its fractal features of fracture*", Journal de Physique IV, C3, pp409-414, 1997

## CHAPITRE II

### ÉTUDE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE D'UN MONTAGE D'ESSAIS SUR VERIN HYDRAULIQUE RAPIDE

**Résumé** — Ce deuxième chapitre a pour but de mener les réflexions et d'établir les principes relatifs à la conception d'un nouveau montage d'essais sur vérin hydraulique rapide dédié à la caractérisation des matériaux aux vitesses moyennes de déformation. Au regard du besoin actuel des constructeurs du domaine des transports, le comportement des matériaux devrait être caractérisé de façon continue dans une gamme de vitesses de déformation comprise entre  $0.001$  et  $1000 \text{ s}^{-1}$ , définissant un domaine fondamental à considérer pour la modélisation EF du crash des structures et des sous-structures. Il est généralement admis par la communauté des utilisateurs que les vérins hydrauliques et les montages associés présentent par nature des résonances mécaniques qui pénalisent leur utilisation en dynamique. Différents travaux visant à la compréhension, à l'identification et à l'amélioration du comportement vibratoire de ces dispositifs d'essais sur éprouvettes plates sont proposés.

#### 2.1. PRESENTATION DU VERIN HYDRAULIQUE RAPIDE DE L'ONERA-CENTRE DE LILLE

##### 2.1.1. Caractérisation au moyen d'un vérin hydraulique rapide

La photo 2-1 présente le portique de crash de l'Onera-Centre de Lille en configuration d'impact sur une sous-structure (maquette à échelle réduite d'un tronçon de fuselage d'avion). L'originalité de ce moyen d'essais réside dans le fait qu'il peut également être exploité dans le cadre de la caractérisation de matériaux et d'assemblages élémentaires.

Le vérin est fixé sur un bâti métallique qui offre trois degrés de liberté : deux en translation (réglage en hauteur de la traverse et translation du bâti dans une direction sur la table) et un en rotation pour permettre d'impacter des structures suivant différents angles (rotation de la traverse par rapport aux colonnes). La taque d'essais ( $2.5 \times 2.5 \text{ m}^2$ ) sur laquelle repose le bâti est ancrée sur un massif sismique de 40 T suspendu et amorti, ce qui permet au portique d'être ainsi découplé du reste du laboratoire.

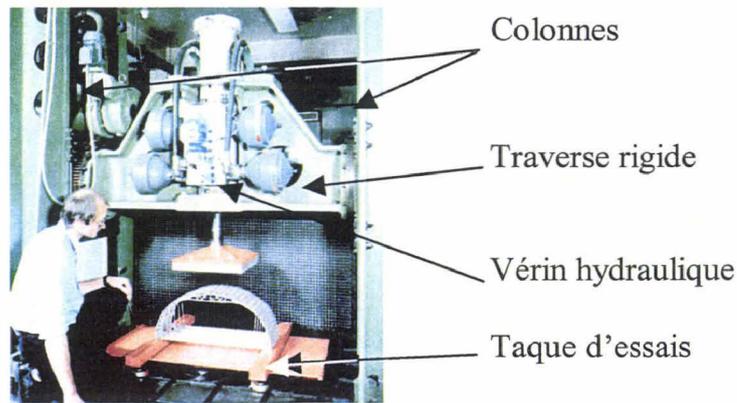


Photo 2-1 : Portique de crash du laboratoire d'essais de l'Unité de Recherche DMSE/RCS.

Le vérin hydraulique est un prototype de la société Schenck. Il peut atteindre, selon les réglages de rampe de consigne, une vitesse maximale de  $10 \text{ m.s}^{-1}$  et possède une course utile de 350 mm dont  $2 \times 50 \text{ mm}$  de course utilisés comme butées hydrauliques. Ses capacités en charge sont de  $\pm 70 \text{ kN}$  en quasi-statique et de  $\pm 50 \text{ kN}$  en dynamique. Des paliers hydrostatiques assurent le guidage du vérin et lui permettent de supporter des chocs radiaux allant jusqu'à  $2 \text{ kN}$  sans qu'il y ait contact entre le corps du vérin et le fût de guidage. Le régulateur fonctionne sur la base d'un signal émis par un capteur de position à noyau inductif placé à l'intérieur du vérin. Deux accumulateurs alimentent le vérin en huile pour lui fournir une pression de 350 bars avec un débit de  $150 \text{ l.min}^{-1}$ . Fixés directement sur la traverse mobile, ils assurent la continuité de la pression à l'entrée du vérin lorsque celui-ci est à pleine vitesse. L'intérêt de ce dispositif est de pouvoir piloter la vitesse de sollicitation, à la différence des puits de chute, pour lesquels la vitesse peut ne pas être constante. L'asservissement en vitesse permet donc de caractériser le comportement des matériaux à des vitesses de sollicitation constantes (ou du moins contrôlées).

### 2.1.2. Nature des essais et des matériaux

Dans sa configuration actuelle (photo 2-2), le vérin hydraulique rapide est principalement consacré à l'identification de lois de comportement de matériaux utilisés dans le domaine des transports, pour une gamme de vitesses de déformation théorique allant de  $0.001$  à  $100 \text{ s}^{-1}$  (selon la taille de l'éprouvette). Un montage d'essais fixé sur le bâti permet d'y loger les éprouvettes dont le comportement est identifié lors des essais de traction et/ou de compression à différentes vitesses, généralement entre  $5 \text{ mm.min}^{-1}$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$ . Les éprouvettes utilisées ont généralement une géométrie plate, et proviennent de catégories diverses comme les matériaux métalliques ([LAN97], [FAB97]), les polymères et les composites à matrice organique [FAB99] fortement présents dans l'industrie des transports.

Leur géométrie permet l'étude de l'endommagement, de la rupture et de divers facteurs liés à l'élaboration du produit fini comme l'influence du laminage ou l'arrangement des plis de tissus. La principale difficulté de leur utilisation est liée à leur maintien qui nécessite des adaptations spécifiques pour éviter le glissement lors de la sollicitation.

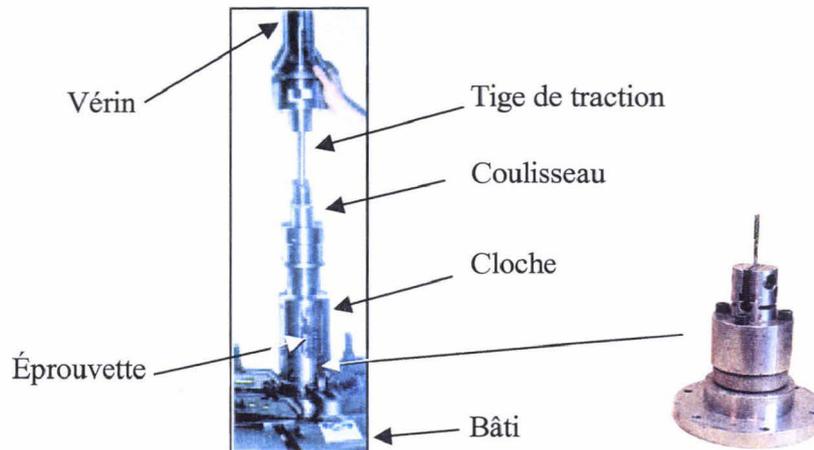


Photo 2-2 : Montage de prise d'éprouvettes plates.

## 2.2. INTERPRÉTATION DES MESURES

### 2.2.1. Limitations des mesures liées à l'asservissement

Le vérin est asservi en déplacement par un régulateur de type PID qui commande un bloc de servo-valves. Les performances du vérin dépendent du débit hydraulique qui assure son déplacement. Les éprouvettes de caractérisation ont une énergie à rupture généralement bien en deçà des capacités du vérin (4500 J), ce qui permet de conserver une relative constance de la vitesse durant l'essai. Toutefois, pour les matériaux à forte rigidité, tels les matériaux composites, les limites en terme d'effort maximal sont vite atteintes en raison des contraintes de fabrication (empilement de plis). Par ailleurs, la vitesse du vérin par rapport à la consigne est établie avec un retard lors de la mise en vitesse mais également lors de son arrêt ; dans les deux cas, ce décalage est lié à l'inertie du vérin. Ainsi, la sollicitation à vitesse constante de l'éprouvette de caractérisation n'est effective que dans une plage de déplacement limitée. Les évolutions de différentes vitesses de déplacement du vérin, représentatives d'essais de compression et de traction, sont présentées sur les figures 2-1 et 2-2. Pour être "valide", l'essai doit impérativement se dérouler dans un intervalle de déplacement du vérin sur lequel la vitesse demeure quasi-constante.

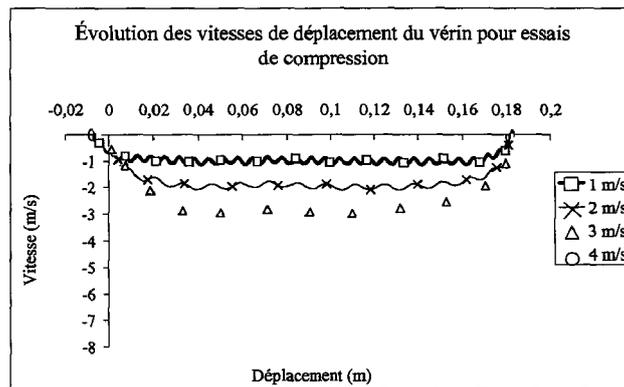


Figure 2-1 : Évolution des vitesses du vérin pour la configuration de compression.

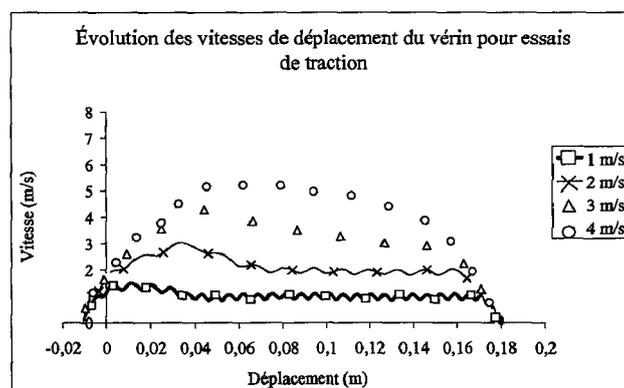


Figure 2-2 : Évolution des vitesses du vérin pour la configuration de traction.

### 2.2.2. Limitations des mesures liées aux fréquences de résonance

Les limites d'exploitation dues aux résonances mécaniques de certains moyens d'essais tels les puits de chute [SHI00], les machines d'impact, les machines de rotation ([FEH43], [BOT69], [LAT96]), les machines de type Charpy-V ([STU01], [SCH97]) et les machines hydrauliques ([KOB96], [HOV97], [FAB97], [QUI97], [FAB99], [RUS99]) sont connues et sont principalement liées à la mise en résonance du système mécanique, enregistrée par les cellules d'effort piézoélectriques, capable de mesurer les moindres variations. De ce fait, la mesure d'effort est sensible à la contribution dynamique du montage, ce qui peut masquer le comportement réel de l'échantillon (figure 2-3). Différentes techniques d'amélioration du comportement vibratoire ([BAR89], [CHE87], [GAR00]) et de correction par filtrage ([HOV97], [MAN00], [SHI00]) sont évaluées dans la littérature. Certains auteurs ont identifié la cause des perturbations, mais les moyens d'essais développés demeurent spécifiques, notamment vis-à-vis des matériaux et des vitesses de déformation considérées [ALB97]. Généralement, la limite partagée par l'ensemble des dispositifs de caractérisation s'établit au mieux à  $100 \text{ s}^{-1}$  mais plus couramment à  $50 \text{ s}^{-1}$ .

Au cours d'un essai classique, trois types de signaux sont systématiquement enregistrés au cours du temps : la force acquise par une cellule d'effort, la ou les déformation(s) au moyen de jauges de déformation et le déplacement du vérin par un capteur de déplacement laser. L'observation et l'analyse des signaux permettent de localiser la source de certaines fréquences apparentes de vibration. Pour des vitesses d'essais comprises entre  $0.1$  et  $1 \text{ m.s}^{-1}$ , les trois signaux de mesure oscillent. Cette oscillation n'est pas le fait d'un phénomène vibratoire, mais la conséquence d'un asservissement fluctuant du vérin [LIN71] (figure 2-3-a). En effet, on observe ce phénomène sur le signal de déplacement du vérin avant que la traction ne se produise. Pour de faibles vitesses d'essais, l'impulsion hydraulique n'est pas suffisamment importante pour assurer une vitesse constante. De plus, une régulation pendant toute la durée de l'essai est nécessaire pour maintenir la vitesse autour de la vitesse moyenne de commande, ce qui provoque les oscillations observées. La fréquence de ces oscillations est comprise entre  $600$  et  $900 \text{ Hz}$ . Ces valeurs ne sont pas traitées dans l'étude puisqu'elles ne sont pas assimilables à une vibration mécanique issue du montage. En outre, ces oscillations ne sont pas gênantes pour l'exploitation des résultats puisqu'elles apparaissent sur tous les signaux et s'annulent naturellement dès que la courbe contrainte/déformation est construite. L'hypothèse de vitesse constante de sollicitation est néanmoins mise en défaut. En revanche, pour les vitesses supérieures à  $1 \text{ m.s}^{-1}$ , l'impulsion hydraulique plus élevée permet d'obtenir une vitesse quasi-constante du vérin ; le signal de déplacement est quasiment linéaire, ce qui valide la procédure expérimentale. On constate alors sur différents matériaux métalliques que seul le signal de la cellule d'effort présente des oscillations (figure 2-3).

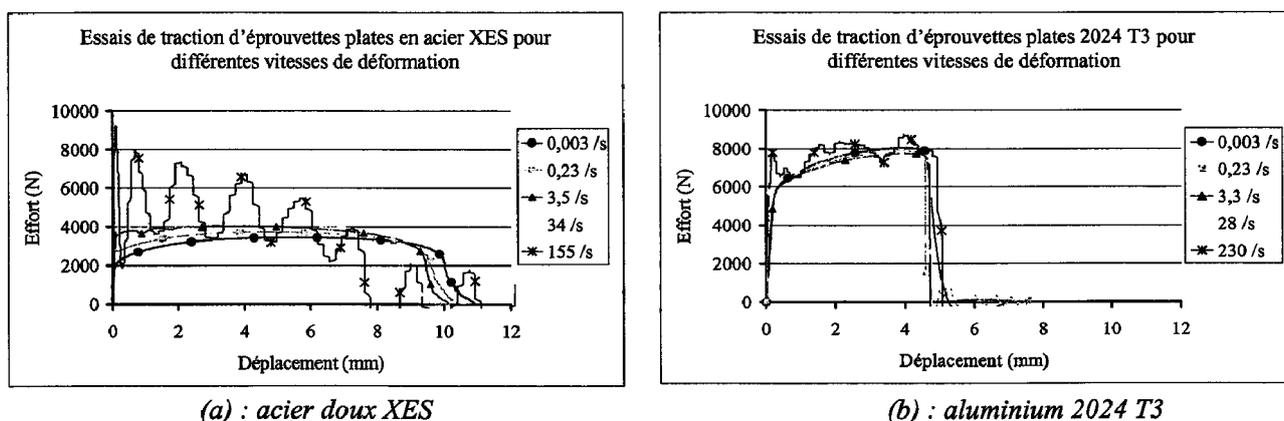


Figure 2-3 : Présentation des courbes effort/déplacement à différentes vitesses de déformation ( $\text{s}^{-1}$ ).

On peut s'assurer aisément que les éprouvettes ne sont pas à l'origine de la vibration gênante. Il est en effet peu probable – au vu des masses et des raideurs relatives de l'éprouvette et de la cellule d'effort – que l'éprouvette puisse transmettre à cette dernière une

telle vibration, qu'elle soit propre ou qu'elle provienne de la partie haute du montage. On vient donc à supposer que la vibration trouve son origine dans la partie basse du montage, hypothèse qui peut être vérifiée expérimentalement et numériquement. La figure 2-4 présente les transformées de Fourier (TFR) des mesures en effort pour deux essais de traction d'éprouvettes en acier XES et aluminium 2024 T3, respectivement à 1 et 2 m.s<sup>-1</sup>.

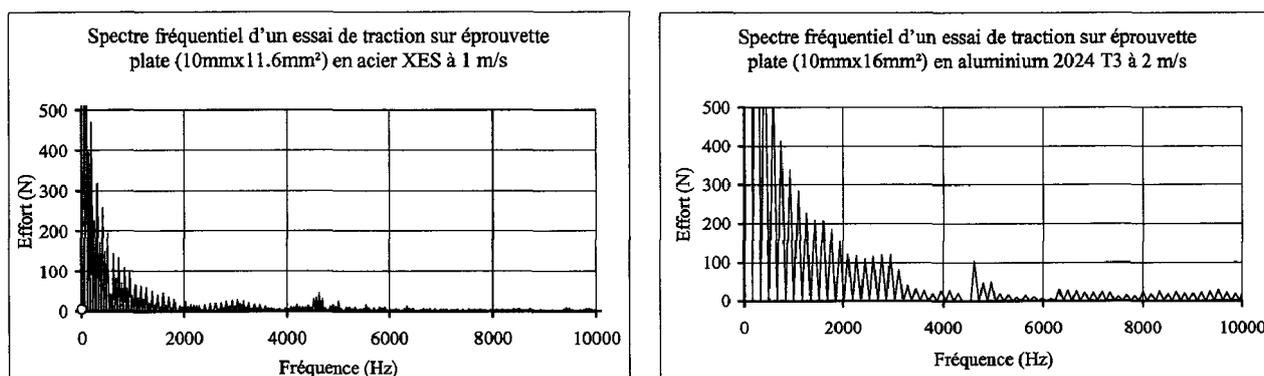


Figure 2-4 : Transformées de Fourier des mesures en effort – Essais sur acier XES et aluminium 2024 T3.

L'apparition et l'amplification d'une fréquence perturbatrice (4.5 kHz) ont été observées à partir de ces essais. La raideur de l'éprouvette apparaît comme un paramètre qui tend à amplifier la participation de cette fréquence. En effet, pour une éprouvette en aluminium, de raideur plus faible, la fréquence perturbatrice n'est pas excitée de façon significative pour une même vitesse. Ainsi, les matériaux dont le module d'élasticité est élevé vont introduire dans la réponse de la cellule d'effort un effort exciteur (de type impulsionnel) suffisamment important pour mettre en résonance la partie inférieure du montage d'essais et induire des déplacements relatifs perceptibles par la cellule d'effort (II-1).

$$F = K_c \times \Delta L \quad (\text{II-1})$$

Pour mettre en évidence cette remarque, des essais de traction dynamiques ont été menés à partir d'éprouvettes en acier calibrées à 30 kN de nuance A60 (HV40=165 soit environ  $\sigma_0=530$  MPa). Dans ces essais, la vitesse de sollicitation varie entre 0.1 et 6 m.s<sup>-1</sup>. Leur finalité est de rendre compte de l'évolution des amplitudes du mode perturbateur pour des vitesses de sollicitation croissantes (figure 2-5), mais également de mesurer les déplacements relatifs de certaines parties du montage, dont l'observation a pu être réalisée au moyen d'un extensomètre optique Zimmer 200 XH (étendue de mesure : 1 à 125 mm pour un suivi de  $\pm 6$  mm avec une précision de l'ordre du dixième de  $\mu\text{m}$ ).

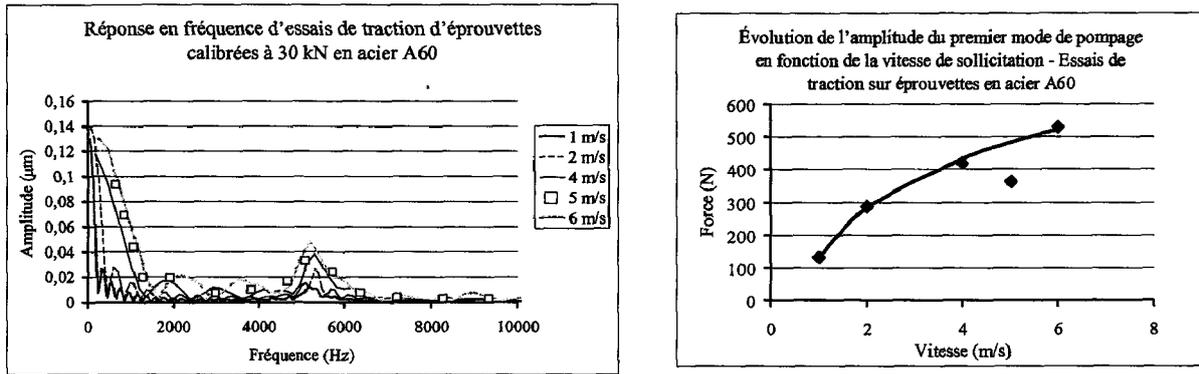


Figure 2-5 : Transformée de Fourier des mesures d'effort pour les éprouvettes calibrées en acier A60.

Les cellules d'effort piézoélectriques sont constituées d'un ou plusieurs disques de quartz qui définissent le nombre de composantes. Ces cellules nécessitent une précharge préalable (généralement la moitié de la gamme de mesure), obtenue par serrage entre deux pièces rigides, afin de mesurer des efforts de traction. La rigidité élevée de ce type de cellules d'effort fait que de faibles déplacements relatifs de leurs surfaces s'interprètent directement en terme de mesure par des efforts importants. Une sollicitation de nature impulsionnelle constitue la source de l'excitation à laquelle est sensible la cellule d'effort. Les oscillations observées sur le signal d'effort sont représentatives de déformations élastiques minimales des disques de quartz, alors que les déplacements associés sont imperceptibles aux autres moyens de mesure (jauges de déformation, capteur de déplacement du vérin).

De nombreux résultats d'essais dynamiques obtenus sur différents matériaux et assemblages ont montré une participation non négligeable du montage, en terme de réponse fréquentielle, aux mesures recueillies [LAN00]. Tous ces résultats sont conservés dans une base de données qui témoigne de la contribution de la résonance mécanique sur la plupart des matériaux ([DEL98\_b], [FAB99]). Cette contribution parasite les réponses dynamiques des matériaux et des assemblages à caractériser. En conséquence, les possibilités d'utilisation du vérin se trouvent limitées, et les plus hautes vitesses de déformation exploitables n'atteignent que 100 à 150 s<sup>-1</sup> suivant la configuration d'essai et la nature du matériau testé.

### 2.2.3. Le filtrage comme solution palliative

Pour atténuer ces phénomènes vibratoires et exploiter les résultats d'essais jusqu'à une vitesse de sollicitation maximale, les signaux sont généralement filtrés dans une bande de fréquence contenant les fréquences responsables de l'altération de signaux d'effort ([CHE87], [KAL98]). Il est apparu que les principales oscillations qui perturbent les essais, et ce quel

que soit le matériau testé, ont une fréquence voisine de 5 kHz. Pour traiter cela, une procédure automatique – développée en 1996 – permet à l'utilisateur de traiter le signal de force en conséquence. La Transformée de Fourier Rapide (TFR) du signal est calculée et l'utilisateur définit la bande de fréquence qu'il désire extraire du signal. Le signal est alors reconstitué par la Transformée de Fourier Inverse (TFI) et la relation contrainte/déformation constituant la loi matériau dans un domaine rationnel plastique peut alors être établie. L'identification de paramètres de lois de comportement adaptés à la nature de l'étude ([JOH83], [JOH88], [JON83], [JON90]) peut être faite sur la base de réponses expérimentales dans une gamme de vitesses de déformation validée, mais limitée à  $100 \text{ s}^{-1}$ .

Même si elle est régulièrement employée pour exploiter les mesures d'essais, cette procédure de filtrage n'est pas totalement satisfaisante. En effet, il n'est guère possible d'exploiter les mesures d'essais réalisés à des vitesses supérieures à  $4 \text{ m.s}^{-1}$  (alors que la plage du moyen d'essais est de  $10 \text{ m.s}^{-1}$ ) car les oscillations gagnent en amplitude et la durée du signal devient trop courte. Le nombre d'oscillations diminuant en conséquence, mais masquant toujours la réponse matériau, les capacités du montage du vérin hydraulique se trouvent fortement limitées par ces phénomènes d'oscillations.

### 2.3. MODELISATION ANALYTIQUE DU MONTAGE D'ESSAIS DYNAMIQUES

Certains auteurs attribuent le phénomène de résonance à des discontinuités dans l'écoulement plastique au sein de l'éprouvette [LEM61] et admettent la représentation des machines dynamiques (machines à volant d'inertie, machines hydrauliques rapides) par des systèmes de type masse-ressort à plusieurs degrés de liberté [PET97].

En 1998, Delsart [DEL98\_b] a réalisé un modèle de type masse-ressort à un degré de liberté, représentatif du montage d'essais, dans lequel les éléments de la partie inférieure du montage sont représentés par leur masse et leur raideur intrinsèque. Dans cette approche, l'amortissement n'est pas pris en compte et les solides sont considérés comme indéformables. Ses calculs ont abouti à l'estimation d'une fréquence théorique du montage de 7.3 kHz, résultat acceptable compte-tenu de la simplicité du modèle. Delsart est parvenu avec ce modèle à simuler des essais de traction simplifiés à différentes vitesses de sollicitation. On retrouve dans les courbes  $F/\Delta L$  une forte oscillation dans le déplacement relatif du système mécanique, alors que l'allongement de l'éprouvette apparaît comme parfaitement linéaire.

### 2.3.1. Modèle à un degré de liberté

L'équation de la dynamique pour un système masse-ressort est de la forme [DEL89] :

$$M \cdot \ddot{x} + K \cdot x = 0 \quad (\text{II-2})$$

où,  $M$  et  $K$  représentent respectivement la masse et la raideur du système. La figure 2-6 donne une représentation du modèle analytique à un degré de liberté.

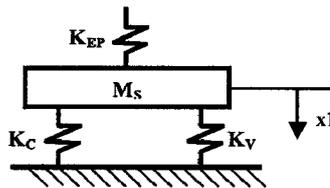


Figure 2-6 : Modèle analytique à un degré de liberté du montage d'essais dynamiques.

$M_S$  représente la masse de la pièce suspendue du montage.  $K_{EP}$ ,  $K_V$  et  $K_C$  représentent respectivement la raideur de l'éprouvette, de la vis de précharge et de la cellule d'effort. Les raideurs  $K_0$  calculées pour chaque pièce sont déterminées à partir de leurs caractéristiques géométriques et mécaniques. Celles-ci sont déterminées à partir de la relation (II-3).

$$K_0 = \frac{E \cdot S}{L} \quad (\text{II-3})$$

où,  $S$  représente section de la pièce considérée,  $L$  sa longueur travaillante et  $E$  le module d'élasticité du matériau constitutif. La résolution de l'équation différentielle conduit aux relations suivantes (II-4) et (II-5).

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{EP} + K_V + K_C}{M_S}} \quad (\text{II-4})$$

$$A = K_{EP} \cdot v_0 \cdot \sqrt{\frac{M_S}{(K_{EP} + K_V + K_C)^2}} \quad (\text{II-5})$$

où,  $A$  et  $f$  représentent respectivement l'amplitude et la fréquence propre du modèle.

Les caractéristiques des éléments du montage sont présentées dans le tableau 2-1. La valeur  $K_{EP}$  a été déterminée pour une éprouvette normalisée en carbone. La rigidité de la cellule d'effort Kistler 9077 est égale à la valeur fournie par le fabricant.

	Masse (kg)	Raideur (N/m)
$M_S$	5.74	-
$K_C$	-	$1.10 \times 10^{10}$
$K_V$	-	$1.17 \times 10^{09}$
$K_{EP}$	-	$2.09 \times 10^{07}$

Tableau 2-1 : Caractéristiques des éléments du modèle analytique à un degré de liberté.

L'intérêt d'un modèle analytique est de permettre de représenter aisément la réponse du système considéré, d'estimer la sensibilité à chacun de ses paramètres, et d'en rechercher les valeurs optimales pour des configurations expérimentales particulières.

La figure 2-7 présente l'évolution de courbes théoriques  $F/\Delta L$  et met en évidence le comportement oscillatoire du modèle analytique. La contribution des oscillations devient de plus en plus forte pour les vitesses supérieures à  $1 \text{ m.s}^{-1}$  pour lesquelles les oscillations diminuent en nombre, mais masquent le comportement réel de l'éprouvette de caractérisation.

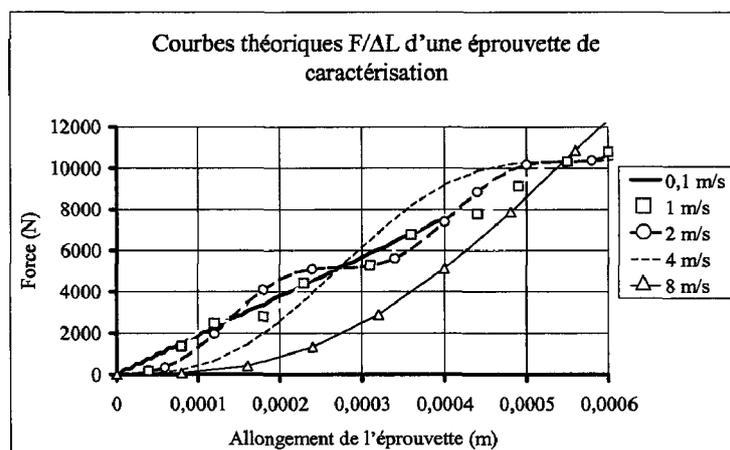


Figure 2-7 : Courbes théoriques effort/déplacement en fonction de différentes vitesses de sollicitation.

La figure 2-8 illustre l'évolution asymptotique de la fréquence théorique de pompage (terminologie utilisée pour définir par la suite le mode pénalisant de traction/compression du montage d'éprouvettes plates) pour le système mécanique à un degré de liberté. Ainsi, la fréquence propre de la cellule d'effort tend rapidement à décroître au fur et à mesure que la masse additionnelle placée sur celle-ci augmente.

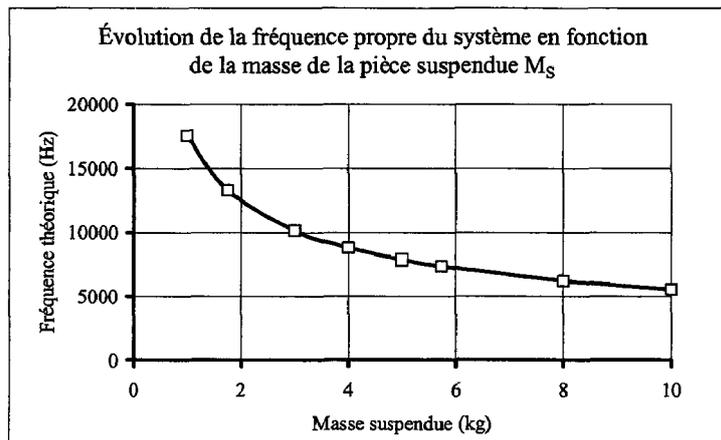


Figure 2-8 : Courbe théorique fréquence/masse suspendue du modèle analytique à un degré de liberté.

La figure 2-9 montre les résultats d'une étude de sensibilité de la fréquence propre du système aux paramètres masse et raideur des différents éléments du modèle analytique. Une classification des paramètres les plus influents peut être faite de manière à orienter dans une première approche l'étude de conception d'un montage dynamique tenant compte de son comportement vibratoire. Une mesure de l'écart est donnée par la relation (II-6).

$$e = \frac{P_i - P_0}{P_0} \quad (\text{II-6})$$

où,  $p_i$  représentent  $i$  % du paramètre  $p$  et  $p_0$  sa valeur de référence.

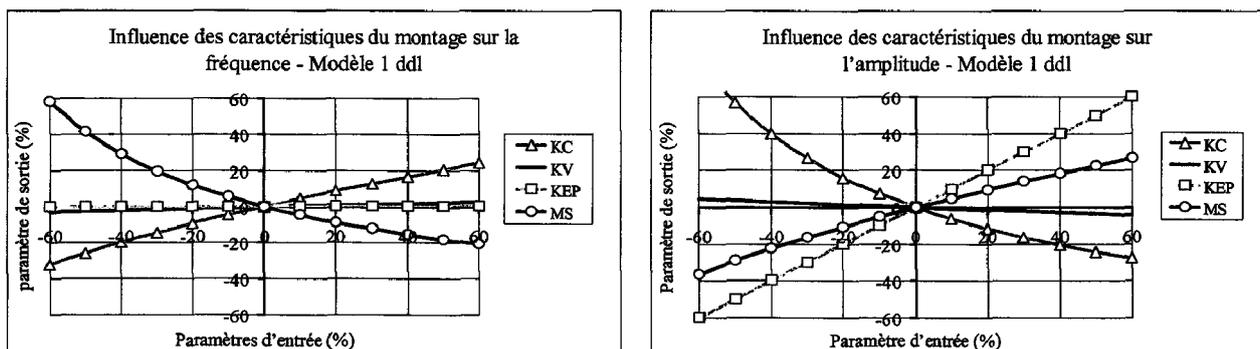


Figure 2-9 : Influence des paramètres masse et raideurs sur la fréquence et l'amplitude du mode propre du modèle analytique à un degré de liberté.

Globalement, en terme de fréquence propre, les paramètres les plus influents (figure 2-9) sont la masse de la pièce suspendue, puis la raideur de la cellule d'effort. Ce classement s'inverse lorsqu'il s'agit des amplitudes. D'autres paramètres, tels que la raideur de la vis de précharge ou la raideur de l'éprouvette, restent des paramètres dont l'influence apparaît comme secondaire vis-à-vis de l'étude de conception. Cette approche, même si elle demeure

qualitative, permet d'orienter non seulement le choix des matériaux, mais également celui de la cellule d'effort, sur la base de la connaissance de l'influence des caractéristiques mécaniques des principales pièces sur le comportement vibratoire du montage. Il a été montré que des améliorations sont possibles pour décaler la fréquence propre du premier mode de pompage. D'une manière quantitative, ces améliorations en terme de fréquence sont de l'ordre de 170 % et du point de vue des amplitudes, de l'ordre de -30 %. Ces valeurs correspondent à une augmentation de la rigidité de la cellule d'effort de 130 % environ, et une diminution de la masse de la pièce suspendue de 65 % (figure 2-10).

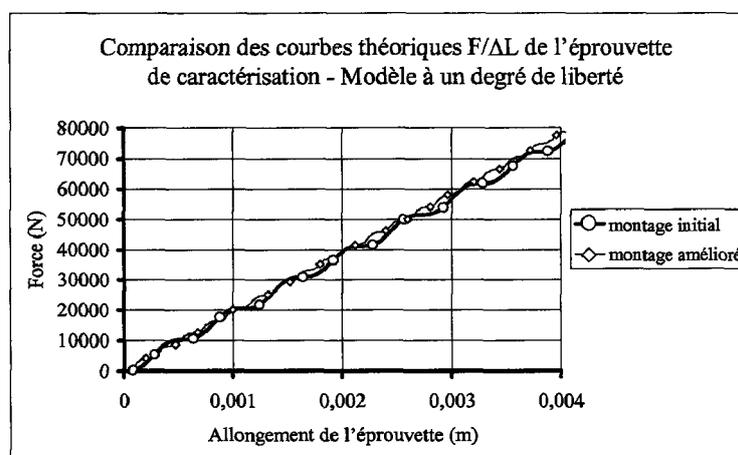


Figure 2-10 : Confrontation des réponses effort/déplacement des modèles analytiques du montage initial et amélioré.

A titre informatif, pour une diminution de la masse des pièces placées sur la cellule d'effort de 70 % ( $M_S=1.7$  kg) et une augmentation de la raideur de la cellule d'effort de 136 % environ ( $K_C=2.6 \times 10^{10}$  N/m) ; il est théoriquement possible de parvenir à une fréquence propre proche de 20 kHz au lieu de 7.3 kHz (figure 2-11). Toutefois, le modèle analytique à un degré de liberté omet certains paramètres qui peuvent se révéler influents, et surestime la valeur réelle de la fréquence perturbatrice du montage d'essais dynamiques de l'ordre de 60 % environ (7.3 kHz au lieu d'une valeur de 4.5 kHz observée expérimentalement sur les courbes en effort de divers matériaux). Ainsi, la fréquence théorique d'un montage amélioré est plutôt estimée à une valeur proche de 13 kHz pour le modèle analytique considéré.

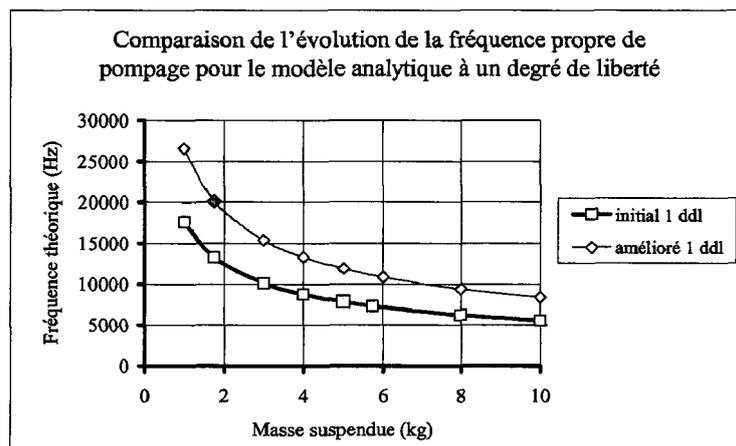


Figure 2-11 : Comparaison de l'évolution de la fréquence propre de pompage du modèle analytique à un degré de liberté – Influence de la pièce suspendue  $M_S$ .

La prise en compte d'un plus grand nombre de paramètres doit être envisagée de manière à atteindre analytiquement une estimation plus fine de la première fréquence propre de pompage et estimer plus précisément la valeur d'une fréquence optimale.

### 2.3.2. Modèle à deux degrés de liberté

Un modèle analytique à deux degrés de liberté permet l'estimation des deux premières fréquences propres de pompage du montage d'essais de référence (figure 2-12). Cette représentation plus fidèle du montage expérimental permet de révéler l'influence de certains paramètres, notamment des caractéristiques du socle qui n'apparaissent pas dans le modèle précédent. La raideur de l'éprouvette n'est plus prise en considération car son influence est faible sur la fréquence propre du système.

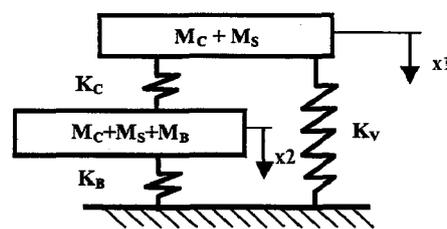


Figure 2-12 : Modèle analytique à deux degrés de liberté du montage d'essais dynamiques.

Dans ce modèle,  $M_S$ ,  $M_C$  et  $M_B$  représentent respectivement la masse suspendue, la masse de la cellule d'effort et la masse du socle rigide.  $K_B$ ,  $K_V$  et  $K_C$  représentent les rigidités respectives du socle, de la vis de précharge et de la cellule d'effort Kistler 9077, calculées à partir de la relation (II-3). Les caractéristiques mécaniques des éléments constituant le montage de référence ont été calculées puis reportées dans le tableau 2-2.

	Masse (kg)	Raideur (N/m)
$M_S$	5.74	-
$M_C$	0.9	-
$M_B$	6.2	-
$K_B$	-	$1.41 \times 10^{11}$
$K_V$	-	$1.17 \times 10^{09}$
$K_C$	-	$1.10 \times 10^{10}$

Tableau 2-2 : Caractéristiques des éléments du modèle analytique à deux degrés de liberté.

En régime libre conservatif, l'équation différentielle du second ordre s'écrit :

$$[M] \cdot \ddot{x} + [K] \cdot x = 0 \quad (\text{II-7})$$

où,  $[M]$  et  $[K]$  représente les matrices de masse et de raideur du système ;  $[M]$  et  $[K]$  sont carrées et de dimension 2 pour ce système à deux degrés de liberté. La matrice carrée  $[A]$ , appelée noyau du système, est de la forme :

$$[A] = [M]^{-1} \times [K] \quad (\text{II-8})$$

Une solution de la forme (II-9) est proposée.

$$x(t) = X \times \cos(\omega t - \varphi) \quad (\text{II-9})$$

Substituant  $x(t)$  et  $\ddot{x}(t)$  dans (II-7) et posant  $\delta = \omega^2$ , on aboutit à la relation (II-10).

$$([A] - \delta[I]) \times X = 0 \quad (\text{II-10})$$

où,  $[I]$  représente la matrice identité. Ce système n'a de solutions non toutes nulles que si son déterminant est nul. On est donc ramené à la résolution d'un système aux valeurs propres. Les valeurs propres  $\delta_i$  de la matrice noyau  $[A]$  permettent d'extraire les pulsations propres  $\omega_i$  et les fréquences propres  $f_i$  du système décrit sur la figure 2-12 (II-11).

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \times \omega_i \quad (\text{II-11})$$

Le calcul du  $i^{\text{ème}}$  vecteur propre  $\vec{v}_{i1}$  lié à la  $i^{\text{ème}}$  pulsation propre du système conservatif donne les amplitudes du système pour le  $i^{\text{ème}}$  mode propre et s'obtient en remplaçant  $\delta$  par  $\delta_i$ .

$$\begin{vmatrix} (a_{11} - \delta) & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & (a_{22} - \delta) & a_{23} & \dots & a_{2n} \\ a_{31} & a_{12} & (a_{33} - \delta) & \dots & a_{3n} \\ \dots & & & & \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \dots & (a_{nn} - \delta) \end{vmatrix} = 0 \quad (\text{II-12})$$

Pour le calcul des vecteurs propres, le système suivant est à résoudre :

$$([A] - \delta_p [I]) \times X_p = 0 \quad (\text{II-13})$$

où, le vecteur  $X_p$ , appelé forme propre de rang  $p$ , donne les amplitudes de déplacement de la solution  $x_p(t)$ . Pour obtenir les  $X_p$  formes propres, il faut résoudre  $n$  systèmes d'équations. Reportés dans la relation (II-10), les  $x_p$  forment le mode propre de rang  $p$ . Les vecteurs propres sont linéairement indépendants et forment une matrice appelée matrice modale. Les matrices de masse  $M$  et de raideur  $K$  du système à deux degrés de liberté sont présentées dans les relations (II-14) et (II-15) :

$$M = \begin{vmatrix} (M_C + M_S) & 0 \\ 0 & (M_B + M_C + M_S) \end{vmatrix} \quad (\text{II-14})$$

$$K = \begin{vmatrix} (K_C + K_V) & -K_C \\ -K_C & K_B \end{vmatrix} \quad (\text{II-15})$$

Les fréquences des deux premiers modes de pompage sont respectivement 6.5 et 16.8 kHz selon les données initiales présentées dans le tableau 2-2. Toutefois, une incertitude demeure concernant la valeur de la rigidité  $K_B$  du socle ; sa valeur ne peut être vérifiée que par recalage sur la valeur exacte de la première fréquence propre de pompage. Ainsi, une valeur approximative de  $4.5 \times 10^{10}$  N/m peut être déterminée afin de tendre vers la valeur en fréquence du mode perturbant la mesure en effort, soit 5 kHz environ. L'évolution de la fréquence propre du premier mode de pompage est présentée sur la figure 2-13.

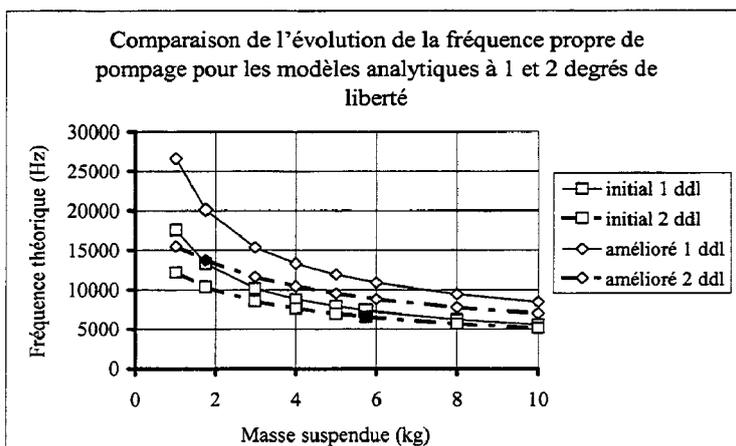


Figure 2-13 : Comparaison de l'évolution de la fréquence propre de pompage pour les modèles à un et deux degrés de liberté – Influence de la pièce suspendue  $M_s$ .

Il ressort de cette étude analytique qu'il est possible d'orienter en première approche le choix de la cellule d'effort par rapport à la masse placée sur celle-ci.

Ainsi, sept références de cellules d'effort mono-axiales, de caractéristiques mécaniques connues et fournies par le constructeur Kistler, ont été "testées" et ont permis d'argumenter un choix optimal ayant pour contrainte principale l'obtention d'une première fréquence de pompage la plus élevée pour le montage d'essais (figure 2-14). Une seconde contrainte doit être prise en considération pour procéder au choix de la cellule d'effort : il s'agit de la gamme d'effort qui doit couvrir les niveaux d'effort couramment atteints lors des essais dynamiques.

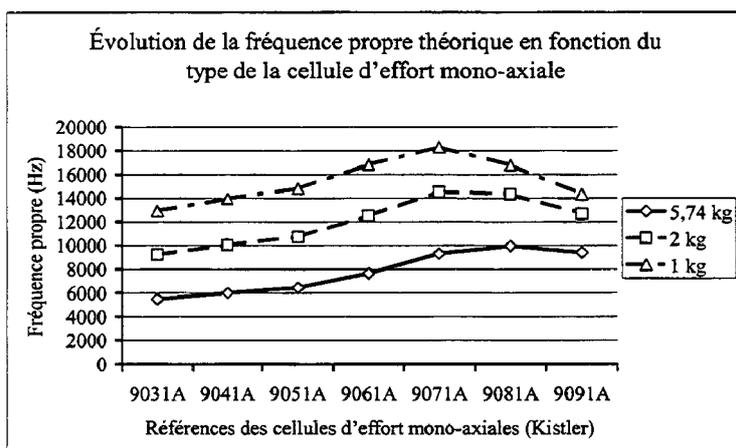


Figure 2-14 : Évolution de la fréquence théorique de pompage en fonction du type de cellule d'effort et pour trois valeurs de masse suspendue  $M_s$ .

D'après la figure 2-14, il apparaît que le choix d'une cellule d'effort de type 9071A s'impose. En effet, pour une masse suspendue comprise entre 1 et 5.74 kg, la fréquence propre théorique du montage d'essais est la plus élevée dans la gamme considérée des cellules

d'effort mono-axiales. La fréquence de l'ensemble mécanique résulte d'un compromis entre les masses et les raideurs des cellules d'effort, les petites cellules d'effort possédant également les raideurs les plus faibles.

### 2.3.3. Comparaison des résultats pour les deux modèles analytiques

La figure 2-15 présente une confrontation de l'influence des paramètres "masse" ( $M_S$ ,  $M_C$  et  $M_B$ ) et "raideur" ( $K_B$ ,  $K_V$  et  $K_C$ ) du modèle analytique à deux degrés de liberté avec les paramètres "masse" ( $M_S$ ) et "raideur" ( $K_C$ ,  $K_V$ ) du modèle analytique à un degré de liberté pour la première fréquence propre de pompage. La figure 2-16 révèle l'influence des mêmes paramètres du modèle à deux degrés de liberté vis-à-vis du second mode de pompage.

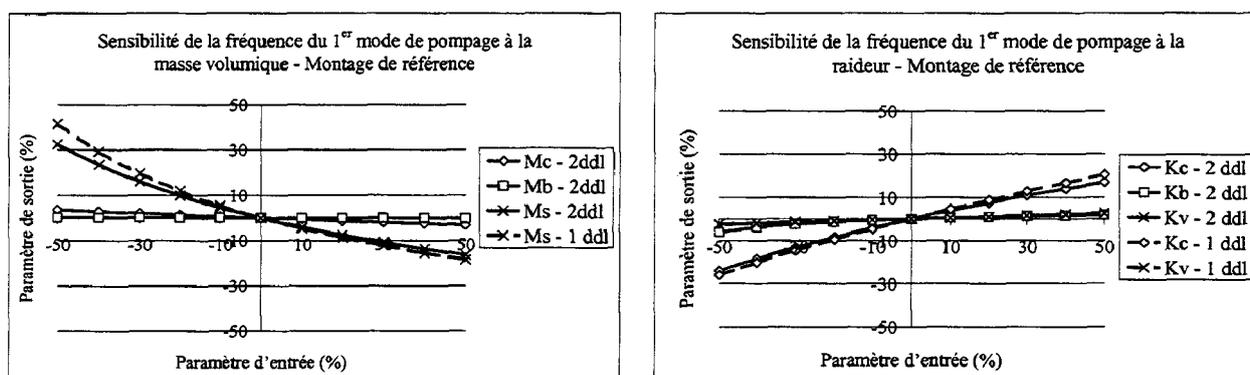


Figure 2-15 : Évolution de la 1<sup>ère</sup> fréquence théorique de pompage en fonction des masses volumiques et raideurs élémentaires.

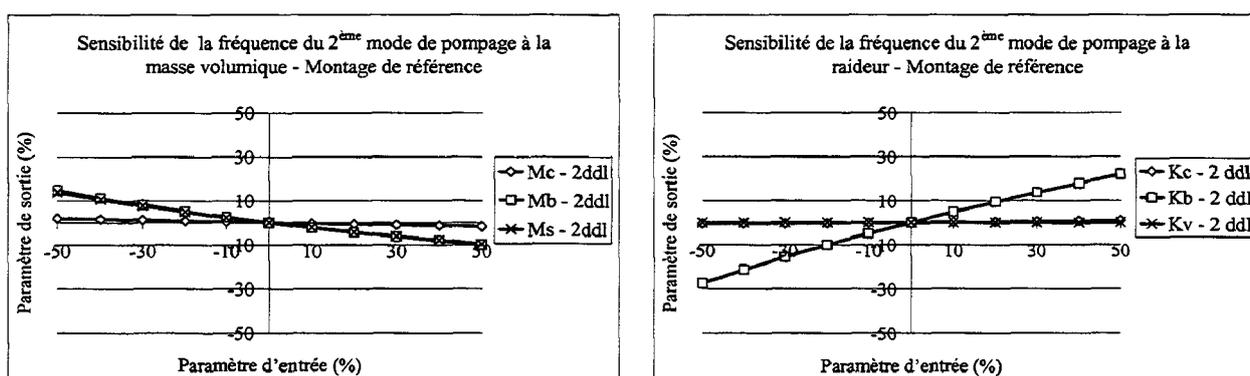


Figure 2-16 : Évolution de la 2<sup>ème</sup> fréquence théorique de pompage en fonction des masses volumiques et raideurs élémentaires.

Les résultats confirment la bonne corrélation du modèle à deux degrés de liberté avec le modèle à un degré de liberté au regard de l'évolution de la première fréquence propre de pompage. Ainsi, le modèle à deux degrés de liberté permet de compléter l'étude de sensibilité

et également d'estimer l'évolution des autres paramètres tels  $M_C$ ,  $M_B$  pour les masses et  $K_B$  pour les raideurs.

Une seconde confrontation peut être proposée ; elle concerne les amplitudes de déplacement (figures 2-17 et 2-18).

Le calcul des amplitudes pour un modèle analytique se détermine selon les relations (II-13) et (II-16) :

$$x_p(t) = X_p \times \cos(\omega_p t - \varphi_p) \tag{II-16}$$

où, le vecteur  $x_p(t)$  représente le mouvement du système à la pulsation  $\omega_p$ . Le vecteur  $X_p$  donne les amplitudes de  $x_p(t)$ .

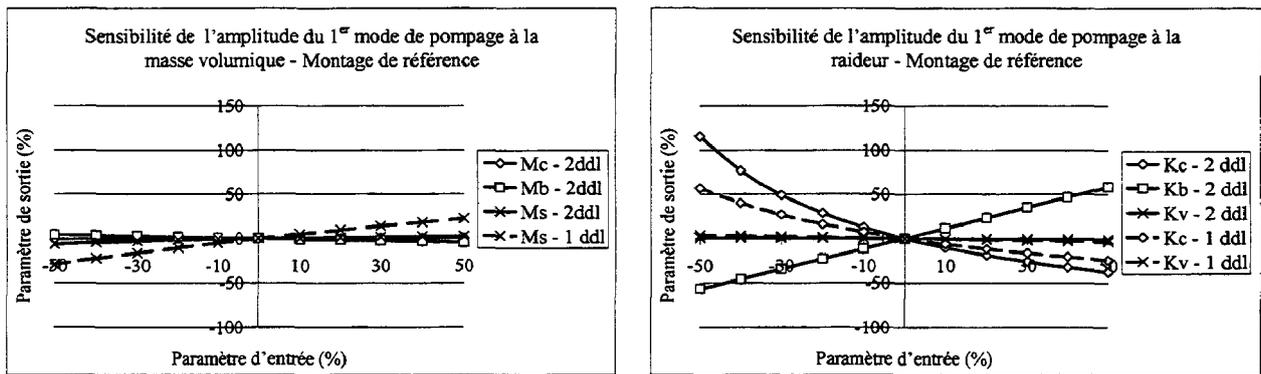


Figure 2-17 : Évolution de l'amplitude de la 1<sup>ère</sup> fréquence théorique de pompage en fonction des masses volumiques et raideurs élémentaires.

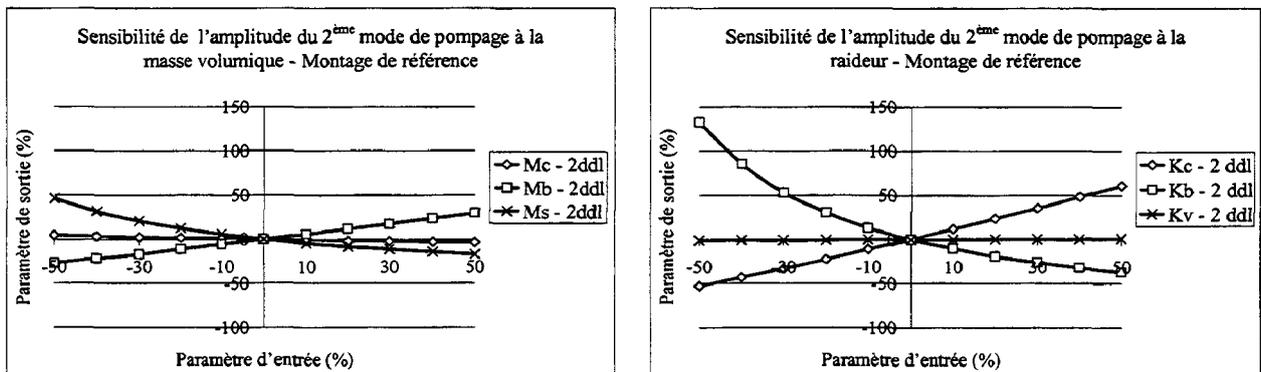


Figure 2-18 : Évolution de l'amplitude de la 2<sup>nde</sup> fréquence théorique de pompage en fonction des masses volumiques et raideurs élémentaires.

Il apparaît, au regard des résultats obtenus sur l'évolution de la sensibilité des caractéristiques mécaniques des éléments du système mécanique, que la diminution de la

masse suspendue et l'augmentation de la raideur de la cellule d'effort permettent également de réduire l'amplitude des oscillations du système. Par ailleurs, les tendances observées s'inversent pour le second mode de pompage. La sensibilité des raideurs des pièces de l'ensemble mécanique semble être prépondérante vis-à-vis de celle des masses.

#### 2.3.4. Classification des paramètres influents

Une confrontation des paramètres des modèles à un et deux degrés de liberté est présentée. Elle permet de synthétiser la classification des paramètres dont l'influence vis-à-vis des deux premiers modes de pompage a été déterminée par calcul analytique, et d'estimer la fréquence de pompage d'un montage amélioré sur la base des valeurs optimisées des paramètres.

Ainsi, au terme de cette étude préliminaire, il apparaît que la valeur de la masse suspendue  $M_S$  est le paramètre le plus influent sur les deux premiers modes de pompage. La raideur de la cellule d'effort, notée  $K_C$ , se situe en seconde position dans la classification des paramètres sensibles. Apparaissent ensuite les paramètres "raideur" et "masse" du socle rigide, respectivement notés  $K_B$  et  $M_B$ . A contrario, des paramètres tels que la vis de précharge montrent une influence négligeable sur le premier mode de pompage. Par ailleurs, certains paramètres sont influents sur le premier mode mais leur rôle s'atténue fortement pour le second mode de pompage, par exemple la raideur de la cellule d'effort. Pour d'autres paramètres, cette influence n'est prépondérante que sur le second mode, même si elle est relativement présente sur le premier mode ( $K_B$  et  $M_B$ ).

#### 2.3.5. Cas de la précharge

La prise en compte de la précharge, dans le cas d'une approche analytique, conduit à intégrer dans les éléments de type ressort la raideur intrinsèque, mais également la raideur liée aux efforts extérieurs appliqués sur la pièce (II-17) [BAT82] :

$$K_{eq} = K_0 + \frac{F}{\Delta L} \quad (\text{II-17})$$

où,  $K_0$  est la raideur intrinsèque de la tige de précharge,  $\Delta L$  son allongement sous l'effort  $F$ . La forme récurrente est présentée dans la relation (II-18) :

$$K_n = \frac{K_0}{\prod_{n=0}^n \left[ \frac{Fn}{E \cdot S} + 1 \right]} \quad (\text{II-18})$$

où,  $F_n$  est l'incrément en effort,  $E$  le module d'élasticité,  $S$  la section de la pièce et  $n$  le nombre d'incrément.

On se place ici dans l'hypothèse des petites déformations pour laquelle la pièce supporte des chargements extérieurs lui permettant de rester dans son domaine élastique. Dix incréments d'effort successifs de 40 kN sont effectués et les calculs des raideurs de la cellule d'effort et de la tige de précharge puis des fréquences propres sont réalisés. Le tableau 2-3 présente les valeurs obtenues pour les raideurs de la cellule d'effort et de la vis de précharge ainsi que leur allongement relatif pour les différents incréments d'effort.

<b><math>F_n</math> (kN)</b>	<b><math>K_c</math> (N/m)</b>	<b><math>K_v</math> (N/m)</b>	<b><math>\Sigma\Delta L_v</math> (m)</b>	<b><math>\Sigma\Delta L_c</math> (m)</b>	<b><math>f</math> (Hz)</b>
0	$1.169 \times 10^9$	$1.098 \times 10^{10}$	0	0	6524
40	$1.165 \times 10^9$	$1.102 \times 10^{10}$	$3.37 \times 10^{-5}$	$3.56 \times 10^{-6}$	6616
80	$1.160 \times 10^9$	$1.106 \times 10^{10}$	$6.76 \times 10^{-5}$	$7.09 \times 10^{-6}$	6623
120	$1.156 \times 10^9$	$1.110 \times 10^{10}$	$1.02 \times 10^{-4}$	$1.06 \times 10^{-5}$	6632
160	$1.152 \times 10^9$	$1.114 \times 10^{10}$	$1.36 \times 10^{-4}$	$1.41 \times 10^{-5}$	6641
200	$1.148 \times 10^9$	$1.118 \times 10^{10}$	$1.71 \times 10^{-4}$	$1.76 \times 10^{-5}$	6650
240	$1.144 \times 10^9$	$1.122 \times 10^{10}$	$2.06 \times 10^{-4}$	$2.10 \times 10^{-5}$	6658
280	$1.140 \times 10^9$	$1.126 \times 10^{10}$	$2.41 \times 10^{-4}$	$2.44 \times 10^{-5}$	6667
320	$1.136 \times 10^9$	$1.130 \times 10^{10}$	$2.70 \times 10^{-4}$	$2.78 \times 10^{-5}$	6676
360	$1.132 \times 10^9$	$1.134 \times 10^{10}$	$3.12 \times 10^{-4}$	$3.12 \times 10^{-5}$	6684
400	$1.128 \times 10^9$	$1.138 \times 10^{10}$	$3.48 \times 10^{-4}$	$3.45 \times 10^{-5}$	6693

Tableau 2-3 : Influence de la précharge sur la fréquence théorique de pompage.

La fréquence vis-à-vis de la précharge semble évoluer de façon linéaire. Cette linéarité provient du fait que, dans les calculs, le comportement de la pièce soumise à un effort extérieur demeure élastique. Toutefois, la sensibilité de la fréquence à la précharge appliquée à la cellule d'effort et à la tige de précharge est relativement faible (+1.3 % pour 400 kN de précharge) au regard de celle des autres paramètres, notamment matériau.

Par ailleurs, les paramètres tels que la raideur des éprouvettes ou la vitesse de sollicitation ne sont pas apparus comme susceptibles de décaler de manière significative la première fréquence propre de pompage du montage [DEL98\_b].

### 2.3.6. Synthèse

Au terme de cette approche analytique, des recommandations pour le dimensionnement d'un montage d'essais dynamiques reposant sur l'utilisation des cellules d'effort piézoélectriques ont été mis en évidence. Différents paramètres ont révélé une influence au regard de la première fréquence de pompage, considérée comme la plus perturbante pour la mesure en effort et dont la valeur se situe à 5 kHz environ. La conception d'un montage d'essais amélioré doit intégrer des matériaux permettant, au travers de leurs caractéristiques mécaniques (masses et raideurs), d'attribuer au montage d'essais dynamiques un comportement vibratoire propre, dont la contribution à la réponse de l'ensemble puisse être la plus faible possible, tant en amplitude qu'en fréquence. Un compromis doit être trouvé entre les contraintes de dimensionnement et les contraintes de fonctionnement.

## 2.4. CAMPAGNE EXPERIMENTALE D'ANALYSES VIBRATOIRES

Une campagne d'analyse modale est entreprise pour le montage d'essais dynamiques de référence et sur un montage d'étude simplifié. L'objectif est d'interpréter la phénoménologie du comportement vibratoire du système mécanique considéré et de confronter les influences des éléments mécaniques accessibles à l'expérience avec celles déterminées par le calcul analytique, pour rendre compte de la faisabilité de l'étude de conception. La base de données recueillie pourra alors être exploitée pour la représentation du comportement vibratoire d'un modèle éléments finis représentatif du montage d'essais.

### 2.4.1. Présentation des montages expérimentaux

#### 2.4.1.1. Montage d'essais dynamiques

Pour la partie expérimentale, un marteau de choc B&K 8203 (bande de fréquence de 25 kHz) a été utilisé pour exciter les différentes pièces du montage et mesurer leur réponse fréquentielle. Un analyseur modal de type B&K 2032 a permis de visualiser les déformées modales associées. La figure 2-19 montre à titre d'exemple une expérimentation en conditions réalistes concernant le montage d'essais. Les analyses modales ont été menées à la fois dans des conditions d'encastrement libres et dans des conditions réalistes (c'est-à-dire proches des conditions d'essai matériau) pour les pièces assemblées et les pièces démontées.

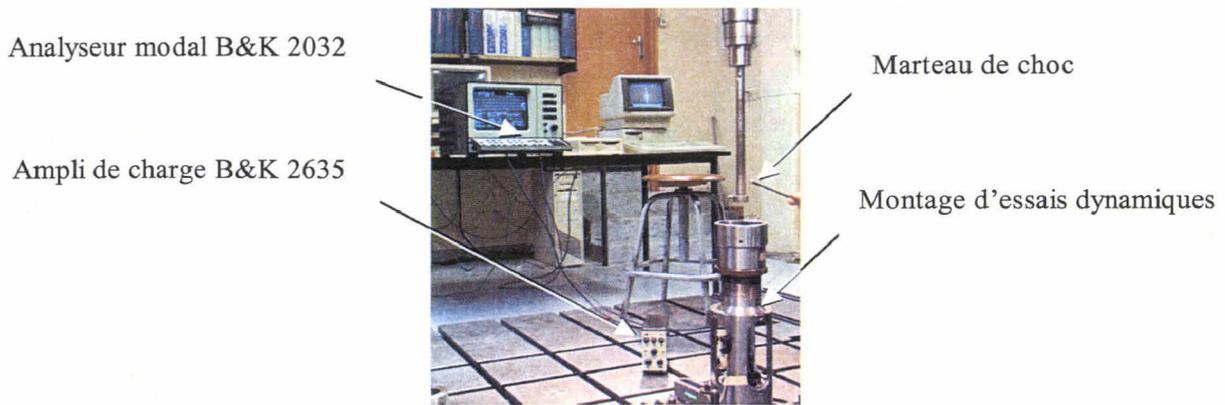


Figure 2-19 : Exemple de mise en œuvre expérimentale.

#### 2.4.1.2. Montage expérimental simplifié

Au regard de la complexité et de la disponibilité du montage d'essais dynamiques utilisé pour mener cette étude (montage opérationnel pour études, tri-axialité, calibration, ...), il est apparu intéressant d'étudier parallèlement le comportement vibratoire d'un montage simplifié néanmoins représentatif du montage d'essais réel. L'intérêt de l'étude d'un tel montage est de vérifier, grâce à la modularité des pièces, leur influence sur la fréquence de pompage du dispositif. Les paramètres "matériau" accessibles expérimentalement sont plus nombreux que pour le montage d'essais réel (figure 2-20), et sont :

- la masse de la pièce suspendue  $M_S$ ,
- la raideur de la vis de précharge  $K_V$ ,
- l'effort de précharge  $C$  appliqué à la tige et à la cellule d'effort mono-axiale.

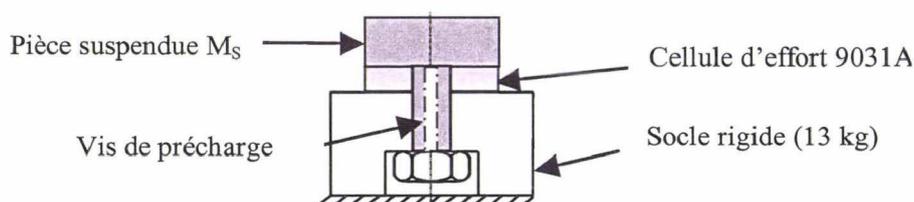


Figure 2-20 : Montage expérimental simplifié.

### 2.4.2. Les paramètres influents les fréquences de pompage

#### 2.4.2.1. Résultats de l'étude modale du montage d'essais dynamiques

Le montage d'essais, dans sa configuration assemblée, ne permet pas d'accéder à l'ensemble des pièces, ni de quantifier leur influence sur le comportement vibratoire global.

En effet, la masse totale ajoutée se décompose en 2 contributions : la première est celle de la pièce (M1) assurant le maintien et le guidage des éprouvettes pendant l'essai ; la seconde est celle de la pièce (M2) ayant pour fonction d'assurer la mise en précharge de la cellule (figure 2-21). Seule la pièce (M1), appelée mors inférieur, peut être démontée sans décharger la cellule d'effort.

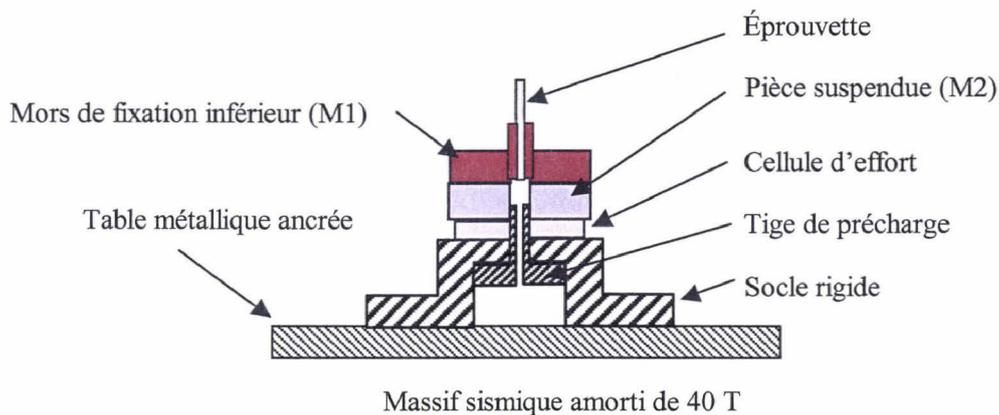
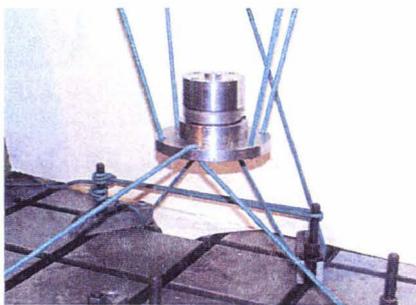
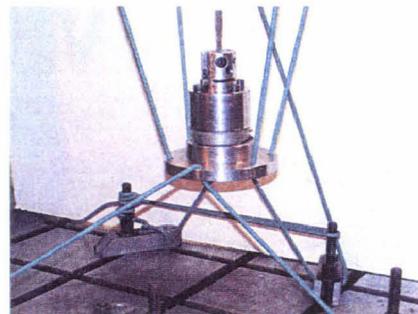


Figure 2-21 : Présentation schématique du montage d'essais dynamiques réel.

Une analyse modale est menée sur deux assemblages de pièces du montage d'essais (figure 2-22) dans des conditions "libre-libre" et "réalistes". L'impact du marteau de choc sur le montage d'essais est réalisé dans l'axe de sollicitation de l'éprouvette.



(a) : montage sans mors de fixation M1



(b) : montage avec mors de fixation M1

Figure 2-22 : Analyse modale en libre-libre du montage d'essais dynamiques.

La figure 2-23 illustre les contenus fréquentiels révélés par transformation de Fourier des signaux enregistrés au moyen du marteau de choc sur le montage d'essais. Deux fréquences propres apparaissent à 5 et 20 kHz environ. La première correspond à la fréquence des oscillations observées sur les courbes effort/temps des réponses aux essais de traction. La seconde fréquence n'apparaît pas, car la bande de fréquence excitée lors des essais dynamiques reste inférieure à 15 kHz.

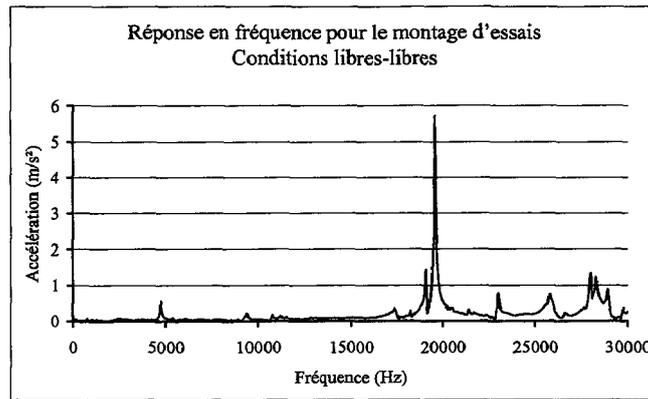


Figure 2-23 : Contenu fréquentiel du montage d'essais placé dans des conditions "libre-libre".

Les réponses en fréquence du montage d'essais de référence, placé dans des conditions réalistes et d'encastrement "libre" (montage posé au sol), sont présentées sur la figure 2-24. Les pièces M1 et M2 ont respectivement une masse de 1.96 kg et 3.25 kg. Des écarts relatifs de l'ordre de 32 % ont été observés pour le premier mode de pompage et des conditions réalistes, à moins de 6 % pour les conditions d'encastrement "libre". Par ailleurs, l'étude de l'influence de la masse suspendue se limite à deux mesures expérimentales, ce qui est insuffisant pour définir une tendance.

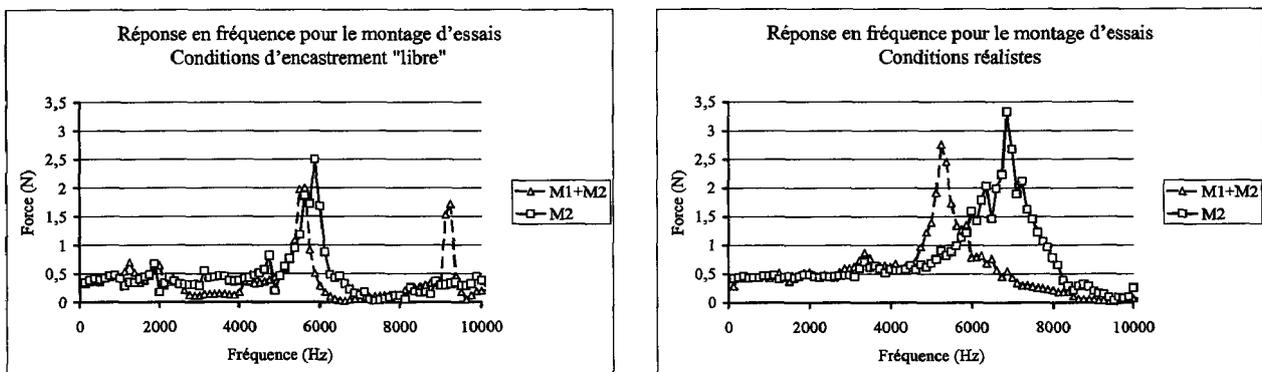


Figure 2-24 : Influence de la masse suspendue et des conditions d'encastrement.

Les résultats sont synthétisés dans le tableau 2-4 pour chacune des conditions expérimentales et pour les deux premiers modes de pompage, dimensionnants pour le montage.

	Analyseur modal		Marteau de choc		Valeurs moyennes	
	libre-libre	réaliste	libre-libre	réaliste	libre-libre	réaliste
1 <sup>ère</sup> fréquence (Hz)	5200	5740	5500	5066	5350	5403
2 <sup>nd</sup> e fréquence (Hz)	7334	23183	12600	19320	9967	21251

Tableau 2-4 : Synthèse des résultats pour les deux moyens de mesure expérimentale.

Les résultats obtenus montrent que la fréquence identifiée par TFR sur les courbes effort/temps d'essais dynamiques correspondent de façon qualitative au premier mode de pompage. Le marteau de choc apparaît comme un outil permettant rapidement d'identifier une fréquence propre, mais se limite aux déformées modales et aux structures élémentaires.

#### 2.4.2.2. Résultats de l'étude modale du montage simplifié

L'étude du montage simplifié a été réalisée au moyen du marteau de choc B&K 8203. Les tendances obtenues sur la base de vingt mesures sont présentées pour chacun des paramètres physiques accessible et conditions d'effort extérieur du montage simplifié (figure 2-25). La variation de raideur est accessible en augmentant progressivement le diamètre d'un alésage pratiqué dans la tige de précharge.

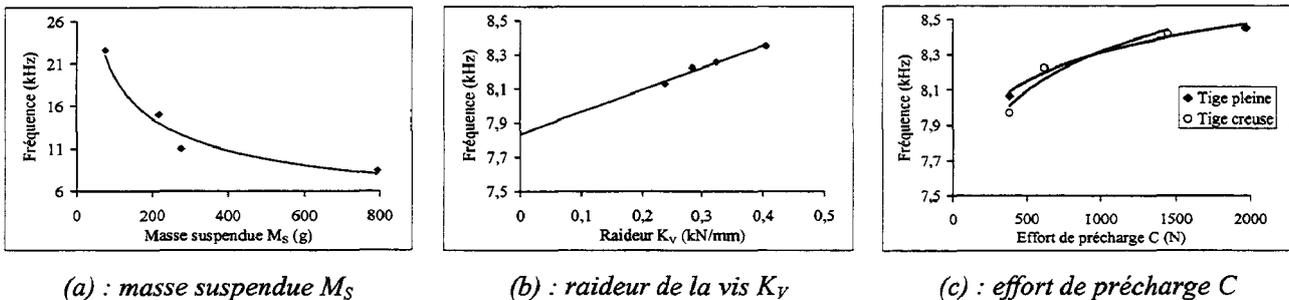


Figure 2-25 : Résultats de l'étude de sensibilité menée sur le montage simplifié.

Les analyses expérimentales menées sur un montage simplifié, néanmoins représentatif du montage de référence, ont montré que le paramètre le plus pénalisant en terme de fréquences propres de pompage est la masse suspendue  $M_S$  (figure 2-25-a). Pour cette étude, les autres paramètres accessibles à l'expérience se sont révélés moins influents ; ainsi l'évolution de la fréquence vis-à-vis de l'effort de précharge présente une asymptote ayant pour valeur 8.5 kHz environ (figure 2-25-c). Enfin, la sensibilité de la fréquence de pompage vis-à-vis de la raideur de la tige de précharge demeure linéaire dans le domaine étudié (figure 2-25-b). Néanmoins, les phénomènes étant couplés, il est difficilement envisageable d'optimiser "à la main" un montage d'essais complexe sur la base de ces seuls résultats.

#### 2.4.3. Cas particulier de la précharge

La sensibilité de la fréquence propre du montage à la précharge étudiée précédemment demeure néanmoins incertaine pour le montage simplifié puisque la gamme étudiée demeure petite au regard de la gamme de précharge appliquée pour la cellule d'effort du montage

d'essais dynamiques. Son allure peut ne pas être en parfaite correspondance avec celle obtenue pour une gamme plus étendue. Ainsi, il devient essentiel d'étudier le cas de la précharge dans un cas représentatif des grandeurs de précharge appliquées. Une étude de l'évolution de la première fréquence propre de pompage en fonction de la précharge appliquée sur le moyen d'essais dynamiques est menée sur un assemblage dont les masses sont équivalentes à celles du dispositif d'essais ; la cellule d'effort est du même type que celle utilisée pour les mesures en effort du montage de référence (Kistler 9077).

Une série de dix mesures a été réalisée jusqu'à atteindre une précharge de 300 kN. L'évolution de la première fréquence de pompage en fonction de la précharge est présentée sur la figure 2-26. Les mesures ont été réalisées au moyen d'un marteau de choc B&K 8203 (bande de fréquence 25 kHz), un amplificateur de charge de type B&K 2635 et un analyseur modal B&K 2032. La pièce excitée placée sur la cellule d'effort a une masse d'environ 6.2 kg. Les résultats révèlent une évolution croissante mais asymptotique de la fréquence de pompage vers une valeur de 6.8 kHz sur la gamme de précharge observée.

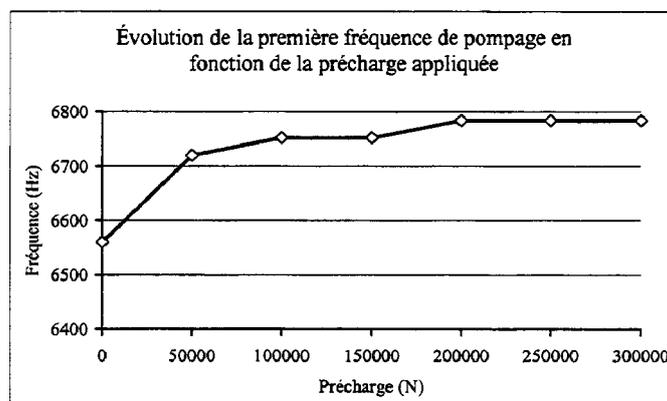


Figure 2-26 : Sensibilité de la première fréquence de pompage vis-à-vis de la précharge.

## 2.5. DEVELOPPEMENT D'UN MODELE NUMERIQUE REPRESENTATIF

Pour concevoir et optimiser un nouveau montage d'essais, nous proposons d'utiliser l'outil d'analyse numérique par éléments finis, et de faire varier chacun des paramètres pour finalement déduire une configuration idéale. L'intérêt de la simulation numérique est qu'elle permet de quantifier la sensibilité de la fréquence propre à tous les paramètres physiques du modèle EF (accessibles et inaccessibles expérimentalement). L'inconvénient de cet outil est que la solution obtenue peut ne pas être physique (matériau).

La méthode numérique apparaît comme un outil permettant de donner les orientations à prendre pour une étude de conception tenant compte de contraintes particulières (vibratoire dans notre cas d'étude) et de les valider numériquement avant la phase de fabrication.

### 2.5.1. Présentation et conditions aux limites

Les conditions aux limites représentatives des conditions d'essais de caractérisation des matériaux sont imposées : la base du montage d'éprouvettes est posée sur la taque d'essais ; le dessus du montage reçoit un ensemble de trois brides supprimant tout degré de liberté. D'un point de vue numérique, il ne peut s'agir que de conditions parfaites d'encastrement. Les analyses modales sont également menées dans des conditions aux limites "libres-libres" dans lesquelles le modèle EF est découplé de tout élément ou sous-ensemble extérieur. Le modèle EF – réalisé au moyen du code de calculs implicite Nastran couplé au pré-post processeur Patran – comporte 10597 éléments volumiques et 12505 nœuds. Les conditions aux limites appliquées ainsi que la description des caractéristiques mécaniques sont données sur la figure 2-27.

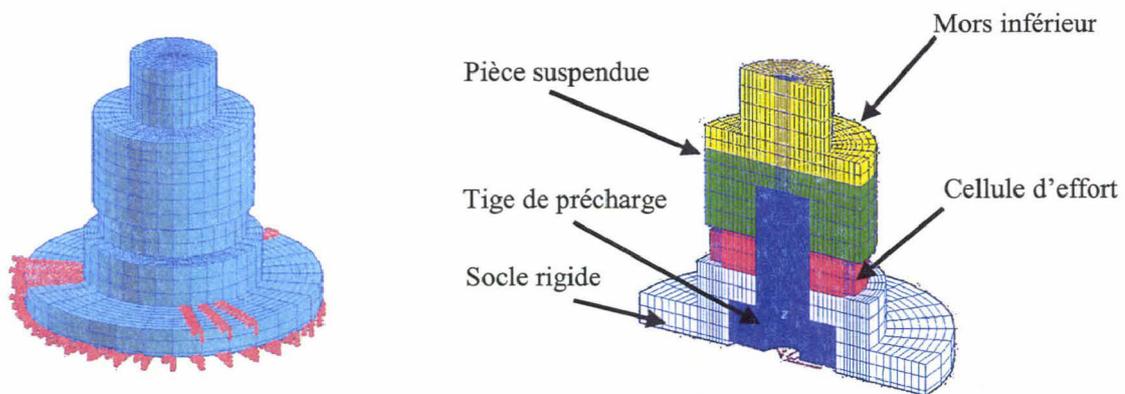


Figure 2-27 : Présentation des conditions aux limites réalistes et des caractéristiques matériaux du montage d'essais de référence.

Pour la modélisation de la cellule d'effort, un module d'élasticité équivalent a été calculé en fonction des caractéristiques techniques de raideurs fournies par le fabricant Kistler (tableau 2-1). Une estimation de ce module d'élasticité est proposée sur la base de la relation (II-3). La masse volumique équivalente pour la cellule d'effort et les autres pièces du modèle EF a été déterminée par obtention d'un écart minimal reposant sur la connaissance du poids propre de chaque pièce. Les caractéristiques mécaniques initiales pour le modèle EF sont données à titre informatif dans le tableau 2-5.

	Module d'élasticité E (MPa)	Masse volumique $\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )
Mors inférieur	210000	7850
Masse suspendue	210000	7850
Cellule d'effort	46600	5750
Tige de précharge	210000	7850
SoCLE rigide	210000	7850

Tableau 2-5 : Caractéristiques mécaniques du montage inférieur.

### 2.5.2. Analyse modale numérique par éléments finis

Une méthode de résolution de type Lanczos [GER96] a été utilisée pour le calcul précis de systèmes possédant un grand nombre de degrés de liberté. La discrétisation du maillage a été imposée par la relation (II-19) selon les règles usuellement employées [DEL98\_a]. De cette manière, les modèles EF sont adaptés à la bande de fréquence visée. A titre d'exemple, la taille de maille est de l'ordre de 12 mm si on considère un raffinement  $K=10$  et une bande de fréquence de 30 kHz.

$$a = \frac{1}{K} \times \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \text{ avec } 8 < K < 10 \quad (\text{II-19})$$

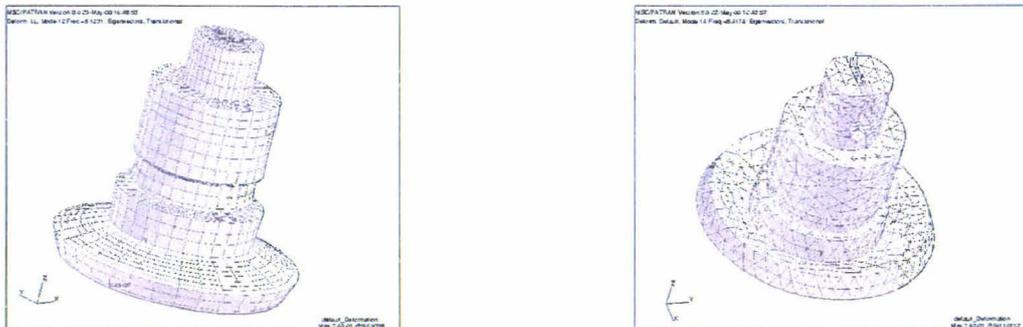
avec E le module d'Young,  $\rho$  la masse volumique, f la borne haute du domaine de fréquence visé, K le nombre d'éléments par longueur d'onde géométrique.

Deux types de maillage ont été employés au titre de l'étude de la sensibilité au maillage (figure 2-28-a). Les mailles hexaédriques linéaires (8 nœuds) permettent une représentation correcte des conditions aux limites. Néanmoins, leur utilisation mène à des approximations d'ordre géométrique. La maille tétraédrique quadratique (10 nœuds) discrétise, au contraire, correctement la géométrie complexe de certaines pièces, mais les conditions aux limites sont parfois difficiles à appliquer de manière fidèle. Toutefois, les écarts relatifs relevés avec les deux types de mailles sont inférieurs à 8 % quelles que soient les conditions aux limites considérées. Par ailleurs, les résultats numériques montrent que les modes de pompage sont correctement prédits en terme de déformées et de fréquences propres associées (tableau 2-7). Les écarts des mesures expérimentales sont au maximum de 8 %. La figure 2-28-b présente le premier mode de pompage pour le modèle EF placé dans des conditions "libres-libres". Pour les deux types de maillage, on observe une même

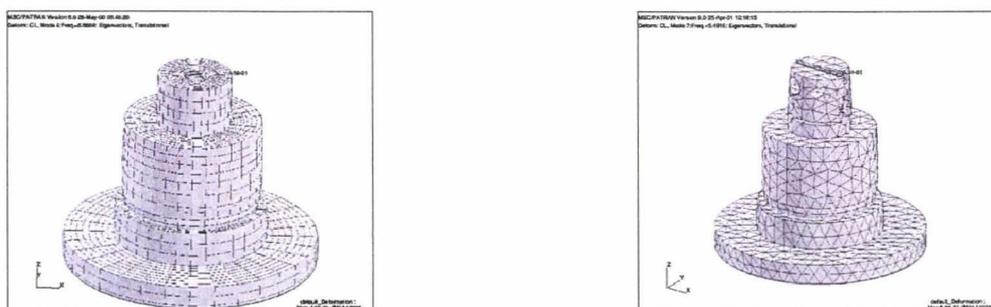
représentation des déformées modales. La figure 2-28-c présente la déformée modale du premier mode de pompage obtenue pour des conditions aux limites réalistes. La masse suspendue évolue autour d'une position d'équilibre dans laquelle la cellule d'effort est soumise à des sollicitations alternées de traction puis de compression.



(a) : état initial



(b) : déformées simulées pour le premier mode propre de pompage – Conditions "libres-libres".



(c) : déformées simulées pour le premier mode propre de pompage – Conditions réalistes

Figure 2-28 : Maillage hexaédrique (linéaire) – Maillage tétraédrique (quadratique).

Une synthèse des résultats des deux approches est présentée dans le tableau 2-6 pour les deux premières fréquences propres associées aux modes de pompage en fonction des conditions aux limites imposées. Pour cela, les valeurs moyennes déterminées numériquement (maillages hexaédrique et tétraédrique) et expérimentalement (analyseur modal et marteau de choc) sont proposées.

	Conditions "libre-libre"			Conditions "réalistes"		
	expérimental	numérique	écart (%)	expérimental	numérique	écart (%)
<b>1<sup>er</sup> mode</b>	5350	5475	2.34	5403	5679	5.19
<b>2<sup>nd</sup> mode</b>	9967	9747	-2.21	21251	19661	-7.49

Tableau 2-6 : Synthèse expérience et simulation.

La démarche menée jusqu'à présent aboutit donc à une bonne corrélation des valeurs obtenues numériquement et expérimentalement, indépendamment des conditions limites ou du type de maillage. Une faible sensibilité du premier mode de pompage aux conditions aux limites est mise en évidence. La prise en compte des conditions aux limites réalistes conduit à un décalage en fréquence du second mode de pompage vers des valeurs plus élevées.

### 2.5.3. Étude de conception – Influence des paramètres inaccessibles à l'expérimentation

Une étude de sensibilité basée sur la variation des paramètres  $E$  et  $\rho$  pour chaque pièce du modèle EF hexaédrique (base, cellule d'effort, pièce suspendue et tige de précharge) placé dans des conditions réalistes est menée dans une gamme de  $\pm 40\%$  par rapport aux valeurs initiales (tableau 2-6). La finalité de l'étude de sensibilité vise à classer les paramètres afin d'orienter la conception du montage vers des caractéristiques mécaniques optimales au regard de son comportement vibratoire, et notamment de la valeur du premier mode de pompage. Par ailleurs, cette étude permet également de déterminer l'influence des paramètres inaccessibles à l'expérience. Ici, les variations des grandeurs mécaniques sont appliquées à la fois sur la pièce suspendue ainsi que le mors inférieur (figure 2-27). Le calcul des fréquences propres s'étend sur une bande de fréquence de 20 kHz contenant la première fréquence propre estimée.

#### 2.5.3.1. Présentation des résultats

Les résultats sont présentés sur la figure 2-29 pour la sensibilité de la première fréquence de pompage aux masses volumiques de chaque pièce du montage d'essais. Les valeurs obtenues représentent l'écart (%) entre la première fréquence de pompage calculée avec les paramètres modifiés et celle issue des données initiales (soit 5.86 kHz).

L'étude menée montre que le paramètre le plus influent est l'ensemble suspendu (mors inférieur (M1)+pièce suspendue (M2)), la masse des autres pièces du montage ne constituant pas une grandeur significative.

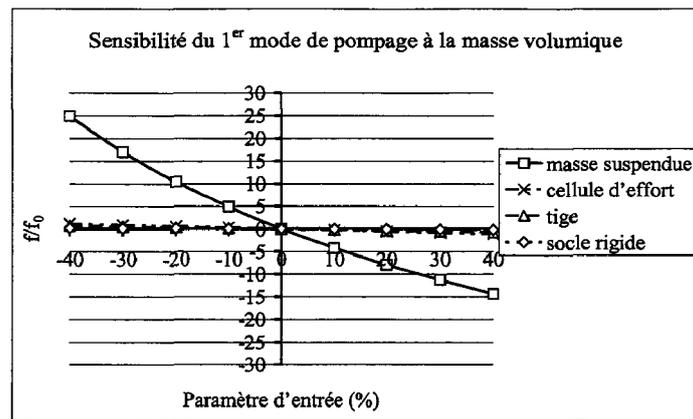


Figure 2-29 : Évolution de la première fréquence de pompage en fonction la masse volumique des pièces du montage.

La figure 2-30 présente l'évolution de la sensibilité de la première fréquence de pompage au module d'élasticité  $E$ . La raideur de la cellule d'effort constitue également un paramètre important, au même titre que la rigidité de la tige de précharge, du socle rigide et de la pièce suspendue. Ces trois derniers paramètres peuvent être considérés comme secondaires.

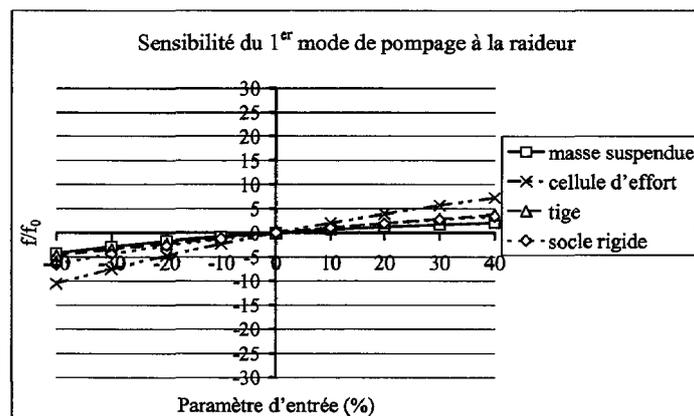


Figure 2-30 : Évolution de la première fréquence de pompage en fonction de la raideur des pièces du montage.

En conclusion, la pièce suspendue ainsi que la cellule d'effort sont des éléments du montage les plus influents sur la fréquence de pompage de l'ensemble mécanique. L'approche numérique a permis d'établir plus précisément les interactions que peuvent avoir les caractéristiques mécaniques des éléments constituant le modèle EF avec la fréquence propre de pompage, mais également d'écarter certains paramètres dont l'influence reste négligeable.

### 2.5.3.2. Confrontation et validation des résultats de l'étude numérique

Une confrontation des résultats numériques avec les résultats obtenus expérimentalement et analytiquement est proposée (figure 2-31). Celle-ci reflète la richesse de l'outil numérique et valide les principes de la modélisation. L'étude de sensibilité vis-à-vis

des caractéristiques mécaniques (module d'élasticité  $E$  et masse volumique  $\rho$ ) des différents constituants du modèle EF (maillage hexaédrique) sur la première fréquence de pompage est présentée sur les figures 2-31 à 2-33 pour chacune des approches abordées. La sensibilité est exprimée en % par rapport aux valeurs prises pour référence.

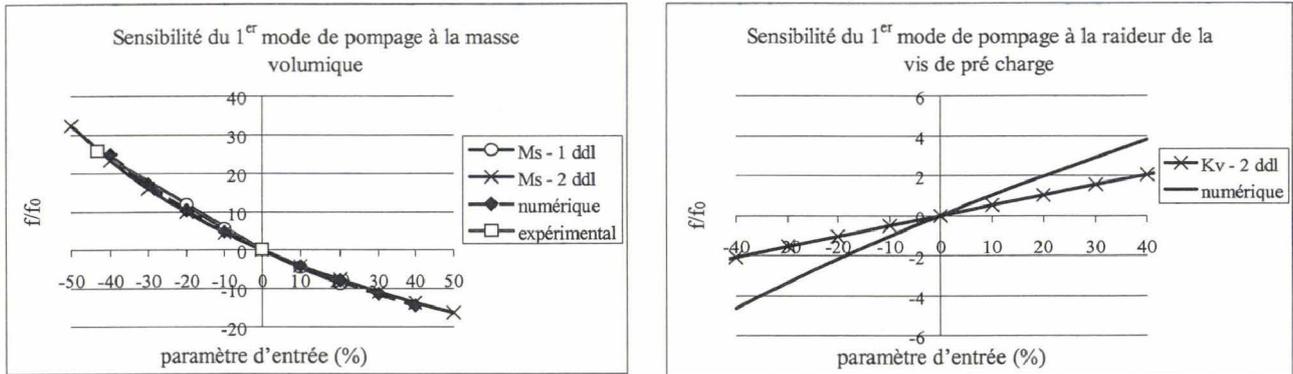


Figure 2-31 : Comparaison des résultats de sensibilité des caractéristiques mécaniques de la pièce suspendue et de la vis de précharge.

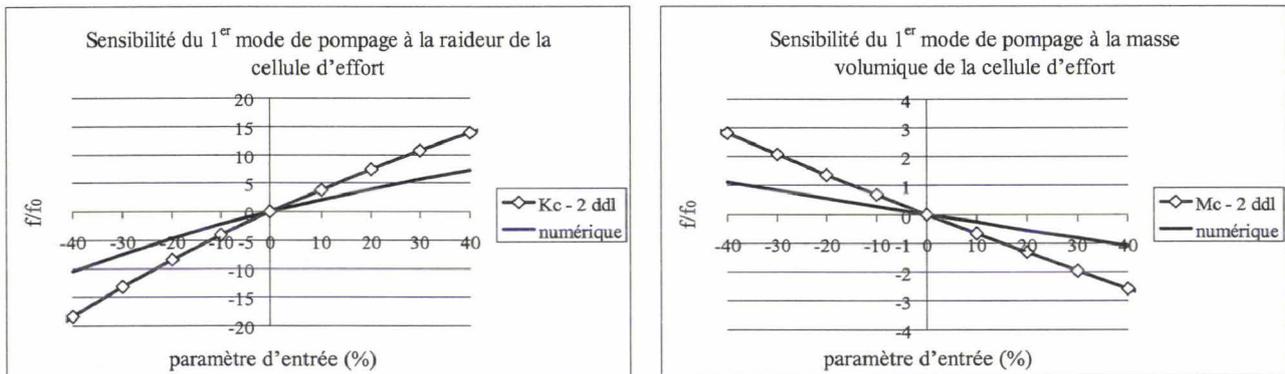


Figure 2-32 : Comparaison des résultats de sensibilité des caractéristiques mécaniques de la cellule d'effort tri-axiale.

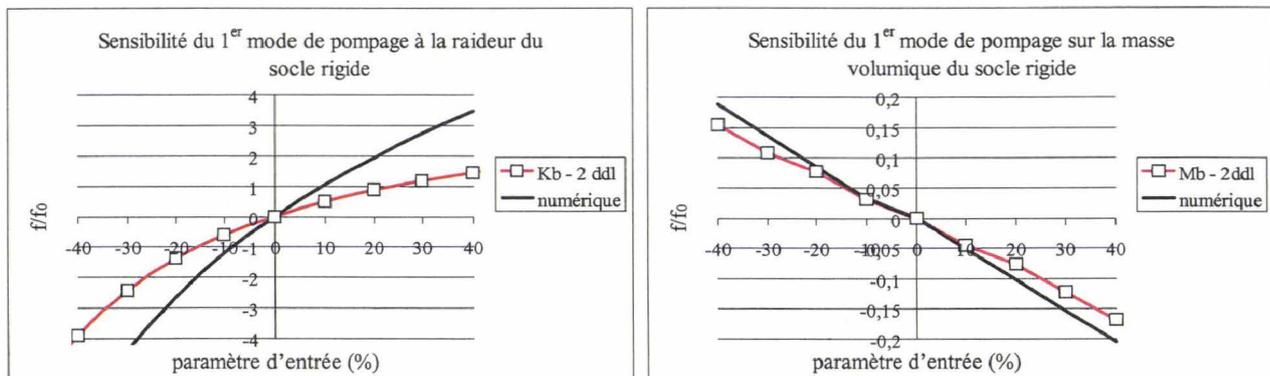


Figure 2-33 : Comparaison des résultats de sensibilité des caractéristiques mécaniques du socle rigide.

Une bonne concordance des tendances est observée pour les sensibilités, notamment la pièce suspendue (figure 2-31), et traduit la bonne représentativité des modèles analytiques et numériques au regard des phénomènes à représenter. Toutefois, certaines limitations de ces approches apparaissent, car ni l'approche analytique, ni l'approche numérique ne permettent de prendre en compte une description fine de la cellule d'effort piézoélectrique (empilement des quartz, par exemple), ou des conditions de frottement apportées par une précharge de plusieurs tonnes au travers d'éléments filetés.

Le principe de fonctionnement des cellules d'effort piézoélectriques n'est pas modélisé pour cette étude car, dans ce cas, il faudrait prendre en considération les caractéristiques mécaniques de chacun des constituants de la cellule, leur anisotropie et adopter une description fine de la géométrie de la cellule d'effort (figure 2-34). Pour ce travail, des caractéristiques globales équivalentes ont été utilisées (IV-3).

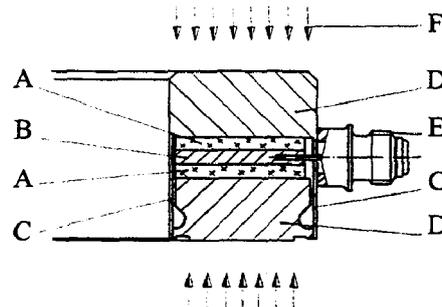


Figure 2-34 : Schéma de principe des cellules d'effort piézoélectriques.

Un empilement de disques en cristal de quartz (A) scellés dans un boîtier (D) compose la cellule d'effort. Lorsqu'un effort extérieur  $F$  est appliqué sur la cellule, la paroi élastique (C) transmet l'effort aux disques de quartz qui délivrent, par le phénomène de la piézoélectricité, une charge électrique transmise à l'électrode (B) puis au connecteur (E).

## 2.6. CONCLUSIONS

Ce deuxième chapitre a permis de simuler, au travers d'une étude analytique reposant sur des modèles à un puis deux degrés de liberté, la phénoménologie du comportement vibratoire d'un montage d'essais dynamiques.

L'analyse d'un montage simplifié, représentatif du montage d'essais de référence, a ensuite permis de quantifier l'influence des caractéristiques mécaniques de certaines pièces (masse de la pièce suspendue, rigidité de la tige de précharge) sur la fréquence de pompage du système mécanique et d'envisager la faisabilité d'une amélioration du montage existant. Or,

les principales géométries d'éprouvettes utilisées sont plates, car provenant directement de produits finis (tôles métalliques laminées, plaques en composites et polymères). Leurs caractérisations posent toutefois le problème de leur maintien dans les dispositifs de traction. En effet, les pièces rapportées pour le serrage augmentent la masse de ces dispositifs et contribuent ainsi à en diminuer fortement la fréquence propre.

Deux approches ont ensuite été suivies pour définir les principes nécessaires à l'optimisation du comportement vibratoire de montages d'essais équipés d'une cellule piézoélectrique. Une caractérisation expérimentale a été réalisée sur le dispositif d'essais de manière à identifier, dans un premier temps, les éléments à l'origine des perturbations observées sur les signaux en effort. Une fréquence de 5 kHz environ a été identifiée comme provenant de la partie inférieure du dispositif. Cette fréquence correspond à un mode perturbant les mesures en effort des réponses matérielles aux vitesses supérieures à  $1 \text{ m.s}^{-1}$ .

Toutefois, un manque d'informations sur l'influence de certains paramètres mécaniques (rendus inaccessibles par la précharge de la cellule d'effort, mais faisant partie intégrante du montage) a été constaté. Par ailleurs, l'approche analytique permet d'estimer puis d'affiner, pour un nombre croissant de degrés de liberté, la valeur de la fréquence propre du montage. Or, les valeurs des caractéristiques mécaniques de toutes les pièces du montage d'essais ne peuvent systématiquement et facilement être déterminées. De ces constats, une approche numérique a alors été entreprise pour l'analyse modale d'un grand nombre de degrés de liberté. Elle a concerné l'étude de deux modèles numériques EF (mailles élémentaires à 8 et à 10 nœuds) placés dans des conditions aux limites représentatives des conditions expérimentales en "libre-libre" et "réalistes" (proches des conditions d'essais). La bonne corrélation des résultats numériques avec ceux des approches analytique et expérimentale, menées à partir du montage d'essais de référence, permet finalement d'envisager l'outil numérique comme un outil d'aide à la conception.

Dans un premier temps, l'outil numérique est utilisé pour estimer l'influence des paramètres de l'ensemble des éléments constituant la partie inférieure du dispositif d'essais vis-à-vis de la première fréquence de pompage de l'ensemble mécanique. Dans un second temps, une optimisation des paramètres les plus influents pourra être menée puis vérifiée expérimentalement, faisant l'objet du chapitre suivant. Toutefois, il a été mis en évidence qu'une campagne d'analyse modale sera nécessaire, a posteriori, pour vérifier éventuellement certaines hypothèses émises dans les approches numérique et analytique, comme par exemple les conditions de précharge et les caractéristiques mécaniques des quartz de la cellule d'effort.

## Références bibliographiques

- [ALB97] C. ALBERTINI, E. CADONI, K. LABIBES, "*Precision measurements of vehicle crashworthiness by means of a large Hopkinson bar*", Journal de Physique IV, Colloque C3, Supplément au Journal de Physique III, Vol. 7, pp79-84, 1997
- [BAR89] M. BARBEZAT, P. BEGUELIN, "*Caractérisation mécanique des polymères et composites à l'aide d'une machine hydraulique*", 5<sup>ème</sup> Journée Nationale du DYMAT, 1989
- [BOT69] R. BOTTE, "*Contribution à l'analyse expérimentale et théorique des essais de traction à grande vitesse*", Thèse de la Faculté des Sciences de l'Université de Lyon, 1969
- [CHE87] M.C. CHERESH, S. Mc MICHAEL, "*Instrumented impact test data interpretation*", American Society for Testing Materials, Philadelphia, pp9-23, 1987
- [DEL89] M. DEL PEDRO, P. PAHUD, "*Mécanique vibratoire*", Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1989
- [DEL98\_a] E. DELETOMBE, "*Survivabilité au crash et aux chocs – Introduction au filtrage et au traitement du signal*", Rapport Technique Onera-Lille n°98/45, 1998
- [DEL98\_b] D. DELSART, "*Amélioration du montage d'éprouvettes de la machine d'essais dynamiques*", Rapport Technique Onera-Lille n°98/46, 1998
- [FAB97] J. FABIS, "*Caractérisation expérimentale de la loi de comportement d'un acier en dynamique*", Rapport Technique Onera-Lille n°97/63, 1997
- [FAB99] J. FABIS, "*Contribution à la caractérisation en dynamique rapide de lois de comportement de matériaux composites*", Rapport Technique Onera-Lille n°99/40, 1999
- [FEH43] R.O. FEHR, E.R. PARKER, "*Measurement of dynamic stress and strain in tensile tests specimens*", Proceeding Soc. Exptl. Stress Analysis part I, Vol. 1, 1943
- [GAR00] G. GARY, H. ZHAO, "*Étude expérimentale du comportement dynamique des matériaux*", Mécanique et Industries, Vol. 1, pp15-26, 2000
- [GER96] M. GERADIN, D. RIXEN, "*Théorie des vibrations mécaniques – Application à la dynamique des structures*", Éditions Masson, 1993
- [HOV97] I.H. HOVE, B. ANDERSSON, T.E. JOHNSEN, "*High speed tensile testing*", Journal de Physique IV, Colloque C3, Supplément au Journal de Physique III,

Vol. 24, pp229-234, 1997

- [JOH83] G.R. JOHNSON, W.H. COOK, "*A constitutive model and data for metal subjected to large strains, high strain rates and high temperatures*", Proceeding of the 7<sup>th</sup> International Symposium on Ballistics, the Hague, the Netherlands, pp541-547, 1983
- [JOH88] G.R. JOHNSON, T.J. HOLMQUIST, "*Evaluation of cylinder impact test data for constitutive model constants*", Journal of Applied Physics, Vol. 64, n°8, 1988
- [JON90] N. JONES, "*Material properties for structural impact problems*", International Symposium on Materials for Advanced Technology Systems, 44<sup>th</sup> Annual Technical Meeting, the Indian Institute of Metals, Tiruchirapalli, India, 1990
- [JON83] N. JONES, "*Structural aspects of ship collisions*", Structural Crashworthiness, Chapter II, Editions N. JONES, T. WIERZBICKI, 1983
- [KAL98] J.F. KALTHOFF, M. GREGOR, "*Instrumented impact testing of subsized Charpy V-notch specimens*", ASTM STP 1329, pp98-109, 1998
- [KOB96] T. KOBAYASHI, I. YAMAMOTO, "*Dynamic fracture characteristics in aluminum casting alloy*", Aluminium Alloys, pp1383-1388, 1996
- [LAN97] B. LANGRAND, "*Caractérisation expérimentale des alliages d'aluminium 2024-T351 et 7050*", Rapport Technique Onera-Lille n°97/54, 1997
- [LAN00] B. LANGRAND, "*Comportement dynamique d'une tôle d'acier perforée*", Rapport Technique Onera-Lille RT 2/03310 DMSE, 2000
- [LAT96] J.L. LATAILLADE, M. DELAET, F. COLLOMBET, C. WOLFF, "*Effects of the intralaminar shear loading rate on the damage of multi-ply composites*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 18, n°6, pp679-699, 1996
- [LEM61] B.M. LEMPRIERE, "*Oscillations in tensile testing*", International Journal of Mechanics and Science, Vol. 4, pp171-184, 1961
- [LIN71] U.S. LINDHOLM, R.L. BESSEY, G.V. SMITH, "*Effect of strain rate on yield strength, tensile strength, and elongation of three aluminum alloys*", Journal of Materials, Vol. 6, n°1, pp119-133, 1971
- [MAN00] A. MANSILLA, A. REGIDOR, D. GARCIA, A. NEGRO, "*Dynamic tensile testing for determining the stress-strain curve at different strain rate*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp695-700, 2000
- [PET97] J.L. PETINIOT, P. GEOFFROY, "*Matériaux structuraux – Comportement dynamique des structures composites – Caractérisation du carbone-époxy T300/914*", Rapport Onera-Lille RT 97/07, DMSE, 1997
- [QUI97] M. QUIK, K. LABIBES, C. ALBERTINI, T. VALENTIN, P. MAGAIN,

- "*Dynamic mechanical properties of automotive thin sheet steel in tension, compression and shear*", Journal de Physique IV, Colloque C3, Supplément au Journal de Physique III, Vol. 24, pp379-384, 1997
- [RUS99] A. RUSINEK, J.R. KLEPAZCKO, "*Comportement viscoplastique des tôles en traction et cisaillement – Analyse de la vitesse d'impact critique*", Matériaux et Techniques, n°11-12, pp41-52, 1999
- [SCH97] H.J. SCHINDLER, M. VEIDT, "*Determination of tensile properties at increased strain rates and various temperatures*", Journal of Testing and Evaluation, Vol. 25, n°6, pp571-575, 1997
- [SHI00] H.S. SHIN, H.M. LEE, M.S. KIM, "*Impact tensile behavior of 9% nickel steel at low temperature*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 24, pp571-581, 2000
- [STU01] J.L. STURGES, B.N. COLE, "*The flying wedge : A method for high strain rate tensile testing. Part I. Reasons for its development and general description*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 25, pp251-264, 2001



## CHAPITRE III

### OPTIMISATION D'UN MONTAGE D'ESSAIS DE CARACTERISATION DYNAMIQUE

**Résumé** — Ce troisième chapitre a pour but de conduire une étude de conception de montages d'essais spécifiques en vue de la caractérisation des matériaux en dynamique, particulièrement aux vitesses moyennes de déformation. Reposant sur les résultats du chapitre précédent, cette étude est menée à l'aide de l'outil numérique par éléments finis. Une étude de sensibilité des paramètres matériaux et géométriques est ensuite réalisée. Une fois atteinte la fréquence de pompage théorique du dispositif pour des paramètres optimaux, une campagne d'analyse modale est menée expérimentalement sur la partie fixe du dispositif d'essais. Les améliorations sont alors quantifiées pour confirmer les principes de l'optimisation au moyen de l'outil numérique. Dans la seconde partie, une campagne d'essais sur deux matériaux métalliques (acier doux XES et aluminium 2024 T3) est entreprise pour deux géométries d'éprouvette plate, d'une part pour confirmer l'amélioration des capacités d'exploitation du montage d'essais, d'autre part pour accéder à des vitesses de déformations intéressant les dispositifs aux barres de Hopkinson.

#### 3.1. OPTIMISATION NUMERIQUE D'UN MONTAGE D'ESSAIS DYNAMIQUES

Sur la base des résultats acquis précédemment, une étude d'optimisation concernant le choix des matériaux des différentes pièces du montage inférieur est menée numériquement. L'étude concerne le choix de la cellule d'effort, de la pièce suspendue (prise et maintien des éprouvettes, précharge de la cellule d'effort) et du socle rigide. Ces éléments ont révélé des caractéristiques suffisamment influentes sur la fréquence propre du dispositif pour envisager une amélioration significative du comportement vibratoire.

##### 3.1.1. Les choix préliminaires

Des études similaires ([BAR89], [BEG96], [AUZ00], [BLE00]) ont abouti aux mêmes contraintes techniques de dimensionnement des pièces de fixation dans le cadre d'une part, de la limitation des effets d'inertie, et d'autre part, de l'accès à une fréquence de résonance la

plus élevée. Pour améliorer le comportement vibratoire du dispositif, le titane a été retenu afin de réduire les masses des pièces mobiles. Le dimensionnement de ces pièces a été affiné pour permettre un gain important en terme de masse (-88 %). Une cellule d'effort piézoélectrique mono-axiale (Kistler 9071A), trois fois plus rigide et trois fois plus légère que celle mise en œuvre antérieurement à cette étude, a été retenue et correspond, d'un point de vue vibratoire, à un optimum dans la gamme des cellules proposées par le constructeur. L'étude de sensibilité menée précédemment a permis de définir les caractéristiques du matériau de la pièce suspendue : il s'agit du titane UTA 6V. Ainsi, un gain en masse d'un facteur 3 est atteint pour des caractéristiques mécaniques équivalentes à celles d'un acier traité. La pièce intermédiaire dimensionnée pour la mise en précharge est supprimée, permettant ainsi de dimensionner un ensemble monobloc assurant à la fois la précharge de la cellule d'effort et la prise des éprouvettes plates. Cette pièce possède désormais une masse de 1.465 kg (figure 3-1). A titre de comparaison, la masse de l'ensemble équivalent pour le montage précédent est de 5.74 kg. De même, la cellule d'effort mono-axiale 9071A a une masse de 368 g et une rigidité de  $2.6 \times 10^{11}$  N/m, comparativement à la masse de la cellule d'effort tri-axiale 9077 utilisée jusqu'à présent qui avait une masse de 900 g et une rigidité de  $1.1 \times 10^{11}$  N/m.



Figure 3-1 : Modèle C.A.O. de la pièce contenant les éprouvettes plates.

Avec ces nouvelles caractéristiques, le choix des matériaux des différentes pièces a été défini en tenant compte de leur fonction au sein du dispositif d'essais. Pour le socle rigide, des caractéristiques mécaniques classiques ont été initialement retenues. Cette pièce a pour fonctions d'accueillir la cellule d'effort et d'assurer sa précharge (200 kN). Des dimensions spécifiques ont été choisies de manière à disposer d'un large champ pour la prise vidéo à cadence élevée qui nécessite un éclairage homogène important (quelques kW). Outre cet aspect, la mesure d'allongement envisagée au moyen d'un extensomètre optique impose une côte minimale en hauteur pour la visée des zones de contraste, soit 155 mm (figure 3-2).

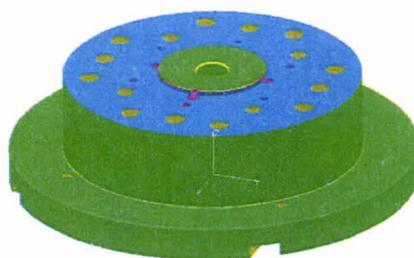


Figure 3-2 : Modèle C.A.O. du socle rigide.

La partie inférieure permettant la mise en place et le maintien des nombreux types d'éprouvettes plates ainsi que la mesure de l'effort est présentée sur la figure 3-3.



Figure 3-3 : Modèle C.A.O. de la partie inférieure du dispositif d'essais dynamiques.

### 3.1.2. Présentation de l'ensemble du dispositif d'essais optimisé

D'autres modifications ont été intégrées dans le dispositif d'essais dans un souci de fonctionnalité. Ainsi, pour la partie supérieure du dispositif, une inversion du guidage de la partie mobile fixée au piston du vérin rapide a été réalisée afin de découpler les parties mobiles des parties fixes du dispositif et limiter la participation des fréquences parasites. Ce choix est d'autant plus justifié qu'il offre à l'utilisateur un accès direct à l'éprouvette, afin de réaliser les différentes mesures dont elle fait l'objet. La partie mobile, appelée coulisseau, contient le mors supérieur pour la prise et le maintien de la seconde partie de l'éprouvette. Cette pièce coulisse à l'intérieur d'un tube de guidage fixé à la traverse du bâti. Cet ensemble mobile est réalisé en titane UTA 6V, limitant ainsi les effets d'inertie lors de l'accrochage de l'éprouvette. Un renforcement de la tige de mise en vitesse a été réalisé afin de limiter l'apparition des basses fréquences générées lors du choc avec le coulisseau. Le réglage de l'écartement entre les mors inférieur et supérieur est rendu possible par un doigt de positionnement réglable en hauteur ; cette pièce permet également à l'éprouvette de ne pas être préchargée par les pièces mobiles placées en amont. La figure 3-4 présente le dispositif complet en configuration de traction et de compression.

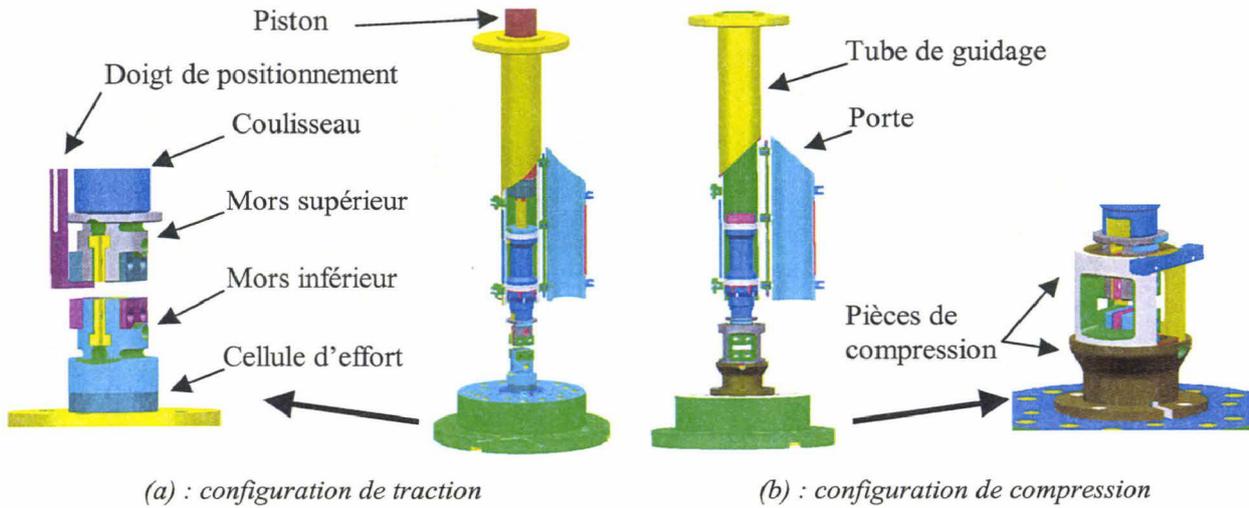


Figure 3-4 : Présentation du modèle C.A.O. du montage amélioré.

Les spécificités du nouveau montage d'essais permettent d'envisager des vitesses de déformation théoriques de l'ordre  $500 \text{ s}^{-1}$  pour des essais de traction ou de compression réalisés à  $4 \text{ m.s}^{-1}$  sur des éprouvettes dont la longueur utile a été réduite (III-1).

$$\dot{\epsilon}_{\text{Théo.}} \cong \frac{v}{L_0} \tag{III-1}$$

où,  $v$  représente la vitesse de sollicitation et  $L_0$  la longueur utile de l'éprouvette.

La gamme des longueurs utiles des éprouvettes plates s'étend finalement de 15 à 210 mm au maximum. La figure 3-5 illustre les gammes de vitesses de déformation plastique accessibles, ainsi que les recouvrements théoriques autorisés par les longueurs utiles d'éprouvettes.

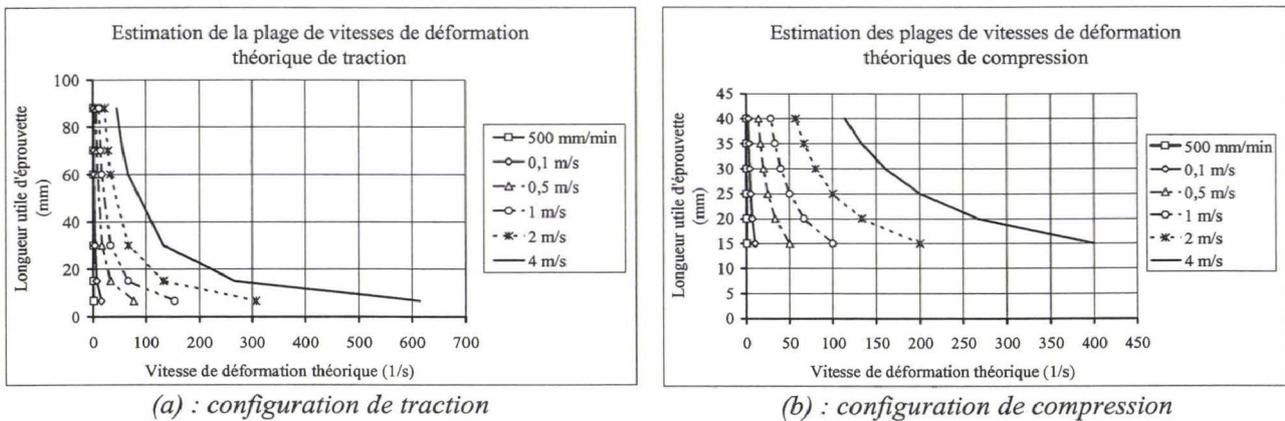


Figure 3-5 : Présentation des domaines de vitesses de déformation théoriques accessibles.

### 3.1.3. Étude modale numérique de la partie inférieure du montage

Dans cette partie est abordée l'étude modale menée numériquement avec le code de calculs implicite Nastran, ayant abouti au montage inférieur présenté précédemment.

#### 3.1.3.1 Présentation du modèle EF

Le modèle EF représentatif du montage d'essais a été réalisé au moyen de 12240 éléments hexaédriques volumiques (figure 3-6). Les conditions aux limites ont été imposées sur le socle rigide afin de représenter un encastrement significatif des conditions d'essais. Des caractéristiques mécaniques équivalentes ont été déterminées pour la cellule d'effort mono-axiale 9071A (réf. Kistler) selon la relation (II-3) ; ces caractéristiques sont les suivantes :  $E=1.48 \times 10^5$  MPa et  $\rho=6050$  kg.m<sup>-3</sup>. Pour le mors monobloc, les propriétés mécaniques du titane UTA 6V ont été relevées dans la littérature ( $E=1.1 \times 10^5$  MPa et  $\rho=4400$  kg.m<sup>-3</sup>). A titre informatif, la célérité des ondes dans ce matériau reste proche de celle d'un acier classique. Les propriétés mécaniques du socle rigide sont celles d'un acier classique ( $E=2.1 \times 10^5$  MPa et  $\rho=7700$  kg.m<sup>-3</sup>). La taille moyenne de la maille élémentaire a est de l'ordre de 12 mm pour l'accès à une bande de fréquence de 30 kHz. La méthode de résolution des fréquences de type Lanczos est utilisée [GER96].

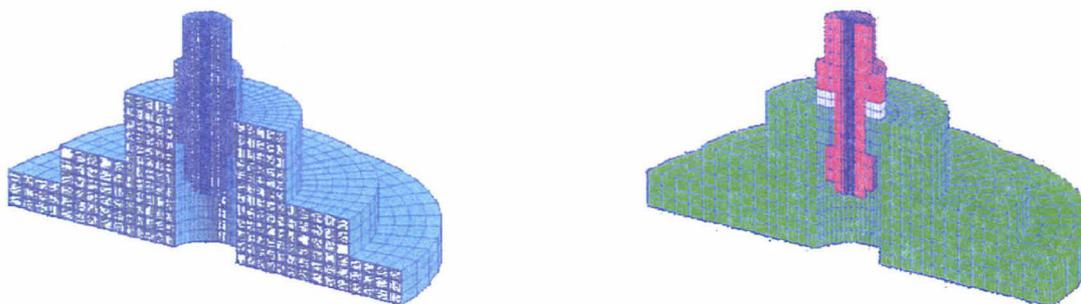


Figure 3-6 : Modèle EF de base avant optimisation – Mise en données des caractéristiques mécaniques.

#### 3.1.3.2 Présentation des résultats de l'optimisation matériau

Les calculs ont été effectués avec des conditions aux limites "libres-libres" et représentatives des conditions d'essais pour le modèle EF de base (figure 3-6) et les caractéristiques mécaniques énoncées précédemment. Les déformées modales associées aux quatre premiers modes propres sont illustrées sur la figure 3-7. Pour ces conditions, les déformées modales des trois premiers modes propres correspondent à une déformation circulaire du socle, respectivement aux fréquences propres associées suivantes : 2.26, 3.26 et 3.6 kHz. Le quatrième mode propre correspond à une flexion de la partie supérieure du

montage ; sa valeur en fréquence est de 4 kHz. En libre-libre, la fréquence associée au premier mode de pompage a été déterminée à 7.45 kHz.

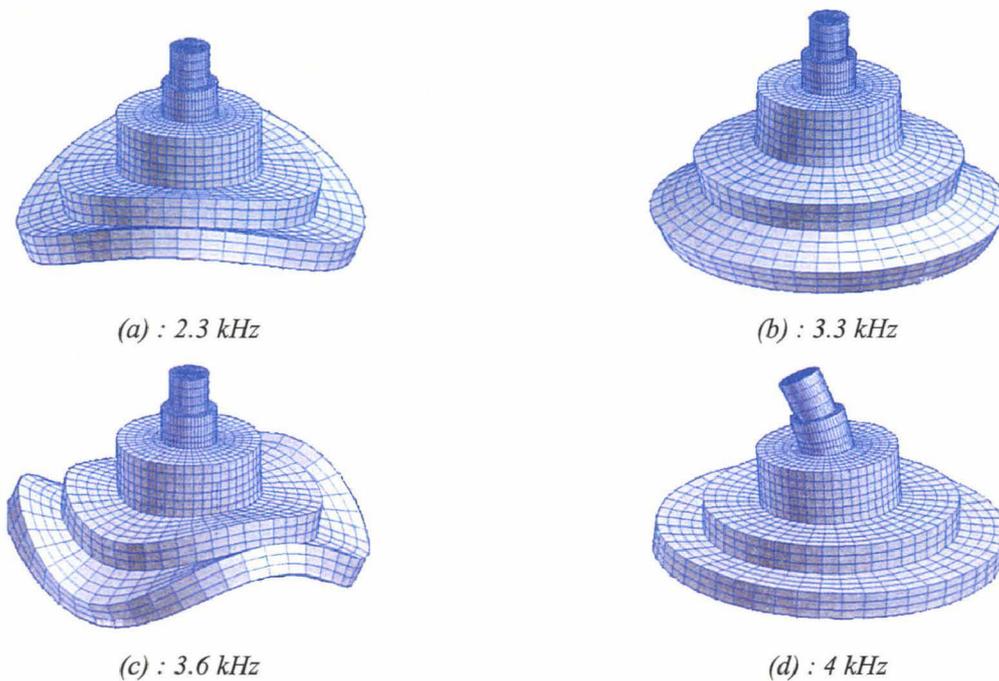


Figure 3-7 : Déformées modales des premiers modes propres – Conditions "libres-libres".

La figure 3-8 présente les trois premiers modes propres du modèle EF de la partie inférieure du montage d'essais placé dans les conditions d'essais réalistes (ensemble de trois brides disposées à 120°). Les trois premiers modes propres ne sont pas pénalisants pour la mesure de l'effort au sens où celle-ci est auto-compensée. Les deux premiers modes sont des modes symétriques de flexion de la pièce monobloc en titane ; les fréquences propres associées ont respectivement pour valeur 4.3 et 6.13 kHz. Le troisième mode propre est un mode de torsion dont la valeur en fréquence est de 8 kHz.

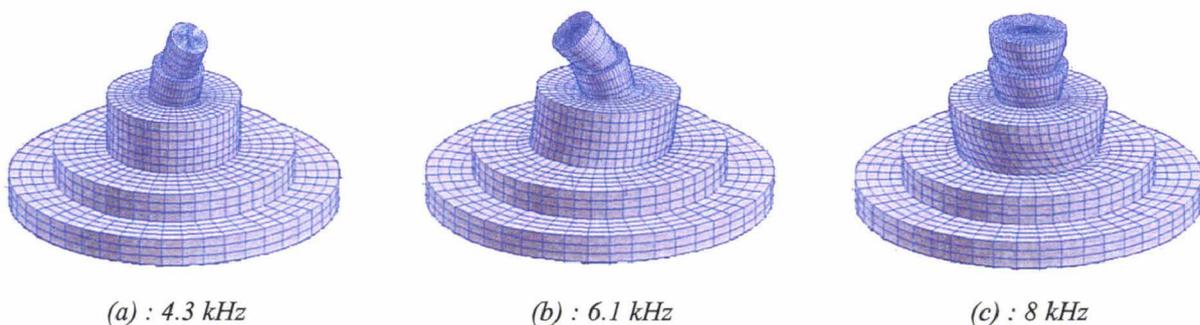


Figure 3-8 : Déformées modales des premiers modes propres – Conditions d'essais réalistes.

Les déformées modales associées aux trois premiers modes propres de pompage sont présentées, pour les conditions aux limites réalistes, en coupe longitudinale sur la figure 3-9. La première fréquence de pompage a pour valeur en fréquence 8.8 kHz environ et se situe en quatrième position dans le spectre fréquentiel de l'ensemble considéré.

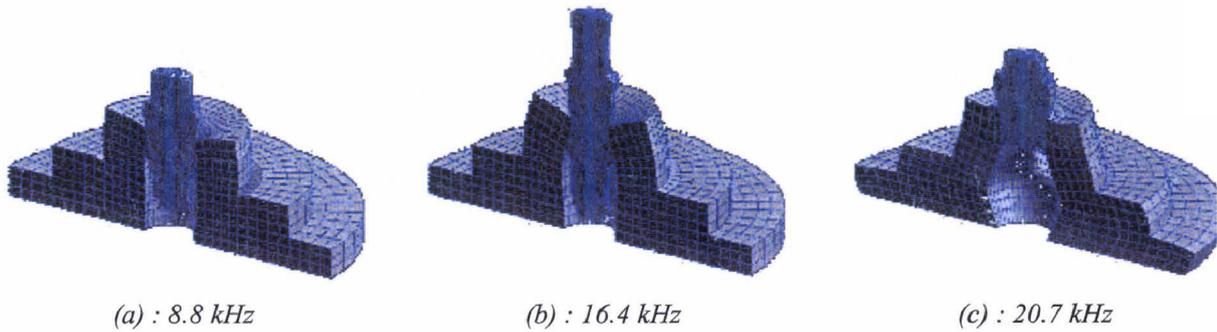
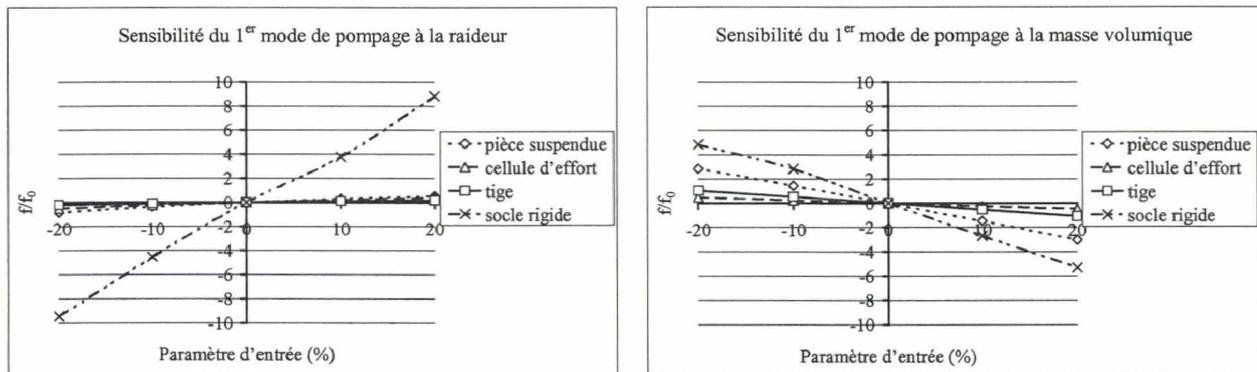


Figure 3-9 : Déformées modales des 3 premiers modes propres de pompage.

Ainsi, sur la base des conclusions faites au chapitre précédent, un gain non négligeable en terme de fréquence propre de pompage a été vérifié en couplant les sensibilités respectives des caractéristiques mécaniques de la cellule d'effort et du mors inférieur.

### 3.1.3.3 Étude de sensibilité du modèle numérique

Une étude de sensibilité des paramètres mécaniques  $E$  et  $\rho$  a été menée pour le modèle EF de base (figure 3-6) et les caractéristiques mécaniques définies initialement. Les résultats révèlent la prépondérance de l'ensemble des caractéristiques mécaniques du socle rigide, puis la masse volumique de la pièce suspendue. A ce stade du dimensionnement, la rigidité de la cellule d'effort et de la tige de précharge ne semblent plus être influentes (figure 3-10-a).



(a) : sensibilité à la raideur

(b) : sensibilité à la masse volumique

Figure 3-10 : Sensibilité des caractéristiques mécaniques des pièces du montage d'essais.

### 3.1.4. Optimisation géométrique du socle rigide

La rigidité du socle est apparue comme un paramètre influent (figure 3-10). Les limites de l'optimisation des caractéristiques matériaux ayant toutefois été atteintes, une optimisation géométrique doit maintenant compléter l'étude modale du montage d'essais. La figure 3-11 présente le principe de l'optimisation géométrique du montage d'essais menée

numériquement avec les caractéristiques mécaniques définies précédemment. Pour cette étude, les conditions aux limites représentatives des conditions d'essais sont appliquées. Un paramétrage des côtes fonctionnelles du socle rigide permet de définir trois grandeurs :

- ① caractérise la côte sous l'alésage,
- ② caractérise la section de la base sous la cellule d'effort,
- ③ caractérise l'épaisseur de la base sous la cellule d'effort.

Une augmentation de la côte sous l'alésage ① permet d'augmenter la fréquence de pompage du montage d'essais. De la même manière, un ajout de matière (80 %) sur le pourtour extérieur du socle ② permet de faire évoluer la fréquence de pompage vers des valeurs supérieures de 10 %. Il est apparu enfin que la réduction de la côte ③ fait rapidement converger le gain autour d'une valeur optimale de 25 % environ, pour une réduction globale de l'épaisseur de 65 %. Les gains finalement attendus sont de l'ordre de 18 %, soit une fréquence propre de 10.4 kHz environ.

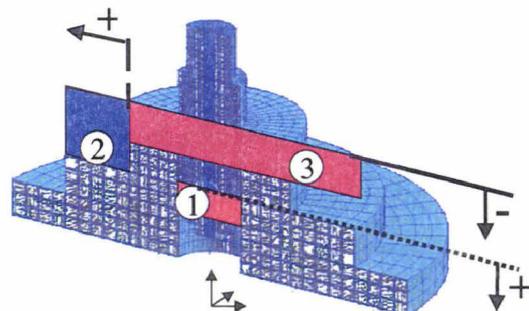
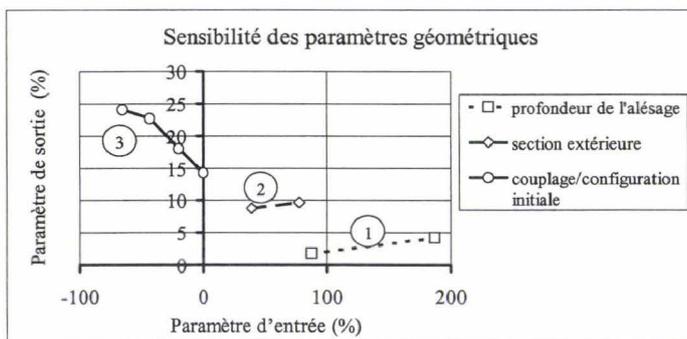


Figure 3-11 : Sensibilité des caractéristiques géométriques des constituants du montage d'essais.

Le modèle EF final est présenté sur la figure 3-12. Il est constitué de 15168 éléments hexaédriques volumiques. Les caractéristiques mécaniques définies initialement sont appliquées.

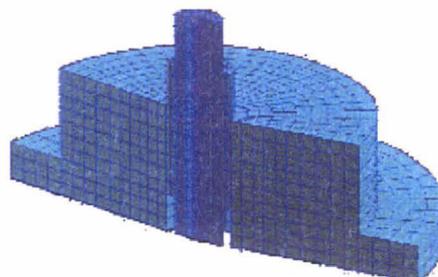


Figure 3-12 : Modèle final EF – Optimisation géométrique.

Les déformées modales associées aux premiers modes propres du modèle EF final sont présentées sur la figure 3-13 pour des conditions "libres-libres".

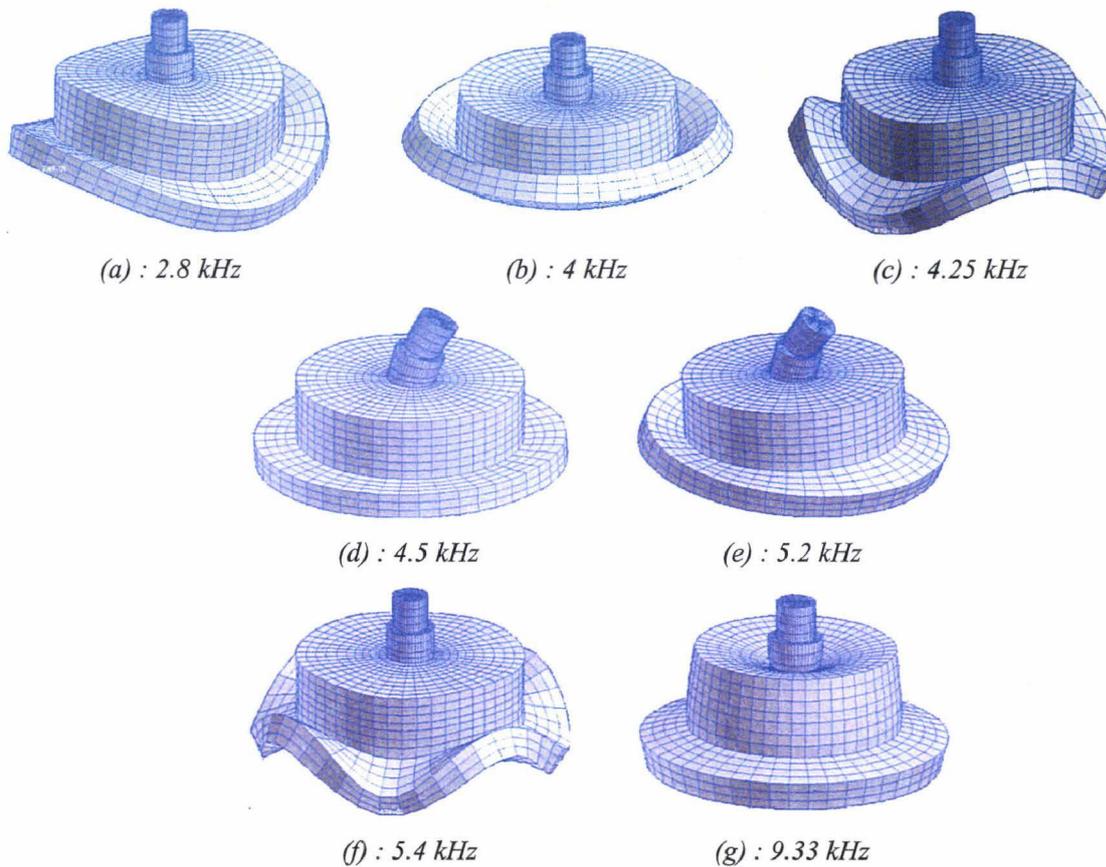


Figure 3-13 : Déformées modales des premiers modes propres – Conditions "libres-libres".

Les déformées modales du modèle EF final laissent d'abord ressortir les modes de voilement des parties les plus fines du socle rigide (bridées pour les conditions d'essais réalistes) puis les modes de flexion de la masse additionnelle. Pour le modèle EF placé dans les conditions d'essais, les déformées modales sont présentées sur la figure 3-14. Une fois le socle rigide bridé, le premier mode obtenu correspond à une flexion de type I du mors monobloc dont la fréquence est proche de celle des conditions "libres-libres".

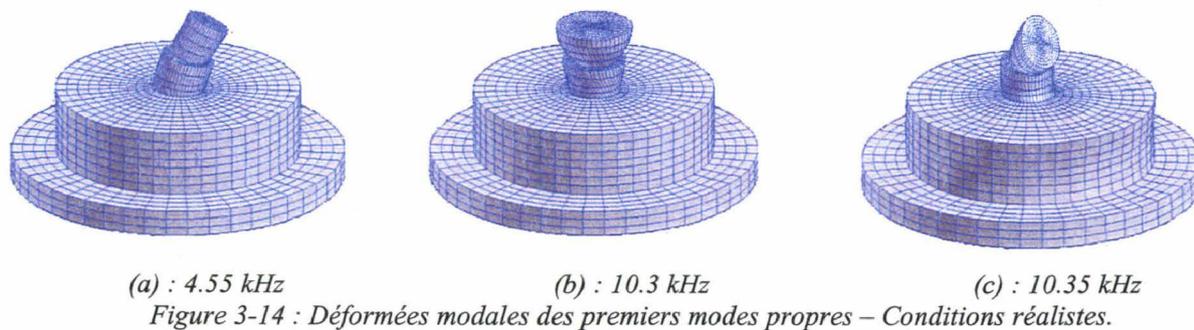
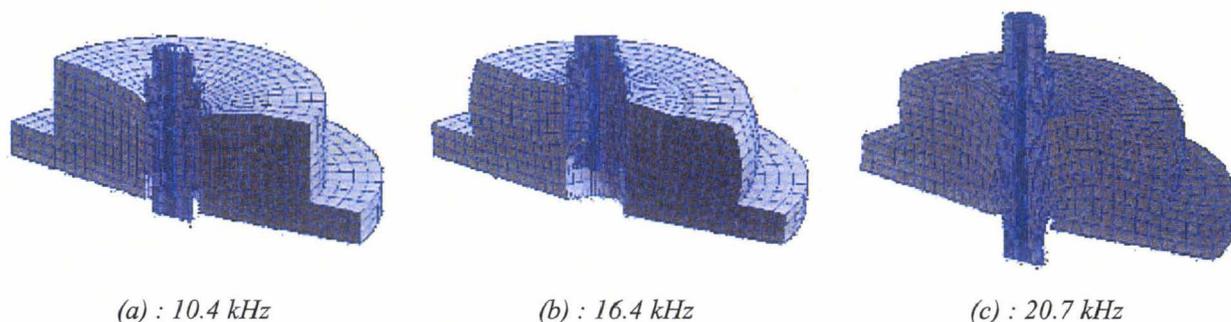


Figure 3-14 : Déformées modales des premiers modes propres – Conditions réalistes.

La figure 3-15 présente les déformées modales des trois premiers modes de pompage du modèle EF pour des conditions aux limites représentatives des conditions d'essais réalistes.



(a) : 10.4 kHz                      (b) : 16.4 kHz                      (c) : 20.7 kHz  
 Figure 3-15 : Déformées modales des 3 premiers modes propres de pompage – Conditions réalistes.

Ainsi, au terme cette dernière optimisation, le premier mode de pompage a été repoussé à une fréquence de 10.4 kHz environ. Par ailleurs, il est apparu que l'incidence de l'optimisation géométrique sur les deuxième et troisième mode de pompage demeure insignifiante ; les valeurs obtenues sont similaires aux valeurs de la première optimisation (matériaux).

Le tableau 3-1 synthétise les résultats des analyses modales numériques des modèles EF issus de l'optimisation des matériaux et de l'optimisation géométrique pour les conditions "libres-libres" (LL). Une confrontation est proposée avec le montage de référence ; les résultats sont exprimés en kHz.

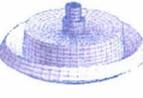
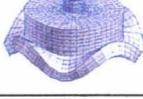
LL	Montage de référence	Opt. Matériaux	Opt. Géométrique
	4.9	2.26	2.82
	5.53	3.25	4
	7.46	3.6	4.25
	3.66	4	4.5
	7.29	-	5.25
	10.83	-	5.4
	<b>5.53</b>	<b>7.45</b>	<b>9.33</b>

Tableau 3-1 : Synthèse des fréquences propres des modèles EF – Conditions "libres-libres".

Le tableau 3-2 rassemble les mêmes résultats issus des analyses modales numériques des modèles EF pour des conditions aux limites représentatives des conditions d'essais (CL).

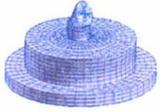
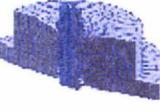
CL	Montage de référence	Opt. Matériaux	Opt. Géométrique
	1.83	4.27	4.56
	6.43	6.13	10.35
	3.52	8.03	10.3
	<b>5.87</b>	<b>8.8</b>	<b>10.4</b>

Tableau 3-2 : Synthèse des fréquences propres des modèles EF – Conditions réalistes.

### 3.1.5. Réponses en fréquence – Comparaison des résultats

Dans cette partie, une étude de réponses en fréquence est entreprise pour obtenir le spectre fréquentiel du montage d'essais lorsque celui-ci est soumis à un effort extérieur évoluant dans une bande de fréquence contenant le premier mode de pompage. Les calculs de réponses forcées ont été réalisés à l'aide du code de calculs commercial Nastran, couplé au pré-post processeur Patran. Les réponses en fréquence sont calculées par une méthode directe appliquée sur les modèles EF représentatifs du montage de référence (éléments tétraédriques et hexaédriques) et du nouveau montage d'essais (éléments hexaédriques) respectivement sur une bande de fréquence de 20 kHz et 30 kHz. Un effort d'excitation normal de 3 kN est réparti en trois points sur la face libre de la pièce suspendue. Une forte diminution de l'amplitude du déplacement normal a été constatée pour le nouveau montage comparativement au montage de référence (figure 3-16).

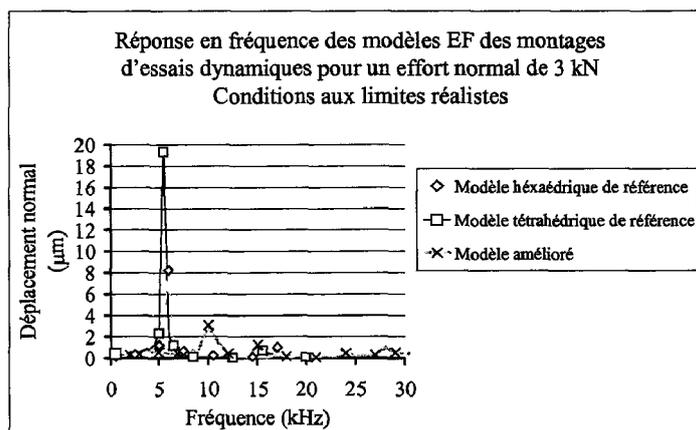


Figure 3-16 : Spectre fréquentiel du montage avant et après optimisation matérielle et géométrique.

## 3.2. VALIDATION EXPERIMENTALE DE LA METHODE D'OPTIMISATION

### 3.2.1. Présentation du montage expérimental

Dans sa configuration optimisée (figure 3-17), la partie inférieure du dispositif d'essais se compose d'une pièce monobloc légère (1.465 kg) car constituée de titane UTA 6V ( $Wt\% C=0.01-V=4.38-O=0.11-Al=6.14-Fe=0.16-N=0.055-H=0.0025$ ), possédant de hautes limites d'élasticité ( $R_{p0.2}=816$  MPa) et une masse volumique égale à  $4165$  kg.m<sup>-3</sup>. Sa forme, usinée au moyen d'une machine à électroérosion par fil, peut accueillir des éprouvettes de traction dont la largeur de prise peut être de 26 mm et l'épaisseur comprise entre 1 et 8 mm.

Cette épaisseur peut être nécessaire notamment pour la caractérisation de certaines catégories de matériaux, telles les composites, qui nécessitent des talons supplémentaires et une prise conséquente compte-tenu des procédés de fabrication et d'empilement de plis des tissus. La mesure des signaux d'effort est assurée au moyen d'une cellule d'effort mono-axiale à cristaux de quartz piézoélectrique (Kistler 9071A), positionnée sur le socle rigide et sur la pièce monobloc au moyen d'une bague de centrage en nylon.

Enfin, un socle rigide, usiné dans un acier inoxydable APX ( $Wt\% C=0.185-Si=0.34-Mn=0.49-Ni=2.34-Cr=16.6-S=0.003-P=0.0018$ ) de limite élastique égale à 840 MPa, permet d'assurer la précharge de la cellule d'effort (200 kN) pour permettre la mesure de l'effort en traction. Ce socle massif est positionné sur la taque d'essais rainurée, au moyen de lardons de positionnement guidés longitudinalement et transversalement, supprimant ainsi les trois degrés de liberté du socle. Le positionnement de la partie inférieure du dispositif d'essais par rapport au fût de guidage est ainsi obtenu aisément et directement.

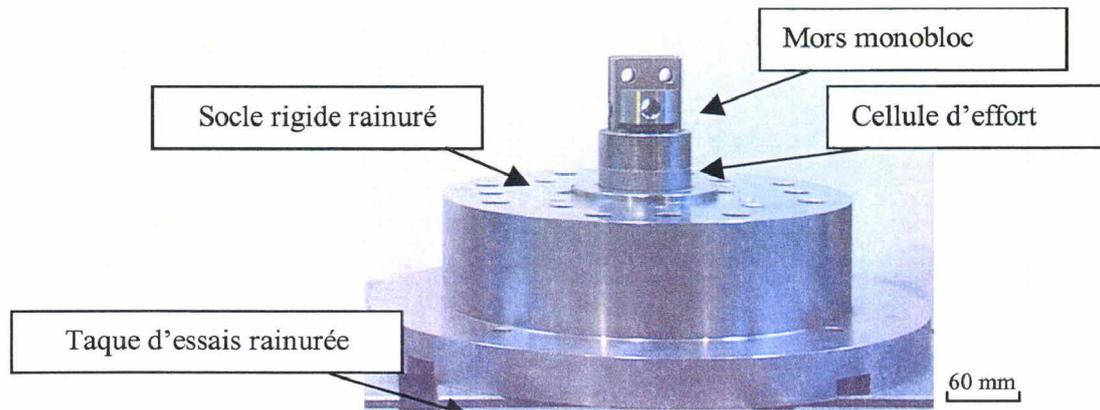
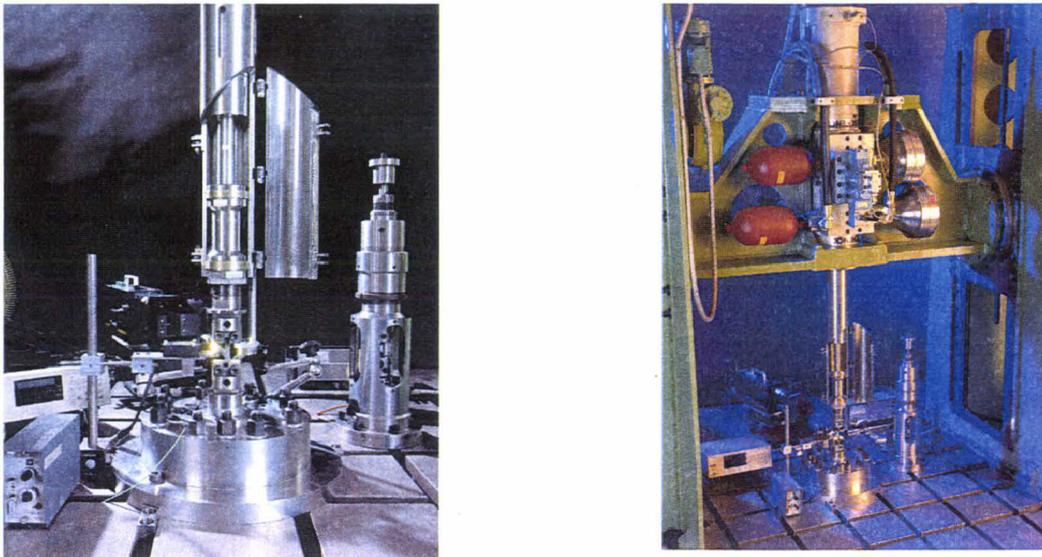


Figure 3-17 : Partie inférieure du nouveau montage d'essais de caractérisation.

La figure 3-18-b présente l'ensemble du dispositif d'essais placé sous le vérin hydraulique rapide. Le fût rodé est placé sous la traverse orientable, afin de permettre la mesure locale des déformations de la partie utile de l'éprouvette par extensométrie optique, ainsi que la prise de vue par caméra rapide (figure 3-18-a). Cet ensemble soudé, constitué d'acier inoxydable APX 4 soudable ( $Wt\% C=0.06-Si=0.37-Mn=0.59-Ni=4-Cr=16.52-S=0.003-P=0.0017$ ) de limite élastique 830 MPa, reçoit une pièce mobile appelée coulisseau mise en vitesse par le piston du vérin. Le coulisseau usiné dans un titane UTA 6V est monté sur deux bagues en bronze pour le guidage le long du fût rodé.

La mise en vitesse progressive du vérin impose une configuration dans laquelle le coulisseau est au contact du vérin par l'intermédiaire d'une tige, lorsque celui-ci a atteint sa vitesse de consigne. La tige de rigidité élevée est constituée de Marval 18 ( $Wt\% C=0.01-Si=0.02-Mn=0.02-Ni=18.4-Mo=4.8-Al=0.1-Co=8.2-Ti=0.45-Br=0.028$ ) dont la limite élastique est donnée pour 1740 MPa (HV=528). Un pavé de 25000 mm<sup>3</sup> de mousse de type Arpro (PPE 133 g.l<sup>-1</sup>) d'épaisseur 30 mm, à hautes capacités d'absorption et possédant un taux de restitution proche de 100 %, transfère l'énergie développée par le coulisseau.

En raison de la compression de l'air à l'intérieur du fût de guidage, importante lors du déplacement dynamique du coulisseau vers la traverse, des événements ont été usinés pour éviter la perturbation du système d'asservissement du vérin. De même, une légère diminution de section de l'épaulement de la tige a été nécessaire afin d'éviter l'emprisonnement de l'air entre l'épaulement de la tige et la butée du coulisseau, et donc d'introduire par ce biais un effort sur l'éprouvette (dépendant de la vitesse du vérin) perceptible par la cellule d'effort.



(a) : dispositif d'essais de caractérisation optimisé (b) : dispositif d'essais sous vérin hydraulique rapide

Figure 3-18 : Vue d'ensemble du dispositif final d'essais dynamiques – Onera-Centre de Lille.

### 3.2.2. Détermination de la réponse vibratoire du montage d'essais

#### 3.2.2.1. Analyse modale expérimentale et résultats

Le dispositif expérimental d'analyse modale utilisé est identique à celui mis en œuvre lors de la campagne de mesures expérimentales relative à l'étude du comportement vibratoire du montage d'essais de référence. Un accéléromètre piézoélectrique de type Endevco 2222C est placé en trois points pour la mesure des amplitudes normale, frontale et latérale. Son conditionnement est assuré au moyen d'un conditionneur de type 2775. Un marteau de choc B&K 8203, de bande passante 25 kHz, permet l'excitation de la structure en différents points (figure 3-19). La fréquence propre de l'accéléromètre est de l'ordre de 32 kHz, soit au-delà de la bande de fréquence couverte par le marteau de choc.

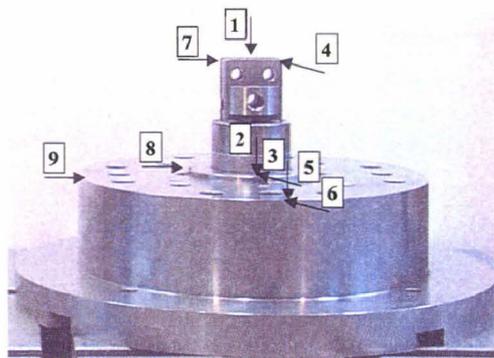


Figure 3-19 : Points d'excitation de la partie inférieure du montage d'essais.

Une moyenne est effectuée par l'analyseur modal B&K 2032 sur un lot de dix mesures pour chaque point d'excitation. Le montage d'essais est placé dans des conditions "libres-

libres" et réalistes. L'incidence de la présence d'une éprouvette plate et des pièces nécessaires à la fixation de celle-ci est également vérifiée [HAU02].

### 3.2.2.2. Interprétation des résultats

Pour les conditions étudiées, le spectre fréquentiel permet de mettre en évidence la présence du premier mode de pompage. La fréquence propre associée a une valeur de 10 kHz, en bonne concordance avec les résultats des approches analytique et numérique. Aucune fréquence propre n'apparaît dans le spectre fréquentiel du montage d'essais sous 10 kHz (figure 3-20). A titre informatif, le montage d'essais de référence possède une fréquence propre de pompage de 5.4 kHz pour les mêmes conditions d'encastrement. Les modes de pompages apparaissent approximativement pour les mêmes fréquences indépendamment des conditions aux limites imposées, soit 10, 16.4 et 22.7 kHz.

Toutefois, un décalage de la fréquence associée au premier mode propre de pompage est observé lors de la mise en place d'une éprouvette plate. La fréquence diminue ainsi de plus de 30 % par rapport à la valeur nominale, soit environ 7.5 kHz (figure 3-21). Cet important décalage de la fréquence propre de pompage est dû à l'ajout des pièces permettant le serrage de l'éprouvette dans la pièce monobloc. La masse additionnelle de ces pièces en acier est de l'ordre de 0.517 kg, soit environ 36 % de la masse de la pièce monobloc en titane UTA 6V.

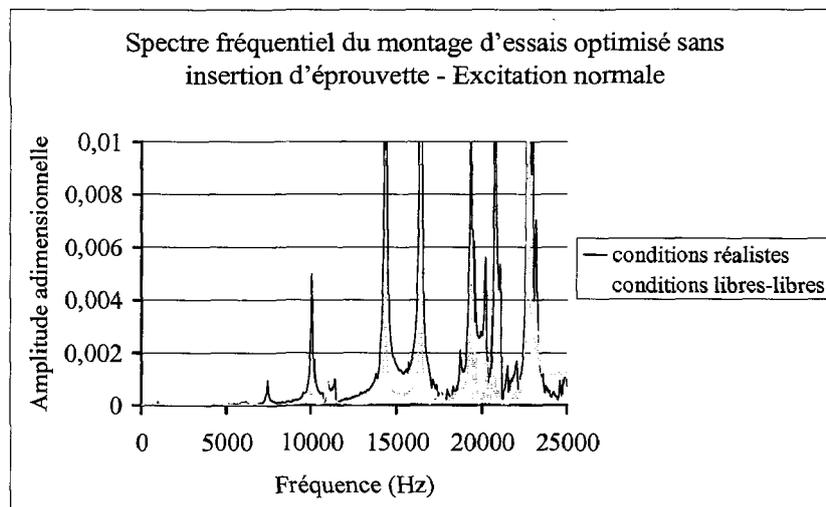


Figure 3-20 : Spectre fréquentiel du montage d'essais sans éprouvette.

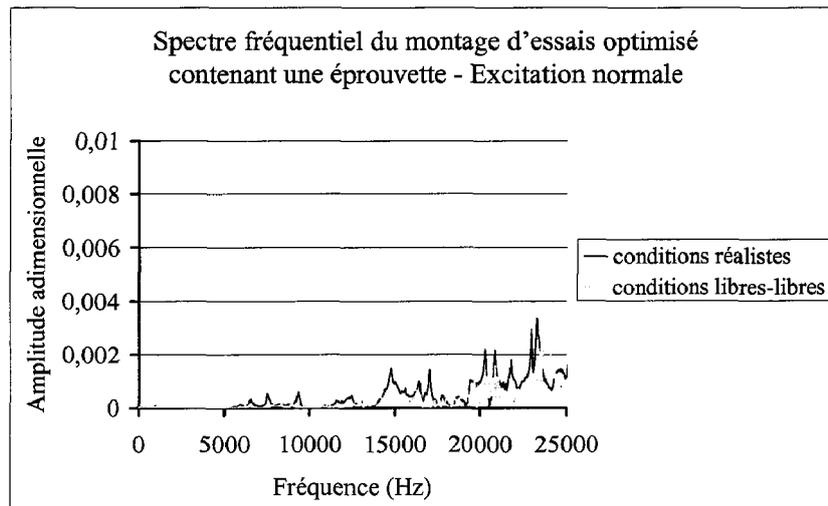


Figure 3-21 : Spectre fréquentiel du montage d'essais équipé d'une éprouvette.

### 3.2.3. Campagne d'essais sur acier XES et aluminium 2024 T3

Les améliorations apportées au montage d'essais dynamiques sont validées à travers une campagne d'essais aux vitesses quasi-statiques et dynamiques sur des matériaux métalliques connus ([JOH83], [ZHA96], [FAB97], [LAN97], [KLE99], [GAR00]). Dans cette campagne d'essais, deux géométries d'éprouvettes sont envisagées. La géométrie dite de "type I" (figure 3-22), utilisée précédemment lors de campagnes d'essais sur le montage de référence, permet une localisation précise et homogène des zones de contraintes sans introduire de concentrations de contraintes [LAN00]. Une géométrie d'éprouvette de taille réduite, dite de "type II" (figure 3-23), est envisagée pour la caractérisation ultérieure des matériaux métalliques au moyen des dispositifs aux barres de Hopkinson (chapitre IV). Une campagne d'essais sur le vérin hydraulique est donc au préalable menée sur cette dernière géométrie d'éprouvette plate. Pour ces campagnes, un seul essai par vitesse est réalisé.

#### 3.2.3.1. Présentation des éprouvettes de caractérisation

Les éprouvettes de caractérisation sont prélevées longitudinalement dans une même tôle d'acier doux XES ( $Wt\% C=0.05-Cr<0.01-Cu=0.013-Mn=0.018-Al=0.064-Ni=0.02$ ) d'épaisseur 1.16 mm, et transversalement dans une tôle d'alliage d'aluminium 2024 T3, ( $Wt\% Al=93.5-Cr<0.1-Mg=1.2(1.8)-Cu=3.8(4.9)-Mn=0.3(0.9)-Fe<0.5-Si=0.1$ ) d'épaisseur 1.6 mm. Les éprouvettes sont découpées au moyen d'une machine à électroérosion par fil, afin d'éviter toute contrainte résiduelle liée à un usinage conventionnel.

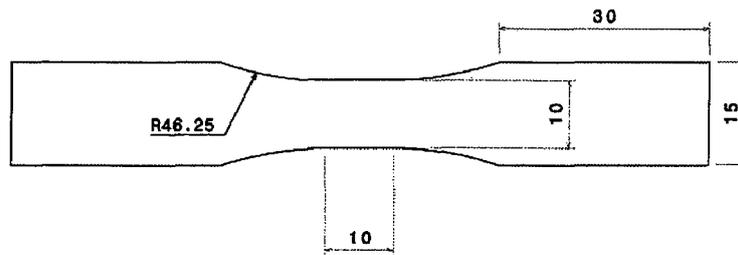


Figure 3-22 : Éprouvettes de caractérisation en traction (référéncées "type I" [LAN00]) – Dimensions en mm.

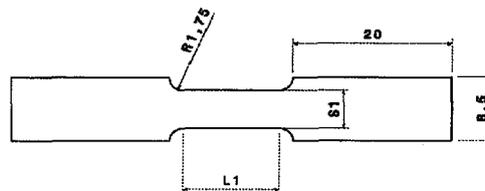


Figure 3-23 : Éprouvettes de caractérisation en traction (référéncées "type II") – Dimensions en mm.

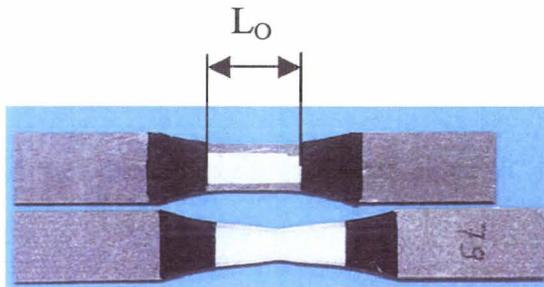
Un ponçage au papier abrasif est réalisé sur la partie utile des éprouvettes avant leur nettoyage au moyen d'un agent acide puis d'un agent nettoyant. Chaque éprouvette est équipée sur sa partie utile d'une jauge de grandes déformations YFLA-2 de marque TML (longueur de grille : 2 mm) pour la détermination du module d'élasticité aux différentes vitesses de sollicitation. La jauge est alors orientée dans le sens longitudinal de l'éprouvette afin de mesurer les allongements principaux. Le collage est pratiqué au centre de l'éprouvette au moyen d'une colle cyanoacrylate. Ce type de jauge permet la mesure de grandes déformations, soit environ 0.2 au maximum. Leur conditionnement est assuré au moyen d'un ampli-conditionneur Vishay-Micromesures 2310. Le domaine élastique représentant, du point de vue des déformations, des grandeurs particulièrement faibles, une grande précision de mesure doit être assurée, et de grandes précautions de mise en place des éprouvettes sont nécessaires (perpendicularité, absence de pré-contrainte initiale). La mesure des allongements des éprouvettes est également obtenue au moyen d'un extensomètre optique de type Zimmer 200 XH, mis en œuvre à cette occasion. Ce moyen de mesure permet de relever l'allongement courant jusqu'à rupture de l'éprouvette (figure 3-24-a). Sa bande passante à 200 kHz permet le suivi des zones de transition noir/blanc à vitesse élevée.

Les zones de contraste des éprouvettes de "type II" ont été placées sur les contre-plaquettes. En effet, les dimensions des éprouvettes ne permettent pas la disposition des zones de transition sur celles-ci sans en affecter la mesure (figure 3-24-b). Pour cette géométrie d'éprouvette, les côtes des entraxes fictifs pour les deux zones de transition correspondent à la longueur utile de l'éprouvette ( $L_0=6.8$  mm), à laquelle s'ajoutent deux demi-rayons.

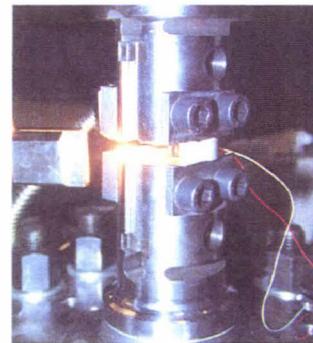
Les allongements des éprouvettes de "type I" sont calculés à partir des déplacements relatifs des zones de contraste noir/blanc espacées d'une distance  $L_0$  selon la relation (III-2), soit respectivement pour les éprouvettes en acier et aluminium 19.38 et 22.81 mm. Cette relation permet de respecter un rapport 5 entre le diamètre utile et la longueur utile d'une éprouvette cylindrique [TECH96].

$$L_0 = 5.65 \times \sqrt{S_0} \quad (\text{III-2})$$

où, la longueur  $L_0$  est déterminée connaissant la section utile  $S_0$  de l'éprouvette.



(a) : "type I" avant et après sollicitation



(b) : extensomètre disposé sur éprouvette de "type II"

Figure 3-24 : Mesure par extensométrie des allongements des éprouvettes de caractérisation.

La mesure des allongements au moyen de l'extensométrie optique est mis en œuvre afin de compléter les mesures de déformation des zones utiles des éprouvettes au-delà de la limite imposée par les jauges de déformation (III-3).

$$\varepsilon_C = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (\text{III-3})$$

où,  $\Delta L$  est l'allongement mesuré des zones de transition espacées initialement de  $L_0$ .

Le protocole de calcul des caractéristiques mécaniques pour une vitesse constante de l'essai est explicité et illustré dans les annexes 1 et 2 (pA-1 et pA-9). Le module d'élasticité est calculé en effectuant une régression linéaire sur la partie élastique de la courbe contrainte/déformation conventionnelle (III-4) :

$$E = \frac{\Delta \sigma_C}{\Delta \varepsilon_C} \quad (\text{III-4})$$

La forme rationnelle de la loi d'écrouissage est rappelée dans les relations (III-5) et (III-6).

$$\varepsilon_R = \text{Ln}(1 + \varepsilon_C) \quad (\text{III-5})$$

$$\sigma_R = \frac{F}{S_0} \cdot (1 + \varepsilon_C) \quad (\text{III-6})$$

La partie plastique de la loi d'érouissage est calculée en retirant les déformations élastiques selon la relation (III-7) rappelée par Lemaître [LEM85] :

$$\varepsilon_P = \varepsilon_R - \frac{\sigma_R}{E} - 0.002 \quad (\text{III-7})$$

où,  $\varepsilon_P$  représente les déformations plastiques courantes au sein de la zone utile de l'éprouvette. Enfin, les vitesses de déformation moyennes  $\dot{\varepsilon}_P$  sont calculées en identifiant la pente des déformations plastiques au cours du temps (III-8).

$$\dot{\varepsilon}_P = \frac{\Delta \varepsilon_P}{\Delta t} \quad (\text{III-8})$$

### 3.2.3.2. Exploitation des essais sur éprouvettes de "type I"

Les relations rationnelles brutes et filtrées, issues des essais sur éprouvettes en acier XES de "type I", sont présentées pour différentes vitesses de déformation (figures 3-25 et 3-26). Les essais dynamiques sont filtrés en effort et en déformation par le biais d'une transformation de Fourier inverse (TFI) dans une bande de fréquence comprise entre 7 et 9 kHz. Dans cette formulation, la plupart des fonctions peuvent être représentées comme une somme de fonctions périodiques à différentes fréquences. De sorte que, pour un signal effort/temps, l'amplitude des efforts en fonction de la fréquence est directement interprétable comme l'excitation d'un mode propre.

L'acier doux XES a été sollicité en traction dans une gamme de vitesses de déformation évoluant de  $2 \cdot 10^{-3}$  à environ  $300 \text{ s}^{-1}$ . La sensibilité des caractéristiques mécaniques au paramètre "vitesse de déformation" est importante entre 0.2 et  $65 \text{ s}^{-1}$  ; les effets dynamiques se manifestent donc entre ces deux grandeurs. En effet, les oscillations mécaniques apparaissent également, et de manière croissante, pour les vitesses évoquées. Toutefois, le bon comportement vibratoire de l'ensemble mécanique permet de s'affranchir du filtrage jusque  $65 \text{ s}^{-1}$ . Des oscillations, d'une fréquence moyenne de 8.5 kHz, subsistent notamment pour les vitesses de déformation supérieures à  $150 \text{ s}^{-1}$ , nécessitant l'apport du filtrage. Des relations exploitables rendent alors possible l'identification des caractéristiques mécaniques dynamiques du matériau considéré.

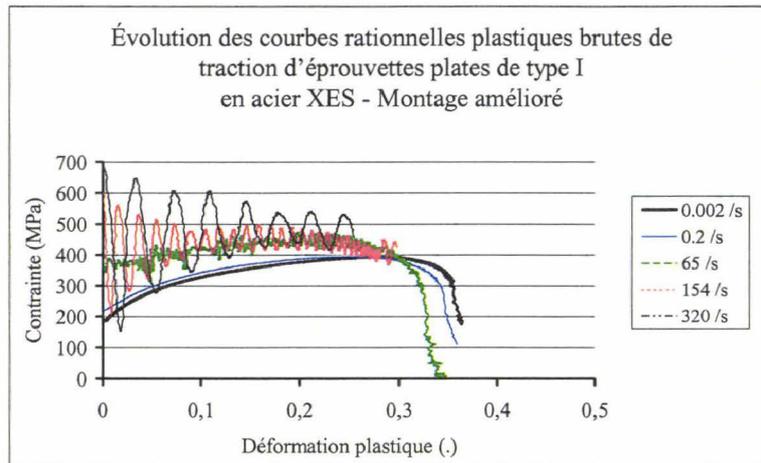


Figure 3-25 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques brutes pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type I" en acier XES.

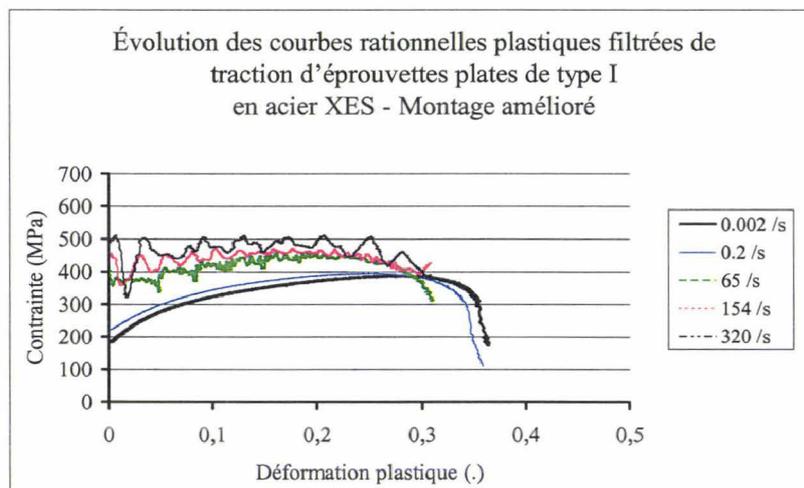


Figure 3-26: Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques filtrées pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type I" en acier XES.

Les valeurs des principales caractéristiques mécaniques de l'acier XES déterminées pour différentes vitesses de sollicitation sont présentées dans le tableau 3-3. Les caractéristiques sont extraites des lois d'écroutissage rationnelles plastiques issues des données brutes pour les vitesses quasi-statiques et filtrées (effort et déformation) pour les vitesses de sollicitation supérieures à  $1 \text{ m.s}^{-1}$ .

V moyenne ( $\text{m.s}^{-1}$ )	E (MPa)	$\epsilon_R$ (.)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)	$\dot{\epsilon}_P$ ( $\text{s}^{-1}$ )
0.00007	186343	0.36	183	392	0.00234
0.007	183268	0.37	223	394	0.2
0.98	217928	0.34	362	453	65
2.36	190970	0.33	380	468	154
6.34	176938	0.32	420	494	320

Tableau 3-3 : Évolution des caractéristiques mécaniques rationnelles de l'acier XES en fonction de la vitesse de sollicitation – Essais sur éprouvettes de "type I".

L'alliage d'aluminium 2024 T3 est étudié dans des conditions d'essais similaires, c'est-à-dire pour les mêmes vitesses de sollicitation et les mêmes protocoles de préparation des éprouvettes. La figure 3-27 y synthétise les lois d'érouissage rationnelles brutes en quasi-statique et en dynamique.

Pour ce matériau, les oscillations mécaniques n'apparaissent que pour la vitesse de consigne de  $4 \text{ m.s}^{-1}$ , soit une vitesse de déformation plastique de  $270 \text{ s}^{-1}$ . L'amplitude des oscillations est rapidement amortie dans le temps grâce à l'amortissement dynamique apporté par les pièces en titane UTA 6V.

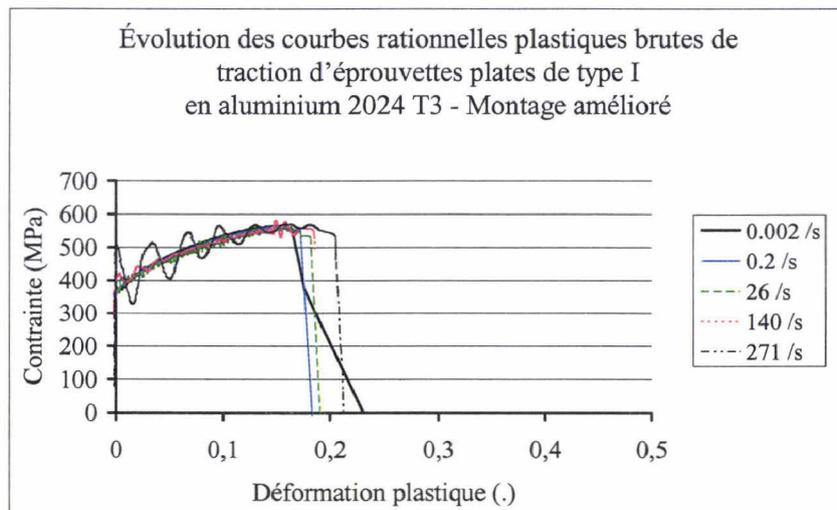


Figure 3-27 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques brutes pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type I" en aluminium 2024 T3.

La figure 3-28 présente les relations rationnelles plastiques filtrées (effort et déformation) de l'alliage considéré au moyen d'une TFI. La bande de fréquence extraite de la signature spectrale de l'essai contient la fréquence propre de l'ensemble mécanique, soit 8.1 kHz. Le bon comportement vibratoire du dispositif d'essais est ainsi mis en évidence par la qualité des signaux filtrés. Ainsi, pour les différentes vitesses de déformation choisies et le matériau considéré, le filtrage de la mesure en effort est inutile avant  $270 \text{ s}^{-1}$ . Il est alors clairement établi, au travers d'un même matériau insensible à la vitesse de déformation, que les oscillations ne proviennent pas de l'éprouvette, mais bel et bien du montage d'essais.

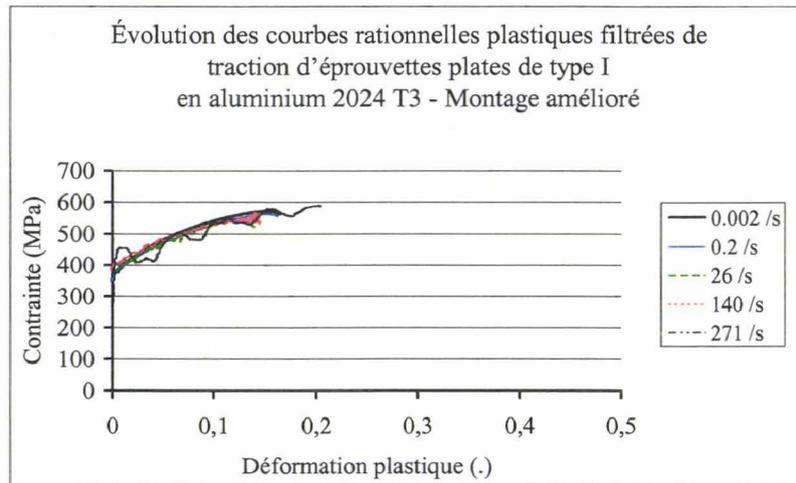


Figure 3-28 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles filtrées pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type I" en aluminium 2024 T3.

Le tableau 3-4 rassemble l'évolution des caractéristiques mécaniques rationnelles de l'aluminium 2024 T3 définies pour chaque vitesse de sollicitation.

V moyenne (m.s <sup>-1</sup> )	E (MPa)	$\epsilon_R$ (.)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)	$\dot{\epsilon}_P$ (s <sup>-1</sup> )
0.00007	77122	0.16	348	564	0.0024
0.007	77660	0.17	357	561	0.176
0.81	76265	0.18	388	541	26
2.78	78505	0.17	391	557	140
5.77	72832	0.20	394	580	271

Tableau 3-4 : Évolution des caractéristiques mécaniques rationnelles de l'aluminium 2024 T3 en fonction de la vitesse de sollicitation – Essais sur éprouvettes de "type I".

Les résultats obtenus permettent de mettre en évidence la faible sensibilité des propriétés mécaniques de l'aluminium considéré vis-à-vis de la vitesse de déformation dans la gamme  $[2 \cdot 10^{-3}; 270] \text{ s}^{-1}$ . Le filtrage pratiqué sur les courbes d'essais dynamiques permet d'identifier proprement les principales caractéristiques mécaniques. En effet, le spectre fréquentiel présente un contenu localisé autour de la fréquence de pompage de la partie inférieure du dispositif d'essais (Cf. Annexe 3, pA-17).

La figure 3-29 présente les états de déformation à rupture des éprouvettes de "type I" pour les différentes vitesses de déformation atteintes. Pour l'acier XES, une diminution de l'allongement à rupture est relevée, contrairement à l'aluminium 2024 T3 pour lequel  $\epsilon_R$  tend à augmenter légèrement. Un examen post-mortem des allongements à rupture confirme les grandeurs énoncées pour les deux matériaux. Par ailleurs, aucun décollement des zones de contraste n'a été observé au cours de ces essais.

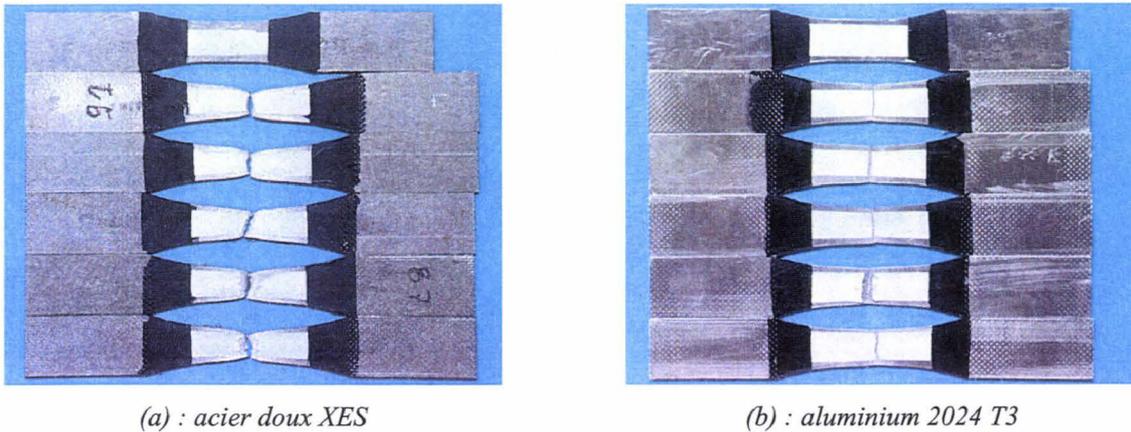


Figure 3-29 : Éprouvettes de "type I" avant et après essais aux différentes vitesses de sollicitation – Échelle 1:2.

### 3.2.3.3. Exploitation des essais sur éprouvettes de "type II"

Une seconde campagne d'essais quasi-statiques et dynamiques a été menée pour les mêmes matériaux. Les éprouvettes de "type II" (figure 3-23) ont été prélevées selon les mêmes sens de laminage établis pour la précédente campagne de caractérisation. Pour ces essais, des cartes d'acquisition à  $10 \text{ Mech.s}^{-1}$  ont été utilisées en raison de temps à rupture des éprouvettes particulièrement faibles (environ  $0.5 \text{ ms}$  pour l'aluminium 2024 T3 sollicité à  $440 \text{ s}^{-1}$ ). Pour ce type d'éprouvettes, la détermination des allongements à rupture n'est pas correcte, car la mesure faite au moyen de l'extensométrie optique a été extrapolée à des zones du dispositif d'essais non déformées et intègrent les déformations dans les zones de raccordement de l'éprouvette (figure 3-24). Ainsi, les grandeurs caractérisées ne sont pas significatives de l'état de déformation au sein de la partie utile de l'éprouvette et ne peuvent être comparées aux valeurs déterminées précédemment. De plus, les amplitudes des oscillations étant plus importantes, le filtrage ne permet de localiser ni l'endommagement, ni la rupture de l'éprouvette. L'intérêt de cette géométrie d'éprouvette est d'envisager l'accès à des vitesses de déformation plus étendues (jusque  $600 \text{ s}^{-1}$ ), afin de quantifier l'évolution des contraintes courantes au-delà des limites imposées par les capacités d'asservissement en vitesse du vérin hydraulique rapide (tableau 3-5). Les figures 3-30 et 3-31 synthétisent les essais menés pour l'acier XES sur le vérin hydraulique à travers les courbes rationnelles brutes et filtrées (5 à 7 kHz) en effort et déformation, et montrent les nouvelles limites d'exploitations.

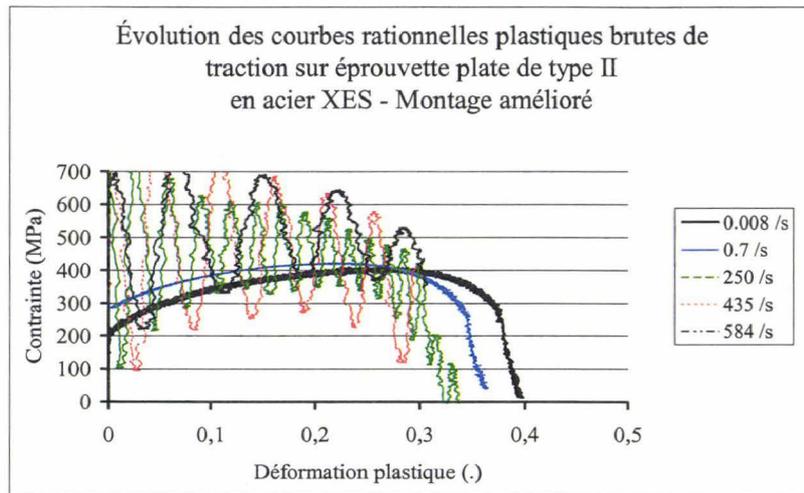


Figure 3-30 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques brutes pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type II" en acier XES.

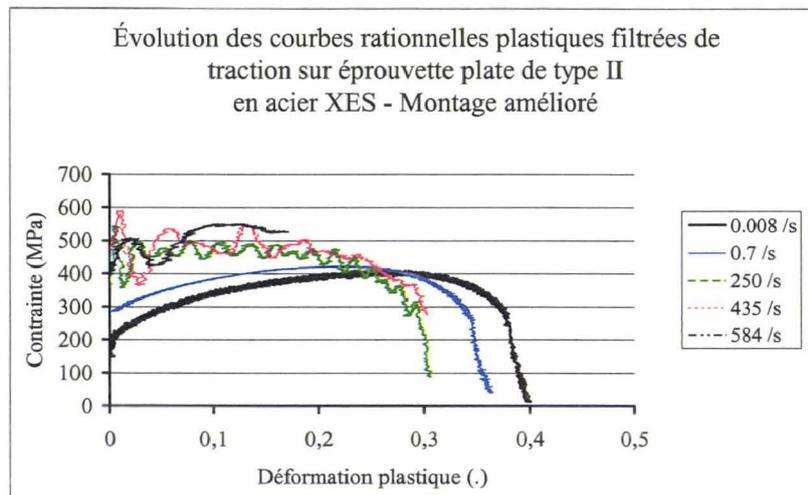


Figure 3-31 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques filtrées pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type II" en acier XES.

V moyenne (m.s <sup>-1</sup> )	E (MPa)	$\epsilon_R$ (.)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)	$\dot{\epsilon}_P$ (s <sup>-1</sup> )
0.00007	187859	0.40	206	408	0.0078
0.007	211065	0.36	285	422	0.73
1.47	201579	0.33	358	485	250
3.2	212182	0.32	433	505	435
4.68	216883	0.36	489	560	584

Tableau 3-5 : Évolution des caractéristiques mécaniques rationnelles de l'acier XES en fonction de la vitesse de sollicitation – Essais sur éprouvettes de "type II".

Pour ces essais sur l'acier doux XES, il apparaît que les oscillations mécaniques se manifestent pour des vitesses de déformation supérieures à 250 s<sup>-1</sup>. Une fréquence moyenne des oscillations de l'ordre de 6.8 kHz est observée aux vitesses de sollicitation élevées, soit en deçà des grandeurs énoncées lors de la campagne d'essais sur les éprouvettes de "type I".

Pour ce type d'éprouvette de dimensions réduites, un léger défaut de mise en place de l'éprouvette peut suffire à exciter des modes de fréquence plus basse comme les modes de flexion de la pièce suspendue. De plus, une masse additionnelle de 150 g est ajoutée pour le collage des zones de contraste, et contribue à diminuer la fréquence propre du dispositif.

Sur les figures 3-32 et 3-33, les essais quasi-statiques et dynamiques sur éprouvettes de "type II" en alliage d'aluminium 2024 T3 sont illustrés à partir des relations rationnelles plastiques brutes puis filtrées en effort pour les essais dynamiques. L'accès à des vitesses de déformation supérieures à  $400 \text{ s}^{-1}$  est permis. Il apparaît clairement une diminution du nombre d'oscillations pour les essais dont la vitesse de sollicitation est de l'ordre de  $4 \text{ m.s}^{-1}$ . Toutefois, le filtrage demeure aisé en raison d'un spectre en fréquence dans lequel la fréquence perturbatrice (6.7 kHz) est clairement discernable (Cf. Annexe 4, pA-19).

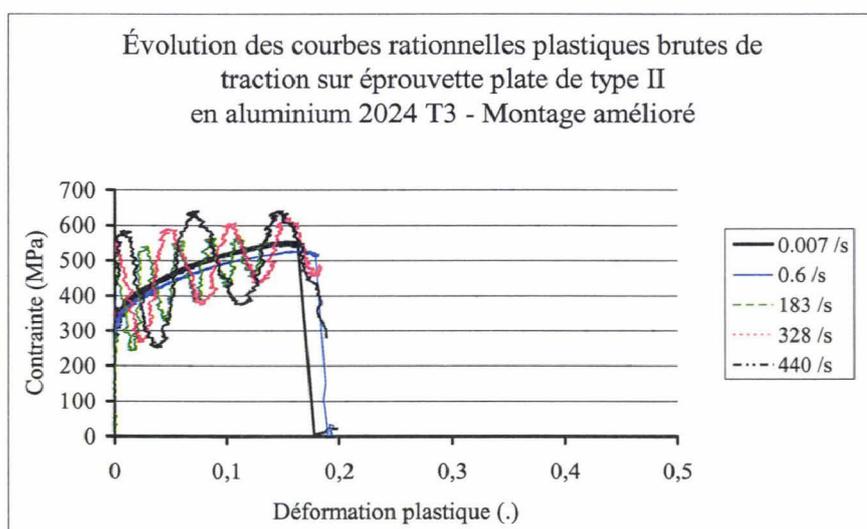


Figure 3-32 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques brutes pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type II" en aluminium 2024 T3.

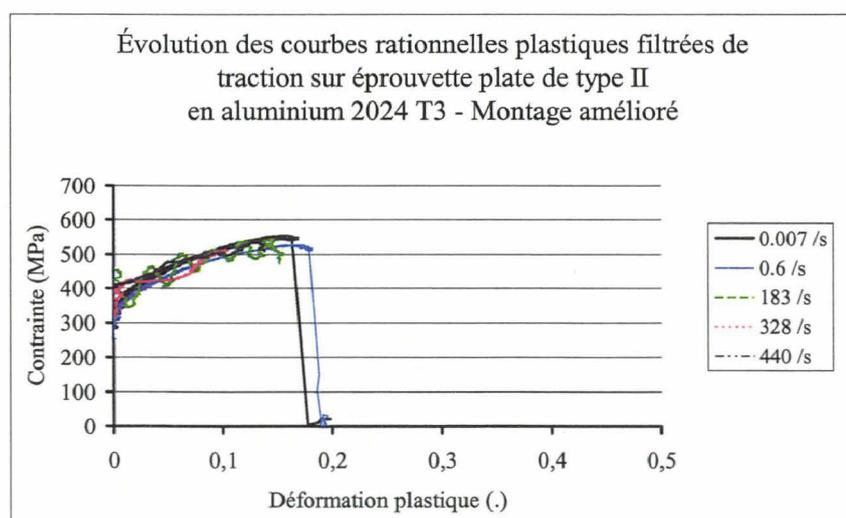


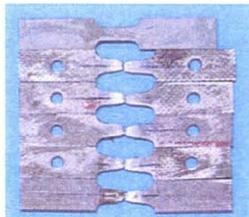
Figure 3-33 : Évolution des relations contrainte/déformation rationnelles plastiques filtrées pour différentes vitesses de sollicitation de traction sur éprouvettes de "type II" en aluminium 2024 T3.

Le tableau 3-6 présente l'évolution des caractéristiques mécaniques rationnelles de l'aluminium 2024 T3 sur la base des essais de traction menés sur éprouvettes plates de "type II". Il apparaît également, pour cette géométrie, une insensibilité des principales caractéristiques mécaniques à la vitesse de déformation, celle-ci évoluant de  $7.10^{-3}$  à  $440 \text{ s}^{-1}$ .

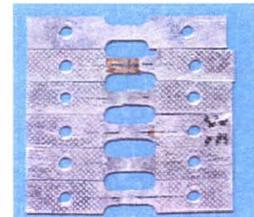
V moyenne ( $\text{m.s}^{-1}$ )	E (MPa)	$\epsilon_R$ (.)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_u$ (MPa)	$\dot{\epsilon}_P$ ( $\text{s}^{-1}$ )
0.00007	70619	0.17	310	552	0.0071
0.007	76694	0.18	326	524	0.55
1.47	69718	0.17	332	524	183
3.41	74737	0.20	320	560	328
4.98	71539	0.19	360	530	440

Tableau 3-6 : Évolution des caractéristiques mécaniques rationnelles des éprouvettes en aluminium 2024 T3 en fonction de la vitesse de sollicitation – Essais sur éprouvettes de "type II".

La difficulté à déterminer finement le module d'élasticité du matériau est clairement perceptible par la disparité des grandeurs caractérisées avec la géométrie de "type II", en raison des dimensions réduites des éprouvettes. La figure 3-34 présente les états de déformation à rupture des éprouvettes de dimensions réduites pour les deux matériaux métalliques considérés (acier XES et aluminium 2024 T3). Pour ce type de géométrie, les allongements à rupture évoluent de manière similaire à celle des éprouvettes de "type I". D'un point de vue qualitatif, le comportement des deux matériaux est identique.



(a) : acier doux XES



(b) : aluminium 2024 T3

Figure 3-34 : Éprouvettes de "type II" avant et après essais aux différentes vitesses de sollicitation – Échelle 1:2.

Le comportement vibratoire épuré du montage contenant la cellule d'effort piézoélectrique permet un filtrage des essais dynamiques plus aisé. Retirer sa contribution énergétique consiste donc à ne laisser transparaître que l'effort nécessaire pour solliciter dynamiquement l'éprouvette de caractérisation.

Une synthèse générale de l'évolution des caractéristiques mécaniques est alors proposée en fonction de la vitesse de déformation, pour les deux matériaux métalliques et les deux géométries d'éprouvettes retenues.

### 3.2.3.4. Comparaison des caractéristiques mécaniques

Dans cette partie, l'évolution des principales caractéristiques mécaniques (limite d'élasticité apparente, contrainte ultime, allongement à rupture et module d'élasticité) issues des deux géométries d'éprouvettes et les deux matériaux métalliques considérés est présentée en fonction de la vitesse de déformation plastique (figures 3-35 à 3-38).

Les grandeurs significatives sont déterminées à partir des lois rationnelles plastiques brutes pour les essais quasi-statiques (5 et 500 mm.min<sup>-1</sup>) et filtrées pour les essais dynamiques (1, 2 et 4 m.s<sup>-1</sup>). Pour l'acier XES, la contrainte d'écoulement plastique et la contrainte ultime évoluent rapidement au-delà de 0.2 s<sup>-1</sup> (figure 3-35). La difficulté de quantifier précisément la valeur du module d'élasticité, évoqué précédemment, est également illustrée sur la figure 3-36 ; son évolution en fonction de la vitesse de déformation demeure incertaine.

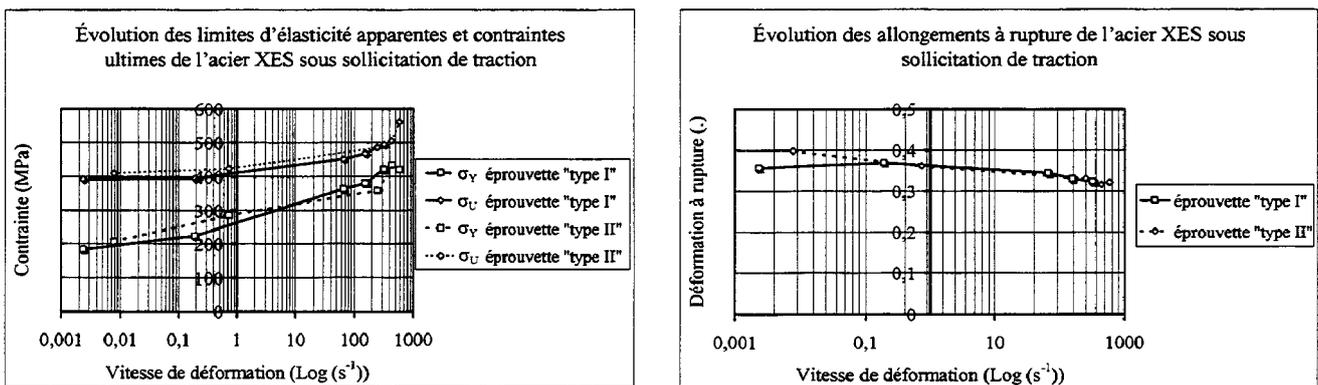


Figure 3-35 : Synthèse de l'évolution de la limite d'élasticité apparente, de la contrainte ultime et de l'allongement à rupture de l'acier XES pour deux géométries d'éprouvettes plates (type I et II).

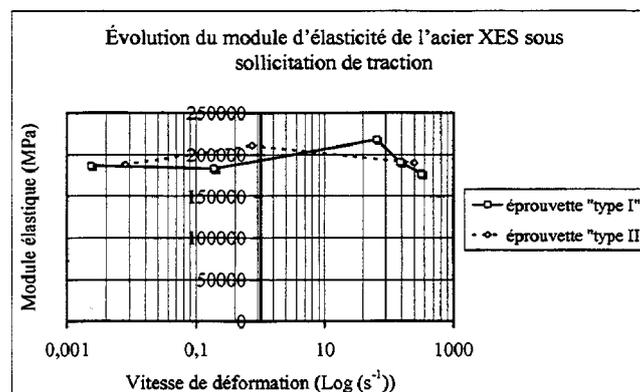


Figure 3-36 : Synthèse de l'évolution du module d'élasticité de l'acier XES pour deux géométries d'éprouvettes plates (type I et II).

L'évolution globale des principales propriétés mécaniques des essais menés sur l'aluminium 2024 T3 est présentée sur les figures 3-37 et 3-38. Une relative insensibilité de

l'ensemble des propriétés mécaniques de cet aluminium est donc mise en évidence quelle que soit la géométrie de l'éprouvette sur la vaste gamme des vitesses de déformation.

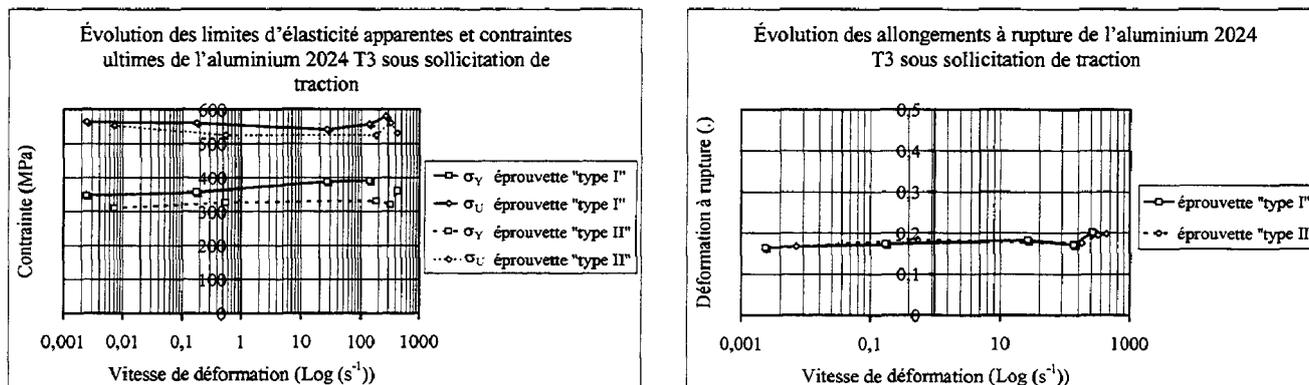


Figure 3-37 : Synthèse de l'évolution de la limite d'élasticité apparente, de la contrainte ultime et de l'allongement à rupture de l'aluminium 2024 T3 pour deux géométries d'éprouvettes plates (type I et II).

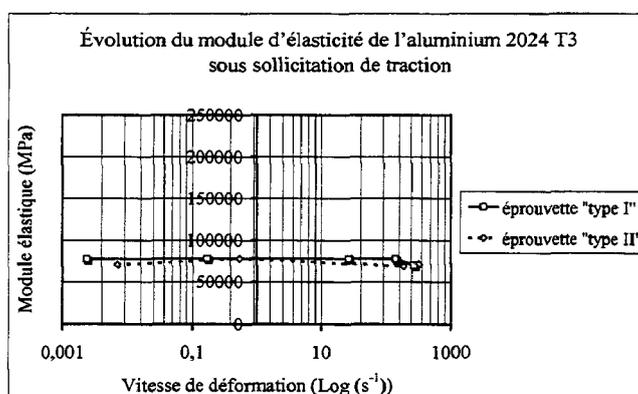


Figure 3-38 : Synthèse de l'évolution du module d'élasticité de l'aluminium 2024 T3 pour deux géométries d'éprouvettes plates (type I et II).

La caractérisation en traction des deux matériaux métalliques, menée sur les éprouvettes de dimensions réduites, permet désormais de considérer les lois de comportement indépendamment de la géométrie de l'éprouvette, et d'envisager dans la suite des travaux l'utilisation de la géométrie de "type II" pour les essais de traction dynamique aux barres de Hopkinson.

### 3.2.4. Quantification des améliorations sur le comportement vibratoire

La comparaison des lois d'érouissage identifiées dans des conditions d'essais similaires (moyens de mesure, matériaux, géométries d'éprouvettes) sur les deux montages permet de quantifier les améliorations apportées par le nouveau montage d'essais, et donc de valider la procédure proposée.

### 3.2.4.1. Essais sur éprouvettes de "type I"

Les relations contrainte/déformation sont comparées à différentes vitesses de déformation pour les montages de référence et amélioré, soit  $0.002$ ,  $65$  et  $320 \text{ s}^{-1}$ . Les vitesses de consigne du vérin ont été identiques pour les campagnes d'essais menées sur les éprouvettes plates de "type I" ( $5 \text{ mm.min}^{-1}$ ,  $1$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$ ). Les mesures de déformation par jauges sont alors directement comparables. Pour le nouveau montage, la mesure des allongements de la partie utile de l'éprouvette est complétée par l'extensométrie optique. La figure 3-39 présente une comparaison de l'essai quasi-statique ( $0.002 \text{ s}^{-1}$ ) entre les deux montages d'essais. La mesure acquise est en parfaite concordance avec celle des jauges de déformation.

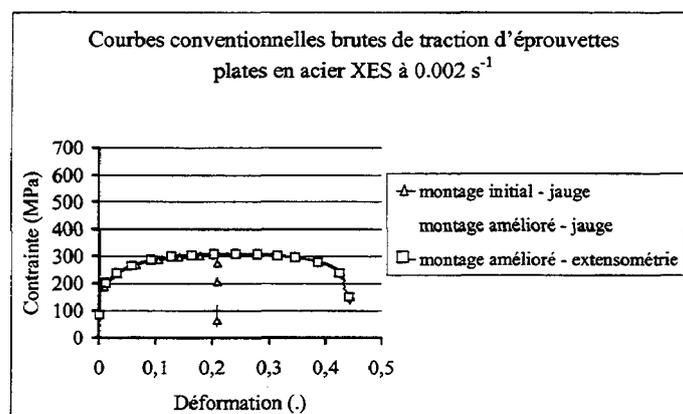


Figure 3-39 : Comparaison des courbes conventionnelles brutes de l'acier XES pour les éprouvettes de "type I" Vitesse de déformation  $0.002 \text{ s}^{-1}$ .

Pour les essais dynamiques menés sur l'acier XES (figures 3-40 et 3-41), les courbes sont perturbées par la seule fréquence propre du montage d'essais. L'essai réalisé à  $65 \text{ s}^{-1}$  sur le nouveau montage n'excite pas la cellule d'effort, contrairement à celui réalisé sur le montage de référence, où des oscillations y sont présentes (figure 3-40). Pour cette vitesse de sollicitation, le filtrage des mesures en effort réalisées sur le nouveau montage n'est pas nécessaire à la bonne interprétation de la loi de comportement. Par ailleurs, la vitesse du vérin n'étant pas constante au cours de l'essai, la variation induite sur la vitesse de déformation apparaît sur la courbe contrainte/déformation pour ce matériau sensible à la vitesse de déformation.

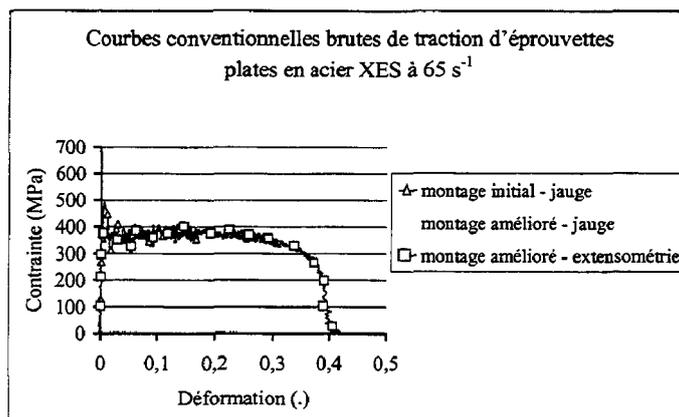


Figure 3-40 : Comparaison des courbes conventionnelles brutes de l'acier XES pour les éprouvettes de "type I" Vitesse de déformation  $65 \text{ s}^{-1}$ .

Un essai réalisé à  $320 \text{ s}^{-1}$  excite la première fréquence propre du montage amélioré. Toutefois, le filtrage de la réponse fournit une loi de comportement exploitable, en raison de l'amortissement rapide de la réponse brute en effort de l'éprouvette (figure 3-41). L'essai filtré, réalisé à la même vitesse de consigne sur le montage de référence, laisse transparaître d'autres oscillations qui peuvent avoir comme origine l'excitation de différentes fréquences. Celles-ci peuvent être excitées par un défaut d'alignement de l'éprouvette sollicitant les modes propres de fréquences plus faibles (de flexion, par exemple).

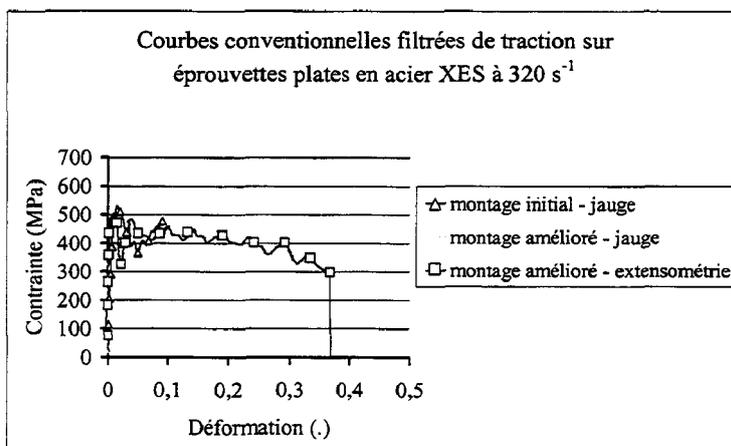


Figure 3-41 : Comparaison des courbes conventionnelles filtrées de l'acier XES pour les éprouvettes de "type I" Vitesse de déformation  $320 \text{ s}^{-1}$ .

Les relations exprimées en contrainte/déformation sont ensuite présentées pour les essais de traction d'éprouvettes plates de "type I" en aluminium 2024 T3 (figures 3-42 à 3-44). Les essais ont également été réalisés avec les deux montages pour les mêmes vitesses de déformation plastique de 0.002, 26 et  $271 \text{ s}^{-1}$ , correspondant à des vitesses de consigne de  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ , 1 et  $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . L'essai réalisé en quasi-statique sur les deux montages d'essais fournit des relations d'écroutissage en bonne concordance, quel que soit le dispositif de mesure des allongements (figure 3-42). Aucune vibration n'apparaît pour une vitesse de

déformation de  $26 \text{ s}^{-1}$  (figure 3-43). L'excitation de la cellule d'effort est apparente sur les deux montages pour l'essai réalisé à  $271 \text{ s}^{-1}$  (figure 3-44). Leur excitation propre se manifeste donc entre ces deux vitesses de déformation. Toutefois, l'essai réalisé sur le montage amélioré reste exploitable jusque  $271 \text{ s}^{-1}$ , contrairement à celui réalisé sur le montage de référence qui présente plusieurs oscillations d'amplitude élevée, et qui ne sont plus physiques.

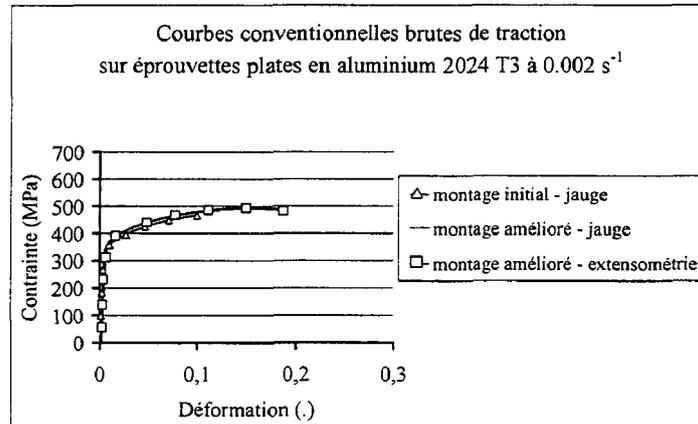


Figure 3-42 : Comparaison des courbes conventionnelles de l'aluminium 2014 T3 pour les éprouvettes de "type I" – Vitesse de déformation  $0.002 \text{ s}^{-1}$ .

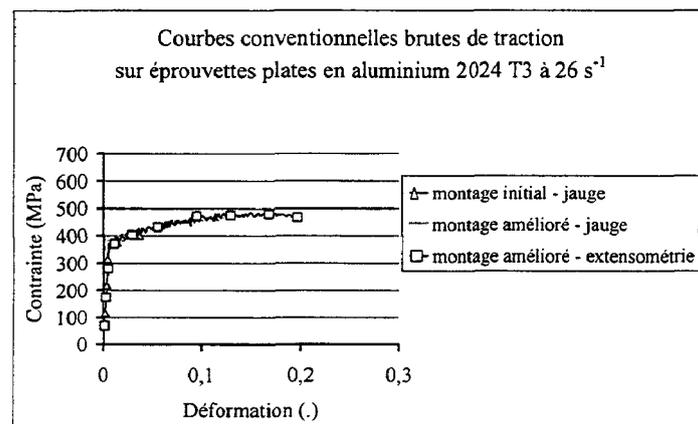


Figure 3-43 : Comparaison des courbes conventionnelles brutes de l'aluminium 2014 T3 pour les éprouvettes de "type I" – Vitesse de déformation  $26 \text{ s}^{-1}$ .

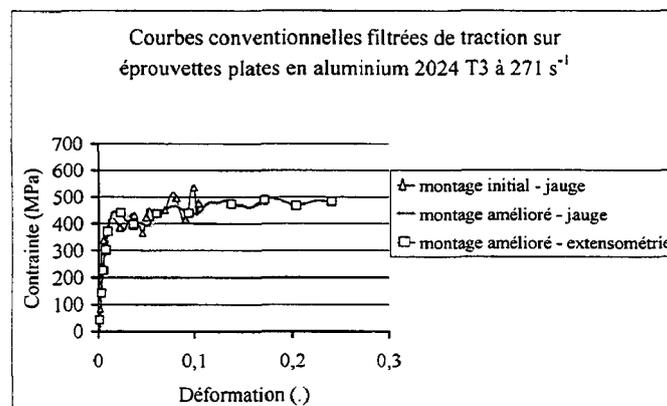


Figure 3-44 : Comparaison des courbes conventionnelles filtrées de l'aluminium 2014 T3 pour les éprouvettes de "type I" – Vitesse de déformation  $271 \text{ s}^{-1}$ .

### 3.2.4.2. Essais sur éprouvettes de "type II"

La comparaison des relations obtenues sur les deux montages est maintenant menée à partir des essais sur éprouvettes de dimensions réduites ("type II"). La figure 3-45 illustre un essai de traction quasi-statique, permettant de vérifier la correcte représentation du comportement du matériau considéré, indépendamment de la géométrie de l'éprouvette. La comparaison entre les essais filtrés réalisés sur les dispositifs de référence et amélioré permet également de constater les gains relatifs à l'exploitation des essais dynamiques aux vitesses de déformation les plus élevées (figures 3-46 et 3-47).

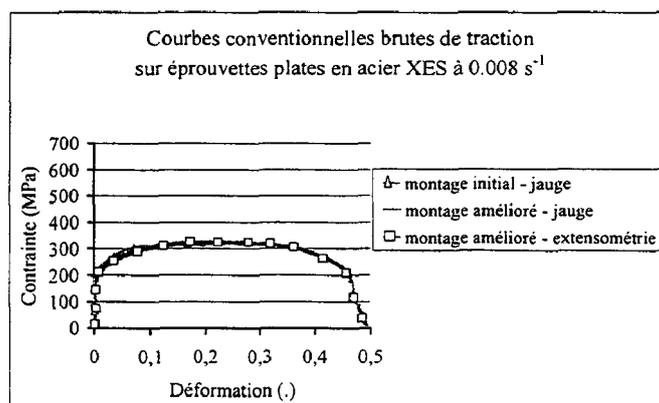


Figure 3-45 : Courbes conventionnelles de l'acier XES pour les éprouvettes de "type II" – Vitesse de déformation  $0.008 \text{ s}^{-1}$ .

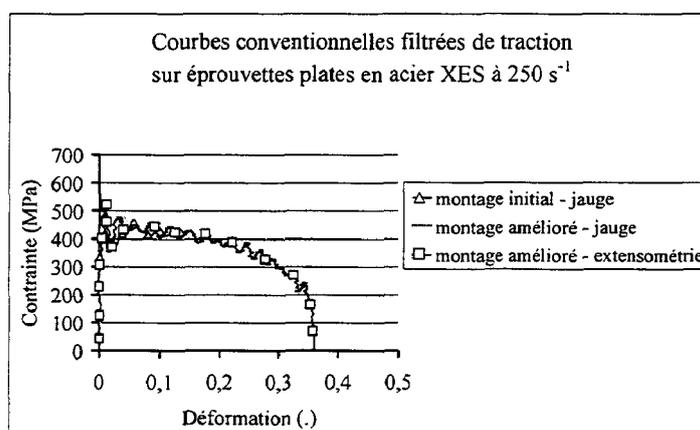


Figure 3-46 : Comparaison des courbes conventionnelles filtrées de l'acier XES pour les éprouvettes de "type II" – Vitesse de déformation  $250 \text{ s}^{-1}$ .

Les matériaux subissant de forts taux d'allongement, tels les aciers alliés, peuvent dans ces conditions être sollicités à des vitesses de déformation particulièrement élevées sans altérer la qualité des lois de comportement. Pour vérifier cela, le comportement du matériau ne doit pas être masqué par des oscillations mécaniques, telles qu'elles peuvent apparaître sur l'essai mené à  $584 \text{ s}^{-1}$  sur le montage de référence (figure 3-47).

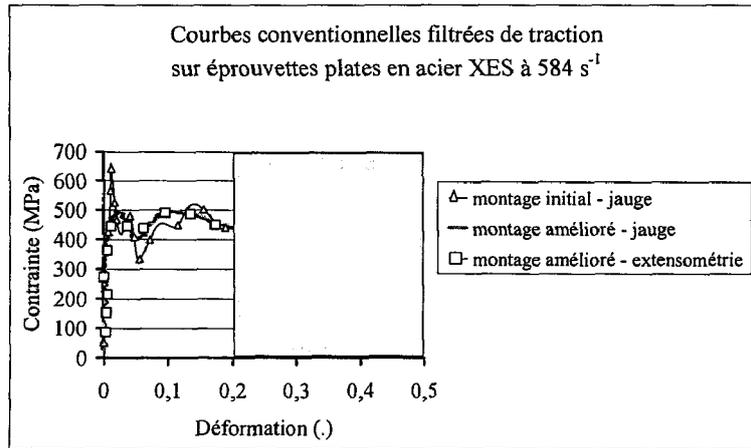


Figure 3-47 : Comparaison des courbes conventionnelles filtrées de l'acier XES pour les éprouvettes de "type II" – Vitesse de déformation  $584 \text{ s}^{-1}$ .

Des essais quasi-statiques et dynamiques ont été réalisés pour l'alliage d'aluminium 2024 T3 à des vitesses de déformation de  $0.007$ ,  $183$  et  $440 \text{ s}^{-1}$ , et les mêmes vitesses de consigne du vérin hydraulique respectivement égales à  $5 \text{ mm.min}^{-1}$ ,  $1$  et  $4 \text{ m.s}^{-1}$  (figures 3-48 à 3-50). La qualité des signaux filtrés issus du montage amélioré permet d'aboutir à une loi de comportement représentative du matériau (figure 3-50).

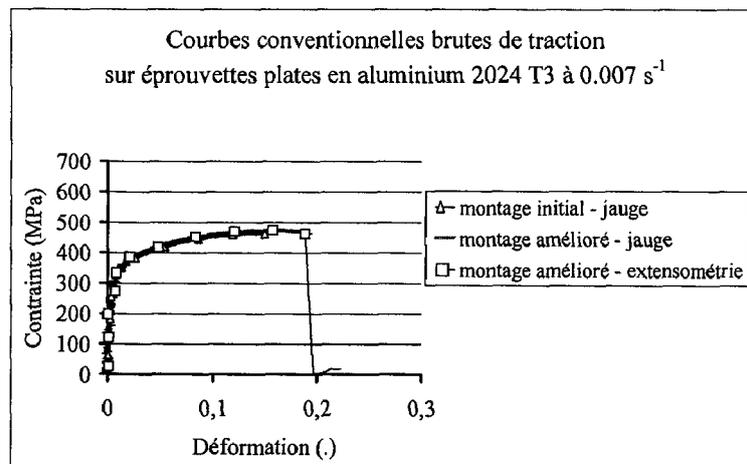


Figure 3-48 : Comparaison des courbes conventionnelles de l'aluminium 2014 T3 pour les éprouvettes de "type II" – Vitesse de déformation  $0.007 \text{ s}^{-1}$ .

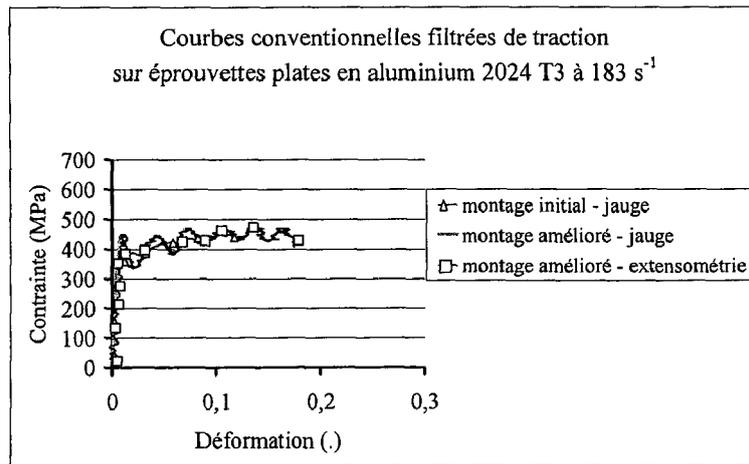


Figure 3-49 : Comparaison des courbes conventionnelles filtrées de l'aluminium 2014 T3 pour les éprouvettes de "type II" – Vitesse de déformation 183 s<sup>-1</sup>.

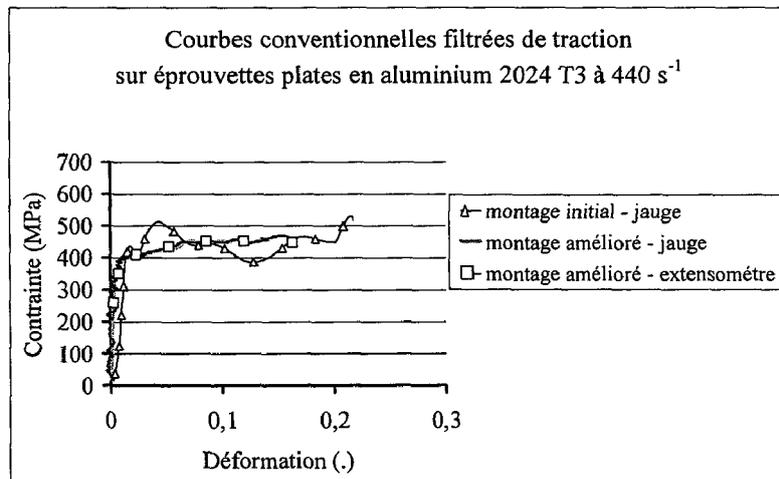


Figure 3-50 : Comparaison des courbes conventionnelles filtrées de l'aluminium 2014 T3 pour les éprouvettes de "type II" – Vitesse de déformation 440 s<sup>-1</sup>.

### 3.2.5. Synthèse

Les essais menés sur les deux géométries d'éprouvettes dénotent de manière qualitative les améliorations du comportement vibratoire du nouveau montage d'essais. Ainsi, l'amplitude des oscillations diminue rapidement au cours des essais et favorise le filtrage pour des vitesses de déformation supérieures à celles initialement accessibles ; ce rôle est joué par la géométrie de la pièce suspendue et le coefficient d'amortissement dynamique important apporté par le titane. De plus, les oscillations de fréquence plus basse n'apparaissent pas en raison d'un alignement plus sévère des pièces dans l'axe de la sollicitation.

### 3.3. CONCLUSIONS

Au terme des deux phases d'optimisation numérique du comportement vibratoire du montage d'essais de traction dynamique, les résultats de l'excitation en fréquence montrent que la première fréquence propre de pompage de la partie inférieure du nouveau montage a été repoussée dans un rapport 2 avec la fréquence du montage de référence. Afin de vérifier les améliorations et valider la méthode de conception par couplage des approches expérimentale et numérique, une campagne d'analyse modale expérimentale a été menée sur le montage optimisé. La valeur en fréquence du premier mode de pompage du nouveau montage d'essais a été vérifiée expérimentalement pour les deux conditions aux limites ("libres-libres" et conditions réalistes). Ces conditions ont ainsi permis de considérer la fréquence associée au premier mode propre de pompage comme intrinsèque au montage d'essais. La valeur de la fréquence propre du nouveau montage est de 10.4 kHz (5.4 kHz dans le cas du montage de référence), soit en bonne concordance avec les grandeurs déterminées au travers de la modélisation EF du dispositif d'essais. Toutefois, il a été constaté une diminution de la fréquence propre du montage d'essais optimisé à environ 7.5 kHz lorsque les éléments de fixation des éprouvettes plates étaient ajoutés au dispositif (4.5 kHz dans le cas du montage de référence et pour les mêmes conditions). La bande de fréquence extraite lors du filtrage est égale à [7;9] kHz pour les éprouvettes de "type I", et [5;7] kHz pour les éprouvettes de "type II". A titre d'informations, un domaine de fréquences plus basses est nécessaire pour le filtrage des essais réalisés sur le montage de référence, soit [4;5.5] kHz.

Dans un souci d'améliorer la qualité des signaux d'acquisition pour les essais dynamiques menés sur les montages d'essais équipés de cellules piézoélectriques, différentes solutions complémentaires peuvent être apportées.

- L'utilisation de titane pour les pièces additionnelles (plaquettes, contre-plaquettes, boulons) serait un atout pour recouvrer une fréquence proche de celle initialement acquise. Le gain en masse paraît être la seule solution efficace pour envisager la sollicitation dynamique des éprouvettes plates extraites de tôles laminées pour les matériaux métalliques ou les composites, et qui constitue "le cas défavorable".
- Un amortissement du contact dynamique, apporté par la calibration d'un matériau élastomère viscoélastique – de faible module de compression – placé dans l'unité de transmission, permettrait de réduire la bande de fréquence générée par la source de l'excitation. Toutefois, ce recours aurait pour inconvénient de rendre délicate

l'identification du comportement élastique du matériau considéré et contribuerait à diminuer la vitesse de déformation plastique au sein de l'éprouvette.

- Des modifications dans les dimensions des éprouvettes de caractérisation pourraient être envisagées pour obtenir des lois de comportement dynamiques particulièrement propres au sens où le calcul des contraintes ne serait plus issu de la mesure par une cellule d'effort piézoélectrique mais par les mesures de déformation au moyen de jauges extensométriques placées dans les zones élastiques de l'éprouvette. La rigidité de la zone élastique de l'éprouvette étant beaucoup plus faible que celle de la cellule d'effort, le contenu fréquentiel de l'excitation serait alors considérablement réduit (Cf. Annexe 5, pA-20). Cette solution se limite toutefois aux tôles métalliques, dont le prélèvement des échantillons de caractérisation est préférable par électroérosion.

Quoiqu'il en soit, la mise en place des éprouvettes plates pose toujours problème, en particulier pour celles présentant des dimensions réduites, car des pièces supplémentaires sont nécessaires à leur maintien et contribuent à diminuer la fréquence propre des dispositifs d'essais. Ainsi, les gammes d'effort imposent des montages spécifiques qui définissent les limites d'exploitation en dynamique, dépendantes des catégories de matériaux.

Des essais de traction ont été réalisés à partir d'éprouvettes plates prélevées dans des tôles laminées d'acier doux XES et d'aluminium 2024 T3. Deux géométries d'éprouvettes ("type I" et "type II") ont été utilisées et leurs résultats ont été comparés. L'utilisation des éprouvettes de dimensions réduites permettra d'envisager, dans le prochain chapitre, des essais sur un dispositif de traction aux barres de Hopkinson. La campagne d'essais quasi-statiques et dynamiques a permis de quantifier les limites "hautes" du nouveau dispositif d'essais en termes de vitesses de déformation, soit  $500 \text{ s}^{-1}$  environ (éprouvette "type II").

## Références bibliographiques

- [AUZ00] T. AUZANNEAU, C. FROUSTEY, J.L. CHARLES, J.L. LATAILLADE, "*Adaptation of flywheel to aluminium alloy for studying the influence of a fatigue predamage on its dynamic plasticity*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp155-160, 2000
- [BAR89] M. BARBEZAT, "*Caractérisation mécanique des polymères et composites à l'aide d'une machine d'essai rapide*", 5<sup>ème</sup> journée nationale DYMAT, Bordeaux, 1989
- [BEG96] P. BEGUELIN, "*Approche expérimentale du comportement mécanique des polymères en sollicitation rapide*", Thèse de Doctorat de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, 1996
- [BLE00] W. BLECK, I. SCHAEEL, "*Determination of crash-relevant material parameters by dynamic tensile tests*", Materials Technology, Vol. 71, n°5, pp173-178, 2000
- [CHE87] M.C. CHERESH, S. Mc MICHAEL, "*Instrumented impact test data interpretation*", American Society for Testing Materials, Philadelphia, pp9-23, 1987
- [DEL98] D. DELSART, "*Amélioration du montage d'éprouvettes de la machine d'essais dynamiques*", Rapport Technique Onera-Lille n°98/46, 1998
- [FAB97] J. FABIS, "*Caractérisation expérimentale de la loi de comportement d'un acier en dynamique*", Rapport Technique Onera-Lille n°97/63, 1997
- [GAR00] G. GARY, H. ZHAO, "*Étude expérimentale du comportement dynamique des matériaux*", Mécanique et Industries, Vol. 1, pp15-26, 2000
- [GER96] M. GERADIN, D. RIXEN, "*Théorie des vibrations mécaniques – Application à la dynamique des structures*", Éditions Masson, 1993
- [HAU02] G. HAUGOU, J. FABIS, B. LANGRAND, E. DELETOMBE, E. MARKIEWICZ, "*Iterative experimental/numerical procedure for improvement of dynamic experimental facilities*", Conference of Structures under Shock and Impact, Montréal, Québec, Canada, pp113-122, 2002
- [HOV97] I.H. HOVE, B. ANDERSSON, T.E. JOHNSEN, "*High speed tensile testing*", Journal de Physique IV, C3, pp229-234, 1997
- [JOH83] G.R. JOHNSON, W.H. COOK, "*A constitutive model and data for metal subjected to large strains, high strain rates and high temperatures*", Proceeding of the 7<sup>th</sup> International Symposium on Ballistics, the Hague, the Netherlands, pp541-547, 1983

- [JUA98] A. JUANICOTENA, "*Étude théorique et expérimentale du comportement viscoplastique des matériaux aux grandes vitesses de déformation – Application à l'acier Mars 190 et au Tantale*", Rapport CEA-R-5816, 1998
- [KLE99] J.R. KLEPACZKO, H. VIEM NGUYEN, W.K. NOVACKI, "*Quasi-static and dynamic shearing of sheet metals*", European Journal of Mechanics, Vol. 18, n°2, pp271-289, 1999
- [KOB96] T. KOBAYASHI, I. YAMAMOTO, "*Dynamic fracture characteristics in aluminum casting alloy*", Aluminium Alloys, pp1383-1388, 1996
- [LAN97] B. LANGRAND, "*Caractérisation expérimentale des alliages d'aluminium 2024-T351 et 7050*", Rapport Technique Onera-Lille n°97/54, 1997
- [LAN00] B. LANGRAND, "*Comportement dynamique d'une tôle d'acier perforée*", Rapport Technique Onera-Lille RT 2/03310 DMSE, 2000
- [LEM85] J. LEMAITRE, J.L. CHABOCHE, "*Mécanique des matériaux solides*", Éditions Dunod, 1985
- [MAN00] A. MANSILLA, A. REGIDOR, D. GARCIA, A. NEGRO, "*Dynamic tensile testing for determining the stress/strain curve at different strain rate*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp695-700, 2000
- [PAR00] S. PARDO, D. BAPTISTE, F. DECOBERT, J. FITOUSSI, R. JOANNIC, "*Tensile dynamic behaviour of unidirectional glass fibre-reinforced thermoset matrix composites*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp358-394, 2000
- [RUS99] A. RUSINEK, J.R. KLEPACZKO, "*Comportement viscoplastique des tôles en traction et cisaillement – Analyse de la vitesse d'impact*", Matériaux et Techniques, n°11-12, pp41-52, 1999
- [SHI00] H.S. SHIN, H.M. LEE, M.S. KIM, "*Impact tensile behavior of 9% nickel steel at low temperature*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 24, pp571-581, 2000
- [TEC96] D. FRANCOIS, "*Essais Mécaniques des matériaux – Détermination des lois de comportement*", Techniques de l'Ingénieur, M 120, pp10-26, 1996
- [ZHA96] H. ZHAO, G. GARY, "*The testing and behaviour modelling of sheet metals at strain rate from  $10^{-4}$  to  $10^4$  s<sup>-1</sup>*", Materials Science & Engineering, Vol. 207, pp46-50, 1996

## CHAPITRE IV

### MISE EN PLACE D'UN DISPOSITIF DE TRACTION AUX BARRES DE HOPKINSON PAR CHARGEMENT INDIRECT

**Résumé** — Dans ce chapitre, un dispositif aux barres de Hopkinson est mis en œuvre afin d'accéder à la caractérisation des matériaux dans la gamme  $[200;500] \text{ s}^{-1}$  pour des déformations plastiques minimales de 0.1. Dans un premier temps, ce dispositif est consacré à la compression d'échantillons "matériau" provenant de rivets aéronautiques. Les relations conventionnelles sont alors comparées à celles issues d'un autre dispositif de barres de compression (LMS-Polytechnique). Le dispositif est ensuite adapté aux sollicitations de traction. Le dimensionnement d'un montage à quatre éprouvettes plates collées en périphérie extérieure est décrit, et tient compte des principales contraintes relatives à la propagation des ondes élastiques dans les barres cylindriques. Les relations théoriques du calcul des contraintes, des déformations et des vitesses de déformation au moyen de barres de Hopkinson ainsi que les hypothèses y sont décrites.

#### 4.1. RELATIONS THEORIQUES

Le recours à des dispositifs aux barres de Hopkinson est dû aux travaux pionniers de Kolsky [KOL49]. A cette époque, le dispositif est instrumenté de microphones acoustiques pour déterminer l'évolution des états de contrainte et de déformation d'un échantillon à une vitesse de déformation donnée. Plus tard, d'autres auteurs, tels Lindholm [LIN64], mesurent plus précisément les ondes élastiques au moyen de jauges de déformation. Classiquement, un échantillon matériau de petites dimensions est placé à l'interface entre deux barres de mesure cylindriques de sections identiques dont les caractéristiques mécaniques sont très supérieures à celles de l'échantillon considéré. Le chargement est produit au moyen d'une troisième barre appelée "projectile" possédant les mêmes caractéristiques matérielles que les barres de mesure, et généralement mis en vitesse grâce à un lanceur à gaz. L'impact produit une onde élastique de compression se déplaçant à la vitesse du son dans le matériau lors du contact dynamique du projectile avec la première barre, appelée "barre entrante" (figure 4-1).

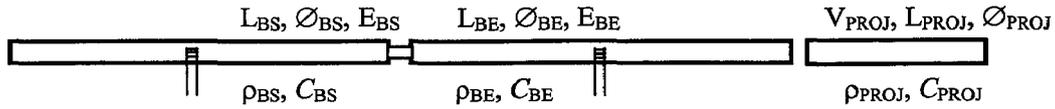


Figure 4-1 : Représentation du principe d'essais aux barres de Hopkinson.

A l'interface avec l'échantillon, l'onde initiale (onde incidente) se scinde en deux systèmes d'ondes élastiques. Le premier est un système d'ondes réfléchies dans la barre entrante, qui subit alors un état de traction. Le second est un système d'ondes transmises, via l'échantillon, à la barre sortante, qui subit un état de compression (figure 4-2). Dans ce scénario, on néglige un troisième système d'ondes (transmises et réfléchies) dans l'échantillon que l'on suppose de petites dimensions, et donc à l'équilibre. Ces deux ondes ont pour dénomination respective onde réfléchi<sup>e</sup> et onde transmise et vérifient la relation (IV-1).

$$\varepsilon_I(t) + \varepsilon_R(t) = \varepsilon_T(t) \tag{IV-1}$$

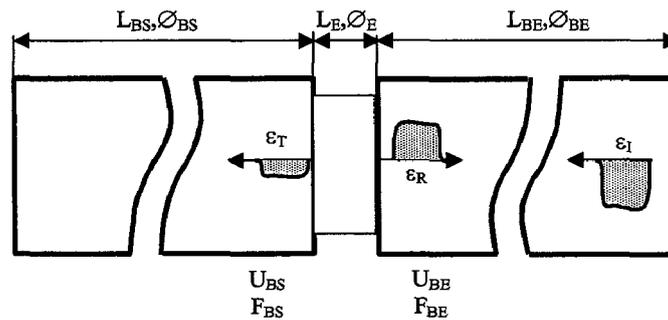


Figure 4-2 : Schéma des interfaces barre entrante/barre sortante.

$V_{BE}$ ,  $V_{BS}$  sont respectivement les vitesses de la barre entrante (BE) et de la barre sortante (BS) aux interfaces avec l'échantillon. Les déplacements aux mêmes interfaces  $U_{BE}$  et  $U_{BS}$  sont déterminés par intégration par rapport au temps.  $F_{BE}$  et  $F_{BS}$  représentent les forces aux interfaces des barres entrante et sortante. La théorie de la propagation unidimensionnelle des ondes élastiques dans un milieu fini cylindrique est rappelée par Zhao [ZHA92] et Rota [ROT97] au travers de la résolution de l'équation du mouvement. La relation de Hugoniot (IV-2) relie entre eux les gradients de vitesses particulières et de contraintes à partir des propriétés du matériau dans lequel se déplacent les ondes. La relation de Hooke est également rappelée dans la relation (IV-3).

$$\Delta\sigma = -\rho \cdot C \cdot \Delta v \tag{IV-2}$$

$$\Delta\sigma = E \cdot \Delta\varepsilon \tag{IV-3}$$

La célérité  $C$  des ondes élastiques unidimensionnelles dans un échantillon matériau de dimension finie [KOL63] est donnée par la relation (IV-4) :

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (\text{IV-4})$$

L'égalité des relations (IV-2) et (IV-3) donne aux interfaces des barres avec l'échantillon :

$$v_{BE}(t) = -C_{BE} \cdot [\varepsilon_I(t) - \varepsilon_R(t)] \quad (\text{IV-5})$$

$$v_{BS}(t) = -C_{BS} \cdot \varepsilon_T(t) \quad (\text{IV-6})$$

où,  $C_{BE}$  et  $C_{BS}$  représentent la célérité des ondes dans les barres entrante et sortante.

Les vitesses des barres aux interfaces dépendent, pour un jeu de barres cylindriques donné, de l'amplitude de l'onde incidente mais également de l'amplitude des ondes transmises et réfléchies, donc du matériau testé. Les efforts aux interfaces sont déterminés au moyen des relations (IV-7) et (IV-8) :

$$F_{BE}(t) = S_{BE} \cdot E_{BE} \cdot [\varepsilon_I(t) + \varepsilon_R(t)] \quad (\text{IV-7})$$

$$F_{BS}(t) = S_{BS} \cdot E_{BS} \cdot \varepsilon_T(t) \quad (\text{IV-8})$$

où,  $E_{BE}$  et  $E_{BS}$  représentent les modules d'élasticité des matériaux constituant les barres entrante et sortante.  $S_{BE}$  et  $S_{BS}$  correspondent aux sections des mêmes barres.

#### 4.1.1. Problème particulier de la rupture d'impédance

Les problèmes inhérents aux dispositifs aux barres de Hopkinson concernent les ruptures d'impédance provoquées dans la "chaîne de mesure" par les discontinuités de nature géométrique et physique. Géométrique, par exemple lors de changements typiques de section des pièces de maintien nécessaires aux dispositifs de traction. Ces changements de section sont pénalisants, en particulier pour la configuration de traction par chargement indirect, car elle est de nature à "dégrader" l'onde incidente lors de son transfert dans la barre sortante. Puis, physique, en raison des propriétés mécaniques des matériaux d'éprouvettes qui sont

différentes de celles des barres de mesure. La conservation d'une même impédance dans chacune des barres de mesure est impérative, l'éprouvette conditionnant de façon incontournable une rupture d'impédance, à l'origine de la scission de l'onde incidente.  $I_{PROJ}$  et  $I_{BE}$  représentent les impédances mécaniques respectives du projectile et de la barre entrante exprimées en  $kg.s^{-1}$  (relations (IV-9) et (IV-10)). Elles représentent le rapport entre l'effort courant et sa vitesse de déplacement le long de la barre ([KAI98], [ZHA92]).

$$I_{PROJ} = \rho_{PROJ} \cdot C_{PROJ} \cdot S_{PROJ} \quad (IV-9)$$

$$I_{BE} = \rho_{BE} \cdot C_{BE} \cdot S_{BE} \quad (IV-10)$$

#### 4.1.2. Vérification des relations d'équilibre

L'utilisation du principe de propagation des ondes élastiques le long de barres cylindriques repose sur deux hypothèses simplificatrices selon lesquelles l'onde demeure unidimensionnelle et les contraintes dans l'échantillon sont homogènes au cours du chargement [LIN64]. Ainsi, il est aisé d'admettre une relation de proportionnalité entre les vitesses particulières des interfaces des barres et la déformation associée de l'échantillon (relations (IV-5) et (IV-6)). Or, les barres métalliques induisent peu de dispersion au cours du trajet des ondes élastiques. De ce fait, la détermination des forces et déplacements aux interfaces devient triviale car on peut estimer que l'allure des ondes n'évolue pas entre le point de mesure et l'interface avec l'échantillon [GAR00]. Une autre conséquence de cette hypothèse concerne le fait qu'il est possible de recalcr les trois signaux sur une origine temporelle commune, et d'en déduire les vitesses d'interfaces instantanées lors du chargement de l'échantillon. L'hypothèse d'une homogénéité des contraintes et des déformations dans l'échantillon au cours de l'essai permet de déterminer la loi de comportement du matériau considéré. Cette loi peut être déterminée par un dépouillement simplifié (2 ondes exploitées :  $\varepsilon_T$  et  $\varepsilon_R$ ) ou complet (3 ondes exploitées) des ondes élastiques [GAR91].

#### 4.1.3. Détermination des paramètres de tirs et des dimensions des éprouvettes

Les relations précédentes concourent au dimensionnement des éprouvettes en termes de section et de longueur utiles. En effet, la connaissance précise de l'amplitude des deux systèmes d'ondes élastiques se déplaçant dans les barres entrante et sortante permet de définir

les dimensions de l'échantillon afin d'obtenir un signal transmis optimal pour la gamme de vitesses de déformation considérée. Il convient en tout premier lieu d'estimer l'amplitude de l'onde réfléchie  $\varepsilon_R$  (IV-11), connaissant la vitesse de déformation moyenne  $\dot{\varepsilon}_E$  visée dans l'échantillon et la longueur utile  $L_E$  de l'échantillon (non optimale). La vitesse de déformation "suit" le profil de l'onde réfléchie, celle-ci est quasi-constante au cours du chargement.

$$\varepsilon_R(t) = \frac{\dot{\varepsilon}_E(t) \cdot L_E}{2 \cdot C_{BE}} \quad (IV-11)$$

L'amplitude de l'onde transmise est issue de la relation d'équilibre des efforts durant la sollicitation. La section de l'échantillon est donc requise ainsi qu'une approximation de l'état de contrainte (conventionnelle) de l'échantillon dans le domaine plastique (IV-12). Un essai quasi-statique est également privilégié pour tenir compte de certaines influences du procédé de fabrication ou de mise en forme [ZHA96] sur le module d'élasticité du matériau.

$$\varepsilon_T(t) = \frac{S_E \cdot \sigma_E(t)}{S_{BS} \cdot E_{BS}} \quad (IV-12)$$

où,  $S_E$  est la section utile totale de l'éprouvette,  $\sigma_E$  la contrainte à 0.1 de déformation plastique dans la partie utile de l'éprouvette.  $S_{BS}$  et  $E_{BS}$  représentent respectivement la section et le module d'élasticité de la barre sortante. La relation (IV-13) permet d'estimer la déformation maximale atteinte dans l'échantillon au cours du chargement.  $\tau$  est la durée du palier élastique de l'onde incidente exprimée en s (IV-14).

$$\varepsilon_E(t) = \tau \cdot \dot{\varepsilon}_E(t) \quad (IV-13)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot L_{PROJ}}{C_{PROJ}} \quad (IV-14)$$

La vitesse du projectile peut alors être déterminée au moyen de la relation (IV-15) si la condition de conservation de la section entre la barre entrante et le projectile ainsi que les conditions d'axialité sont respectées. Dans le cas contraire, la prise en compte des rapports de section et la détermination de la vitesse de rebond  $v_R$  du projectile est nécessaire. L'amplitude de l'onde incidente  $\varepsilon_I$  se déduit de la relation d'égalité (IV-1).

$$v_{\text{PROJ}} = 2 \cdot \varepsilon_I(t) \cdot C_{\text{BE}} \quad (\text{IV-15})$$

$v_{\text{PROJ}}$  correspond à la vitesse du projectile exprimée en  $\text{m.s}^{-1}$ . Un raisonnement, reposant sur l'énergie fournie par le projectile puis transmise à la barre entrante, permet de quantifier sa vitesse (IV-16).

$$\frac{1}{2} \cdot M_{\text{PROJ}} \cdot (v_{\text{PROJ}}^2 - v_{\text{R}}^2) = \frac{1}{2} \cdot M_{\text{BE}} \cdot v_{\text{BE}}^2 \quad (\text{IV-16})$$

où,  $v_{\text{R}}$  représente la vitesse de rebond du projectile exprimée en  $\text{m.s}^{-1}$ , la vitesse de la barre entrante étant notée  $v_{\text{BE}}$ . Dans cette formulation énergétique, l'expression de la vitesse du projectile  $v_{\text{PROJ}}$  est déduite du rapport des masses et des impédances respectives du projectile et de la barre entrante (IV-17).

$$v_{\text{PROJ}} = v_{\text{BE}} \cdot \frac{I_{\text{PROJ}} + I_{\text{BE}}}{2} \cdot \sqrt{\frac{M_{\text{BE}}}{M_{\text{PROJ}} \cdot I_{\text{PROJ}} \cdot I_{\text{BE}}}} \quad (\text{IV-17})$$

La relation (IV-18) permet alors de calculer la vitesse particulière du projectile :

$$v_{\text{P}} = \frac{I_{\text{PROJ}}}{I_{\text{PROJ}} + I_{\text{BE}}} \cdot v_{\text{PROJ}} \quad (\text{IV-18})$$

où,  $v_{\text{P}}$  est la vitesse particulière à l'interface de la barre entrante avec le projectile exprimée en  $\text{m.s}^{-1}$ . La vitesse de rebond est déduite connaissant la vitesse du projectile et la vitesse particulière (IV-19) :

$$v_{\text{R}} = 2 \cdot v_{\text{P}} - v_{\text{PROJ}} \quad (\text{IV-19})$$

Ainsi, la vitesse du projectile est obtenue à partir de la relation (IV-17). Lorsque les sections et les matériaux sont identiques, la relation (IV-19) permet de vérifier l'absence de vitesse de rebond dans le projectile. Cette configuration est généralement préférable ([SAT78], [GAR01]). Pour la détermination des états de contrainte, de déformation et de vitesse de déformation au cours du temps dans l'échantillon, une détermination précise des célérités des ondes élastiques et des masses volumiques pour les différentes barres est requise.

Les tenseurs des contraintes et des déformations pour les sollicitations de traction et de compression sont rappelés ci-après (relations (IV-20) et (IV-21)). L'état de contrainte dans l'échantillon est uniaxial ; les déformations sont tridimensionnelles.

$$\sigma = \begin{vmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (IV-20)$$

$$\varepsilon = \begin{vmatrix} \varepsilon_1 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_2 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 \end{vmatrix} \quad (IV-21)$$

#### 4.1.4. Détermination des abaques de vitesses des projectiles

##### 4.1.4.1. Mesures expérimentales

La mesure de vitesse du projectile est effectuée au moyen de trois photodiodes espacées de 50 mm et disposées à l'extrémité d'un tube de lancement. Le faisceau lumineux émis par chaque fibre est reçu, délivrant une tension dont la valeur s'annule lorsque le faisceau lumineux est coupé au passage du projectile [RUS00] (figure 4-3). Différents projectiles en acier XC 38 traités thermiquement ont été usinés ainsi que quatre autres constitués d'acier APX ( $Wt\% C=0.185-Si=0.34-Mn=0.49-Ni=2.34-Cr=16.6-S=0.003-P=0.0018$ ). La limite d'élasticité des projectiles est supérieure à 1000 MPa.

Les projectiles en acier XC 38 sont au nombre de cinq et ont pour longueur respective 70, 200, 300, 400 et 500 mm. Un ensemble de quatre projectiles longs en acier APX a été usiné aux longueurs 700, 900, 1100 et 1300 mm. Dans le but de réduire le frottement à l'intérieur du tube de lancement, les projectiles cylindriques sont préalablement enduits d'une graisse au silicone. Les projectiles – de diamètre 22.4 mm – sont mis en vitesse grâce à la mise sous pression d'une cuve pouvant délivrer une pression de 7 bars. Cette pression, une fois libérée, propulse le projectile le long du tube zingué de longueur 3 m jusqu'à l'impact avec la barre entrante.

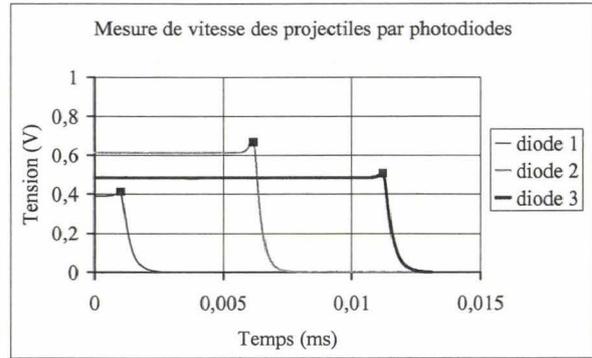
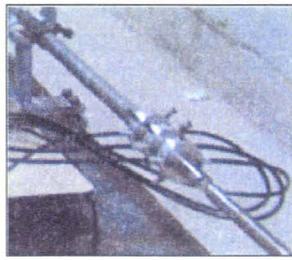


Figure 4-3 : Photodiodes de mesure de vitesse du projectile avant impact – Signaux électriques des photodiodes.

La réalisation d'essais à vitesse de déformation imposée et constante au sein de l'échantillon nécessite de connaître précisément la vitesse à laquelle l'impact se produit. Pour cela, des abaques de vitesses sont établis en fonction de la pression de la cuve (consigne) pour les différents projectiles disponibles (figures 4-4 et 4-5). Les deux mesures effectuées en fin de course du projectile sont moyennées et constituent la mesure de référence. Les vitesses mesurées doivent toutefois être vérifiées régulièrement vis-à-vis des abaques.

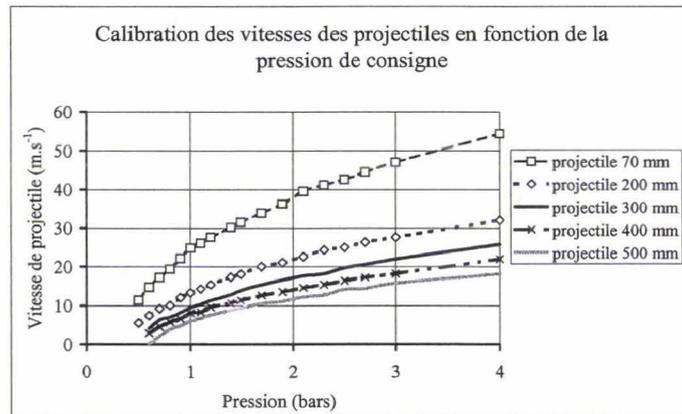


Figure 4-4 : Abaque de vitesses des projectiles 70, 200, 300, 400 et 500 mm – Acier XC 38.

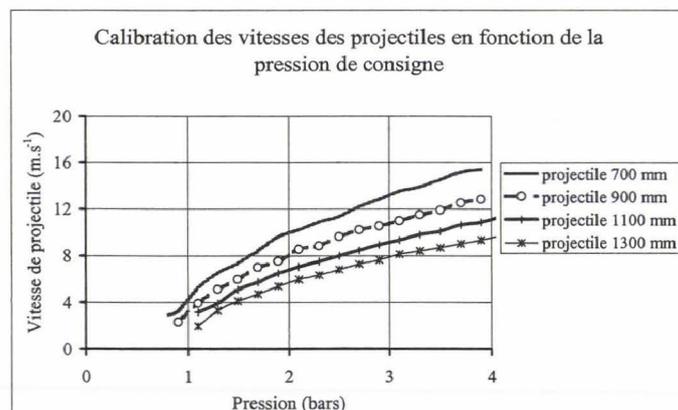


Figure 4-5 : Abaque de vitesses des projectiles 700, 900, 1100 et 1300 mm – Acier APX.

Les énergies apportées par le projectile à la barre entrante sont au maximum de 300 J (figures 4-6 et 4-7). La relation de Hugoniot (IV-22) permet d'estimer la vitesse limite au-delà de laquelle la barre entrante est susceptible de plastifier suite à l'impact du projectile [BOT69].

$$\sigma_0 = \rho \cdot C \cdot v \tag{IV-22}$$

Cette limite est comprise entre 25 et 30 m.s<sup>-1</sup> respectivement pour les projectiles XC 38 et acier APX. Toutefois, afin d'éviter un décollement prématuré des jauges lors de l'impact, une limite plus basse a été retenue, soit 15 m.s<sup>-1</sup>.

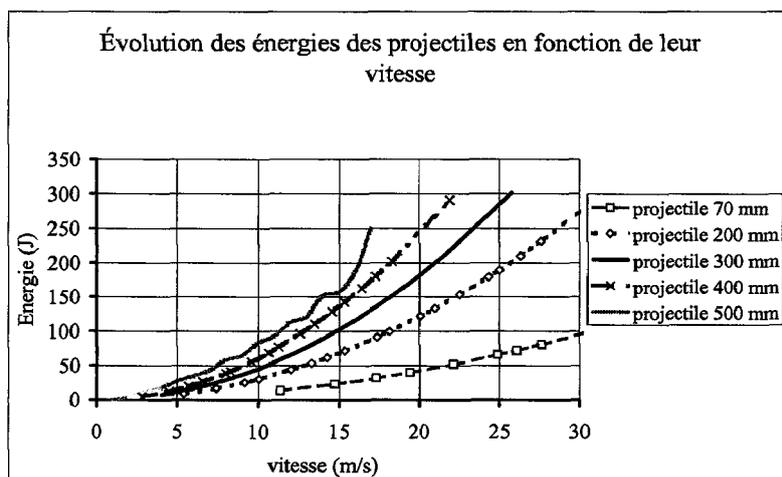


Figure 4-6 : Abaques des énergies des projectiles 70, 200, 300, 400 et 500 mm.

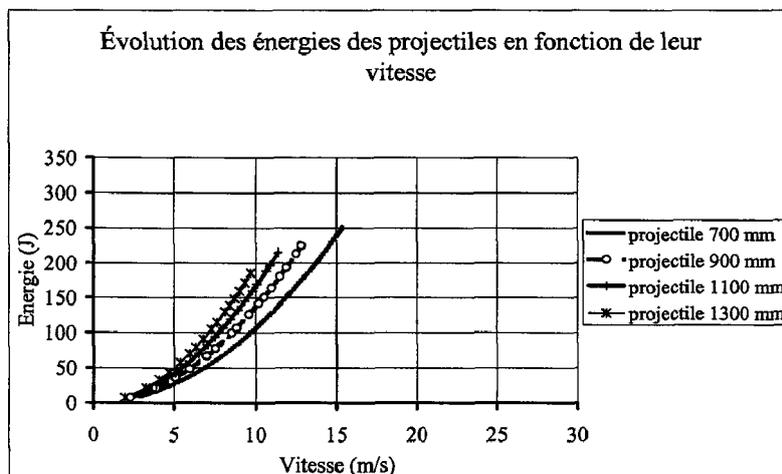


Figure 4-7 : Abaques des énergies des projectiles 700, 900, 1100 et 1300 mm.

#### 4.1.4.2. Approche analytique du calcul des vitesses de projectiles

Une approche analytique a été suivie de manière à systématiser au moyen d'abaques la pression de consigne à afficher pour l'obtention de la vitesse des projectiles. L'allure des mesures de vitesses correspond à une fonction mathématique de type logarithmique (IV-23).

$$v_{\text{PROJ}} = A \cdot \ln(P) + B \quad (\text{IV-23})$$

où, P représente la pression de consigne exprimée en bars. L'évolution des coefficients A et B suit alors un profil hyperbolique (figure 4-8).

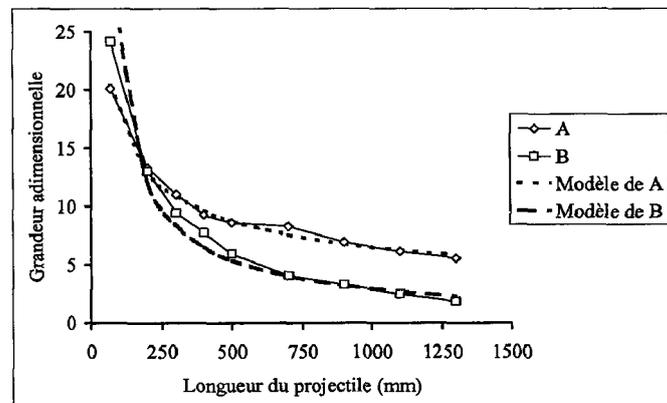


Figure 4-8 : Évolution des grandeurs A et B – Relations analytiques.

Les coefficients A et B sont calculés pour chaque longueur de projectile par une minimisation de la moyenne des écarts au carré des relations (IV-24) et (IV-25).

$$A = K_A \cdot L_{\text{PROJ}}^{\alpha_A} \quad (\text{IV-24})$$

$$B = K_B \cdot L_{\text{PROJ}}^{\alpha_B} \quad (\text{IV-25})$$

Finalement, la vitesse d'un projectile peut être estimée connaissant sa longueur L (mm) et la pression P nécessaire dans la cuve pour atteindre la vitesse de consigne (IV-26).

$$v_{\text{PROJ}} = 128 \cdot L_{\text{PROJ}}^{-0,4323} \cdot \ln(P) + 1278,4 \cdot L_{\text{PROJ}}^{-0,8821} \quad (\text{IV-26})$$

Une comparaison entre la courbe analytique et la courbe expérimentale de mesure de vitesse des projectiles est présentée pour deux longueurs de projectiles en APX (figure 4-9).

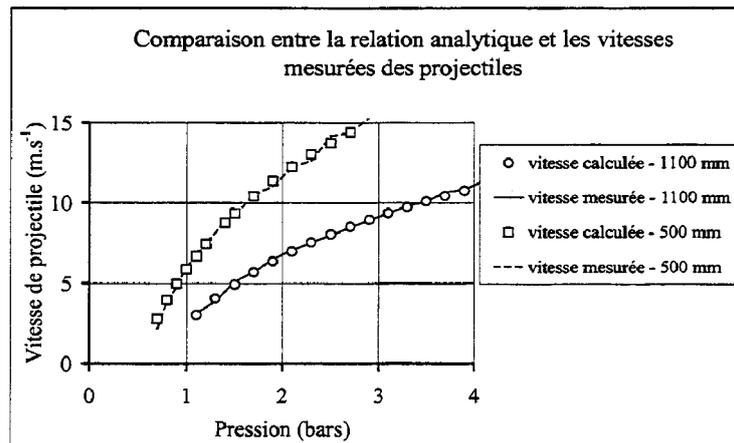


Figure 4-9 : Comparaison entre les relations analytiques et les mesures expérimentales de vitesse des projectiles de longueur 500 et 1100 mm.

La confrontation des données montre une bonne corrélation entre les vitesses mesurées au moyen des photodiodes et les vitesses calculées au moyen de la relation (IV-26).

#### 4.2. MISE EN PLACE DES BARRES DE HOPKINSON EN COMPRESSION

Dans le cadre de la détermination des courbes contrainte/déformation conventionnelles pour des éprouvettes de caractérisation utilisées sous sollicitation de traction et de compression, le logiciel de dépouillement automatique DAVID a été utilisé. Ce logiciel a été développé initialement par les Professeurs Gary et Klepaczko [GAR88]. Les résultats présentés sont obtenus après un traitement simplifié des données brutes (seules  $\epsilon_R$  et  $\epsilon_T$  sont exploitées). Pour ce faire, la connaissance précise des célérités des ondes élastiques et des masses volumiques pour l'échantillon et les barres, ainsi que les positions des jauges de déformation placées sur les barres de mesure, est nécessaire afin de déterminer la loi de comportement du matériau considéré [GAR01]. Dans un premier temps, l'utilisation des barres de Hopkinson en compression, implantées sur le site de l'Onera-Centre de Lille et dont est propriétaire l'Université de Valenciennes, a pour but de mener une campagne de caractérisation pour des échantillons "matériau" prélevés dans deux séries de rivets aéronautiques constitués des alliages d'aluminium 2017 A et 7050 connus pour être peu sensibles à la vitesse de déformation ([JOH83], [LAN98], [LAN99]). La gamme de vitesses de déformation plastique s'étend de 300 à 700 s<sup>-1</sup> ; pour cette campagne, un essai par vitesse est réalisé.

### 4.2.1. Présentation du dispositif aux barres de Hopkinson

Le dispositif de compression aux barres de Hopkinson a été dimensionné en recourant à un diagramme de type lagrangien [LIN64]. Ce type de représentation permet d'illustrer le trajet et la durée du palier élastique des trois ondes se déplaçant simultanément le long des barres entrante et sortante. Un paramétrage de la longueur des barres et du projectile est alors possible. La position des jauges sur chacune des barres peut alors être choisie de manière optimale. Ainsi, pour une longueur de projectile de 1.1 m, la durée  $\tau$  du palier élastique est estimée à 420  $\mu\text{s}$  (IV-14), et sa longueur  $\lambda$  se propageant à la célérité  $C$  est de 2.2 m (IV-27).

$$\lambda = 2 \cdot L_{\text{PROJ}} \quad (\text{IV-27})$$

Le dispositif expérimental est constitué de deux barres métalliques en Marval 18 ( $\text{Wt\% C}=0.01\text{--Si}=0.02\text{--Mn}=0.02\text{--Ni}=18.4\text{--Mo}=4.8\text{--Al}=0.1\text{--Co}=8.2\text{--Ti}=0.45\text{--Br}=0.028$ ) non traité. Les barres ont une longueur commune de 2.7 m et un diamètre de 25 mm, et dont les faces ont été dressées afin de permettre un chargement homogène de l'échantillon et un front de montée du palier suffisamment rapide. En tout premier lieu, les barres entrante et sortante sont pesées précisément afin de déterminer leurs masses volumiques respectives. La détermination de la célérité des ondes élastiques se propageant dans la barre lors d'un impact dynamique avec le projectile est réalisée par la mesure du temps mis par la première onde pour parcourir un aller-retour entre une face libre et la position de la jauge, dans une configuration d'essai où une seule barre reçoit l'énergie apportée par le projectile.

Chaque barre est équipée d'un montage de jauges en pont complet constitué de quatre jauges de déformation de type CEA-06-125-UN-350 (réf. Measurements group), performantes pour la mesure des petites déformations (inférieures à 0.0005). Deux jauges sont placées longitudinalement, deux autres sont placées selon la direction circonférencielle afin de compenser les déformations de flexion tout en tenant compte de l'effet de Poisson. L'instrumentation est préparée au moyen d'une colle époxy de type AE-10 (polymérisation à 25°C pendant 6 h). Les jauges (longueur de grille : 3.2 mm) sont disposées à une distance de 1.35 m des interfaces des deux barres afin d'éviter la superposition des ondes incidente et réfléchie. La grille de la jauge doit être suffisamment petite afin de mesurer le pic de déformation pour une fréquence donnée du phénomène [KAI98]. La dimension des jauges retenues permet de détecter une bande de fréquence allant jusqu'à 145 kHz, ce qui correspond à un temps de chargement impulsionnel de l'ordre de 27  $\mu\text{s}$  [PET97].

Le conditionnement des jauges de déformation est assuré au moyen d'un ampli-conditionneur Vishay-Micromesure 2310. Une baie d'acquisition de type Nicolet Multipro – constituée de deux cartes de quatre voies chacune de 1 Mech/s – permet l'acquisition des données brutes avec suffisamment de résolution, soit 1  $\mu$ s entre chaque point d'acquisition.

Le diagramme présenté à la figure 4-10 est tracé sur la base d'un module d'élasticité et d'une masse volumique correspondant à un acier courant.

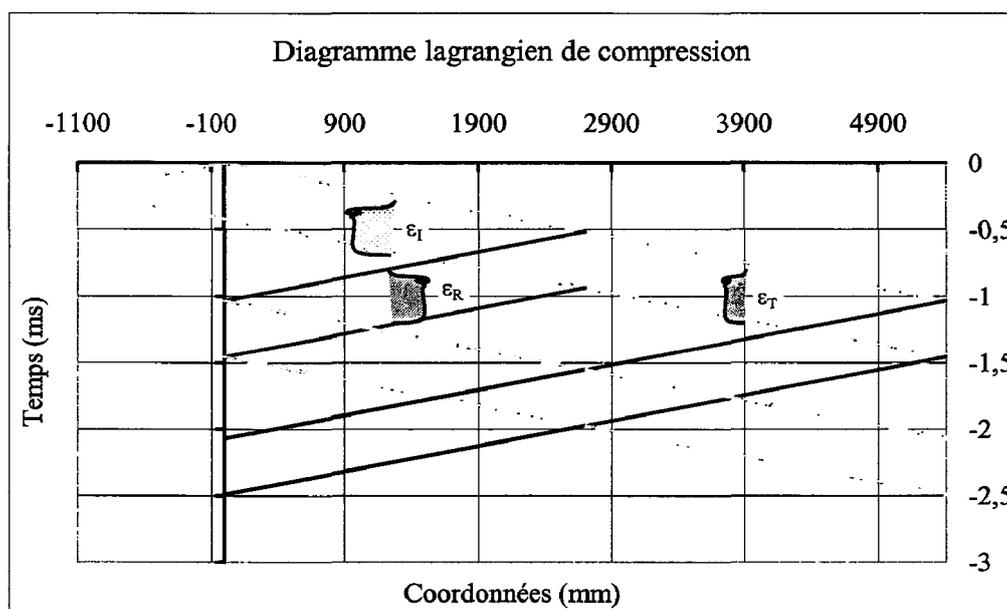


Figure 4-10 : Diagramme lagrangien des barres de Hopkinson en compression.

Le tableau 4-1 donne les propriétés physiques des barres de mesure déterminées sur la base d'essais d'impact sans échantillon.

	L (m)	Ø (mm)	Section (mm <sup>2</sup> )	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	Célérité (m.s <sup>-1</sup> )
<b>Barre entrante</b>	2.7	25	491	8265	4607
<b>Barre sortante</b>	2.7	25	491	8171	4599
<b>Projectile</b>	1.1	22.4	394	7702	5288

Tableau 4-1 : Dimensions et caractéristiques des barres de compression.

Le projectile utilisé pour les essais de compression a pour longueur 1.1 m et pour diamètre 22.4 mm. La masse volumique a été déterminée à 7702 kg.m<sup>-3</sup> par une mesure précise de la masse. La célérité des ondes dans le projectile est de 5288 m.s<sup>-1</sup> ; elle est mesurée expérimentalement comme étant le double rapport entre la longueur du projectile et l'intervalle de temps entre le front montant et le front descendant de l'onde incidente

(figure 4-10). Le module d'élasticité calculé pour le projectile est de 215000 MPa ; il vaut environ 175000 MPa pour les barres entrante et sortante (IV-4). Les grandeurs obtenues pour les barres confirment les données usuellement obtenues ([DYM], [KAM96], [MOU00]). Le dispositif d'essais de caractérisation des matériaux est présenté à la photo 4-1.



Photo 4-1 : Présentation du dispositif expérimental de caractérisation dynamique aux barres de Hopkinson.

#### 4.2.2. Calibrage à vide du dispositif de compression

Le calibrage des barres permet de considérer la perte d'énergie liée à la réflexion d'une partie de l'onde incidente lors de son passage dans la barre sortante pour une configuration d'impact de deux barres jointives (figure 4-11). Cette onde de réflexion est nommée par la suite R1. L'existence d'une onde de réflexion reste inhérente au passage de l'onde incidente à une interface. Un coefficient est alors déterminé sur la base d'un essai sans échantillon lors du traitement sous le logiciel de dépouillement automatique DAVID [GAR88]. Ce coefficient pondère l'amplitude de déformation de l'onde transmise ; il a pour valeur 0.9889.

Par ailleurs, l'amplitude du signal transmis à la barre sortante est proportionnelle au rapport des sections de l'échantillon et de la barre sortante, tenant compte de la contrainte d'écoulement plastique de l'échantillon (IV-12). Pour obtenir un signal transmis exploitable, il est donc parfois nécessaire d'amplifier la mesure obtenue sur la barre sortante (tant que le rapport signal/bruit demeure acceptable) [DYM]. Il convient alors d'avoir un rapport des sections qui permette de limiter l'amplification artificielle du signal transmis, et donc du bruit, pour obtenir une caractérisation dynamique représentative de l'échantillon "matériau".

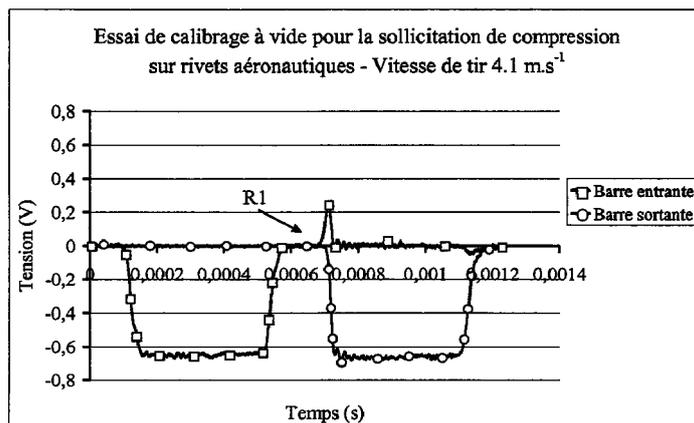


Figure 4-11 : Allure des ondes pour le calibrage à vide des essais de compression.

Des essais de caractérisation dynamique des séries d'aluminium 2017 A et 7050 constituant les rivets utilisés dans l'assemblage de structures aéronautiques sont envisagés sous sollicitation de compression aux barres de Hopkinson.

### 4.2.3. Caractérisation de l'alliage d'aluminium 7050

#### 4.2.3.1. Géométrie des échantillons de caractérisation

Les échantillons de l'aluminium 7050 ( $Wt\% \text{ Al}=94.2\text{--Mg}=0.4(0.8)\text{--Cr}=0.04\text{--Cu}=2(2.6)\text{--Mg}=1.9(2.6)\text{--Mn}=0.1\text{--Fe}=0.15\text{--Si}=0.12$ ) sont prélevés directement dans des corps de rivets aéronautiques dont la tête fraisée a été ôtée par tournage [LAN97]. La masse volumique de l'échantillon a été déterminée après pesée, soit  $2813 \text{ kg.m}^{-3}$ . Concernant les dimensions des échantillons, certains auteurs recommandent un rapport  $L_E/D$  inférieur à 2 [FOL85], voire dépendant des caractéristiques mécaniques du matériau considéré (relation (IV-28)) ([TEC96], [OOS00]) :

$$\frac{L_E}{D} = \frac{\pi}{8} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_0}} \tag{IV-28}$$

où,  $L_E$  représente la longueur de l'échantillon de compression et  $D$  son diamètre.  $E$  indique le module d'élasticité et  $\sigma_0$  la contrainte d'écoulement plastique.

D'autres auteurs préconisent un rapport inférieur à 1 – dépendant du coefficient de Poisson [DAV63] – peut être préconisé afin d'éviter tout risque de flambement dynamique et de limiter les forces de frottement, en partie responsable de l'effet "tonneau" ([BER75], [ROD95], [DEL97], [OST97]).

La longueur des échantillons a été fixée à 7.03 mm (diamètre de 3.96 mm, soit un rapport  $L_E/D$  égal à 1.78) pour accéder à la gamme de vitesses de déformation [300;700]  $s^{-1}$ . Les échantillons sont placés entre les deux barres de  $\varnothing 25$  mm. Un produit couplant (réf. Endevco) a été préalablement déposé sur chaque face de l'échantillon cylindrique afin de limiter les forces de frottement aux interfaces en contact ([OST97], [KAI98]). D'autres auteurs utilisent une graisse à base de Molybdène biSulfure ( $MoS_2$ ) pour ses propriétés hautement visqueuses ([LIN68], [ROD95], [OST97]).

La figure 4-12 illustre l'état de déformation d'un échantillon d'aluminium 7050 soumis en compression à une vitesse de déformation de 300  $s^{-1}$ .

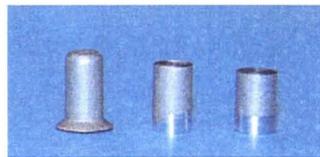


Figure 4-12 : Rivet aéronautique 7050 – Échantillons à l'état initial, préparé et déformé (300  $s^{-1}$ ).

#### 4.2.3.2. Gamme visée de vitesses de déformation et résultats

La figure 4-13 présente les signaux d'ondes élastiques obtenus pour l'essai de compression à 560  $s^{-1}$ . Le temps de montée de l'onde incidente est ici de l'ordre de 40  $\mu s$ .

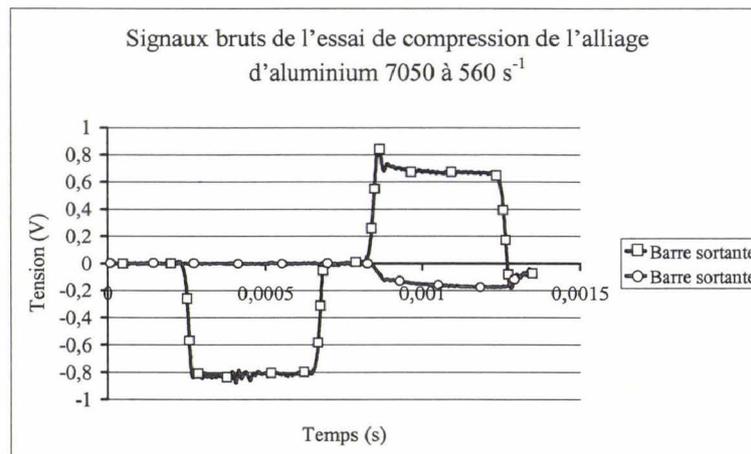


Figure 4-13 : Signaux des ondes incidente, transmise et réfléchi pour un essai de compression sur un échantillon de l'aluminium 7050 à 560  $s^{-1}$ .

Un pic est apparent sur l'onde réfléchi et correspond à un pic d'inertie amorti par l'échantillon dès que celui-ci plastifie. Tout défaut de planéité entre les faces du projectile et de la barre entrante nuit à l'accès au comportement élastique du matériau échantillon,

l'échantillon n'étant pas sollicité uniformément sur ses faces dans ce domaine. Or, un temps de montée du front élastique inférieur au temps de déformation élastique de l'échantillon conduit à des grandeurs de l'ordre de 3 à 6  $\mu\text{s}$  pour des essais de compression réalisés respectivement à des vitesses de déformation de 560 et 300  $\text{s}^{-1}$ , ce qui est impossible à obtenir.

Deux essais dynamiques de compression sont illustrés sur la figure 4-14. Des essais quasi-statiques antérieurs ont permis de déterminer une valeur moyenne du module d'élasticité égale à 69000 MPa, sans révéler de sensibilité à la vitesse de déformation [LAN98]. Pour achever l'interprétation des signaux d'ondes élastiques, un outil de simulation est utilisé sous DAVID afin de recalibrer le comportement élastique de l'échantillon sur ses valeurs nominales ([GAR91], [ZHA95]).

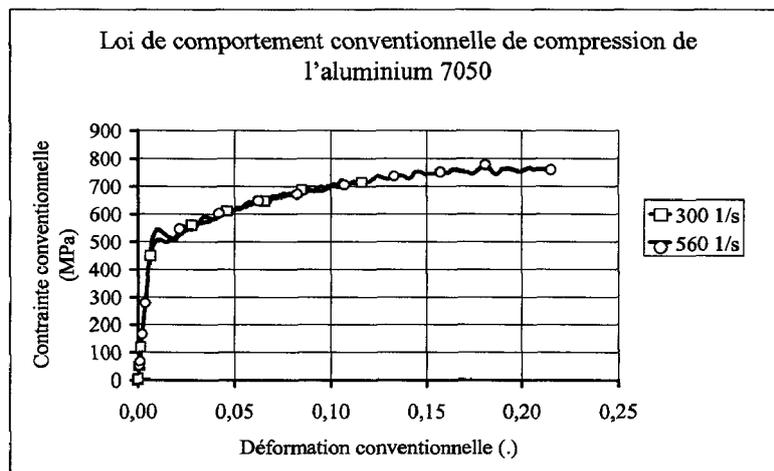


Figure 4-14 : Courbes conventionnelles du comportement en compression de l'alliage d'aluminium 7050.

La validité de la loi de comportement est confirmée par la vérification de l'équilibre des efforts calculés aux interfaces des barres de mesure. Ces efforts aux interfaces ont été préalablement comparés avec une mesure faite au moyen d'une cellule d'effort piézoélectrique mono-axiale Kistler 9031A placée entre les deux barres de mesures (Cf. Annexe 6, pA-22), montrant la bonne interprétation des signaux de jauges pour une mesure de l'effort. Cette comparaison a permis de vérifier l'exactitude des efforts calculés aux interfaces des barres selon les relations (IV-7) et (IV-8). Pour les essais dynamiques, l'équilibre des efforts aux interfaces est vérifié jusque 0.08 de déformation plastique pour les essais réalisés à 300 et 560  $\text{s}^{-1}$ . Au-delà, un déséquilibre apparaît, ne permettant plus de considérer la loi de comportement obtenue comme exactement représentative de la sollicitation subie par l'échantillon (figures 4-15 et 4-16).

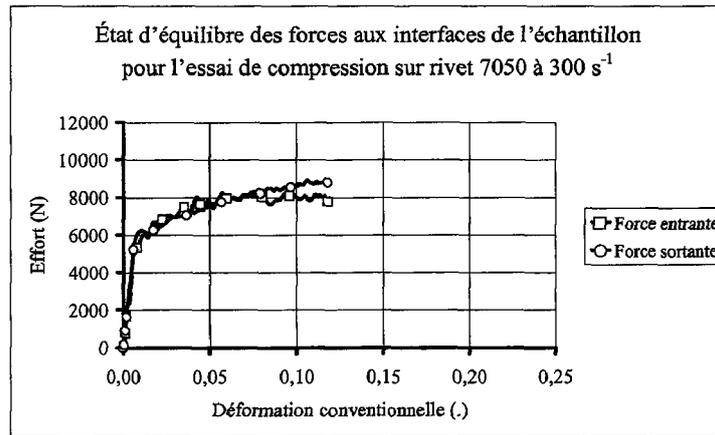


Figure 4-15 : État d'équilibre des forces aux interfaces – Essai de compression de l'aluminium 7050 à 300 s<sup>-1</sup>.

La force mesurée sur la face de la barre entrante présente des oscillations pour l'essai de compression à 560 s<sup>-1</sup>. Ce comportement est lié à la présence d'oscillations sur l'onde incidente, au-delà desquelles une rupture de l'équilibre des efforts aux interfaces apparaît (figure 4-13). Pour les réduire, il est possible d'utiliser un matériau amortissant, tel un film de papier placé entre sur la face libre de la barre entrante et le projectile, qui permettra de filtrer naturellement le signal incident (Cf. Annexe 6, pA-22).

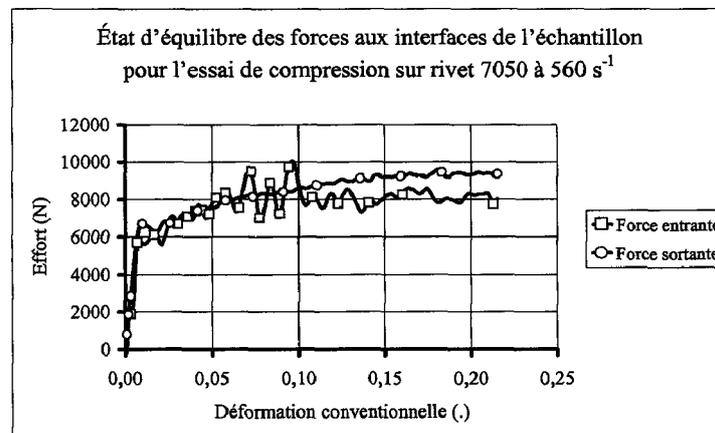


Figure 4-16 : État d'équilibre des forces aux interfaces – Essai de compression de l'aluminium 7050 à 560 s<sup>-1</sup>.

#### 4.2.4. Caractérisation de l'alliage d'aluminium 2017 A

##### 4.2.4.1. Géométrie des échantillons de caractérisation

Ce second alliage d'aluminium, connu sous le nom de duralumin, a été caractérisé pour la même gamme de vitesses de déformation que précédemment. Les échantillons de cette série ont pour longueur 7.94 mm et pour diamètre 3.98 mm. La masse volumique de la

série 2017 A ( $Wt\%$  Al=89–Mg=0.4(1)–Cu=3.5(4.5)–Mn=0.4(1)–Fe=0.7–Si=0.2(0.8)) est proche de  $2784 \text{ kg.m}^{-3}$ . Le module d'élasticité moyen de ce matériau est égal à  $73000 \text{ MPa}$  [TEC95]. La figure 18 présente l'état de déformation d'un rivet en aluminium 2017 A soumis à une vitesse de déformation de  $300 \text{ s}^{-1}$ . Lors des essais dynamiques aucun flambement n'est apparu au cours du premier état de chargement de l'échantillon cylindrique.

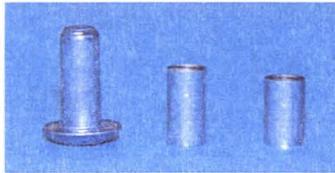


Figure 4-17 : Rivet aéronautique 2017 A – Échantillons à l'état initial, préparé et déformé ( $300 \text{ s}^{-1}$ ).

#### 4.2.4.2. Gamme visée de vitesses de déformation et résultats

La figure 4-18 présente les ondes incidente, transmise et réfléchie représentatives du premier chargement en compression de l'aluminium 2017 A et une vitesse de déformation plastique proche de  $520 \text{ s}^{-1}$ .

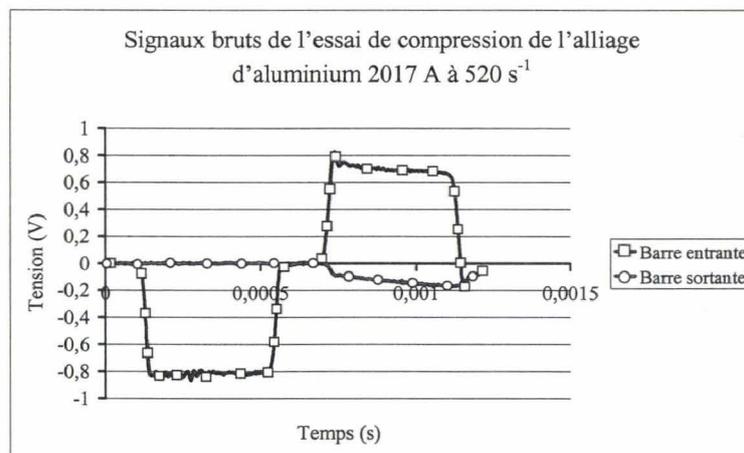


Figure 4-18 : Signaux des ondes incidente, transmise et réfléchie pour un essai de compression sur un échantillon de l'alliage d'aluminium 2017 A à  $520 \text{ s}^{-1}$ .

La figure 4-19 fait la synthèse des lois de comportement en compression de l'aluminium 2017 A identifiées aux vitesses de déformation de  $300$  et  $520 \text{ s}^{-1}$ . Les grandeurs caractéristiques du domaine élastique sont principalement déterminées au moyen de l'instrumentation par jauges de déformation extensométriques sous conditions de chargement (notamment de planéité) maîtrisées. Une correction des déformations dans ce domaine est entreprise sous DAVID sur la base d'un module connu et préalablement identifié.

Pour les essais quasi-statiques, la planéité et le parallélisme doivent être pris en compte par des montages spécifiques ([DEL97], [LAN98]). Sous sollicitations dynamiques, des géométries spécifiques ont été mises en œuvre, telles les éprouvettes axisymétriques de type "diabolo" qui présentent l'intérêt de limiter l'influence des frottements dans la zone de caractérisation ([OST97], [NEM00]). Toutefois, pour les matériaux métalliques, leur élaboration peut entraîner des contraintes résiduelles supplémentaires qui doivent être quantifiées au préalable.

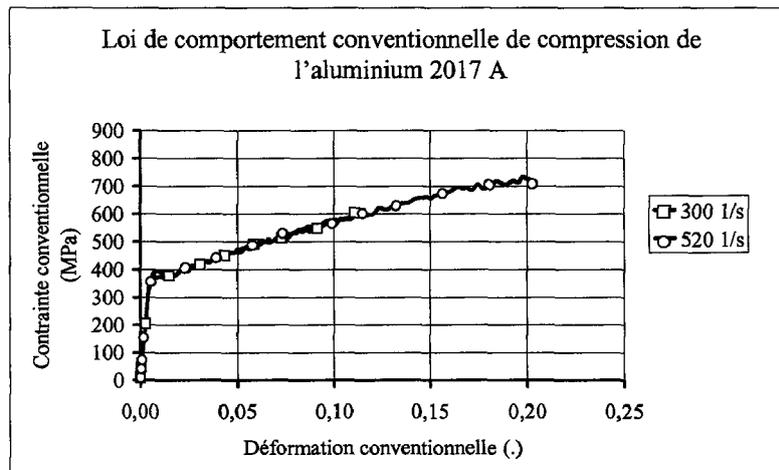


Figure 4-19 : Courbes conventionnelles du comportement en compression de l'alliage d'aluminium 2017 A.

La vérification des états d'équilibre des forces aux interfaces des barres entrante et sortante au cours du chargement de l'échantillon permet de justifier de la qualité du chargement et de la validité de la loi de comportement obtenue (figures 4-20 et 4-21).

Des oscillations dans la barre entrante se manifestent au cours du chargement à la vitesse de déformation de  $520 \text{ s}^{-1}$  (figure 4-21). Ces oscillations peuvent être responsables du déséquilibre des efforts aux interfaces apparaissant à la suite. Comme proposé précédemment, ces oscillations peuvent être "effacées" du signal en intercalant un film de papier ayant pour rôle de limiter la bande de fréquence à la seule signature spectrale de l'essai. De part ses propriétés mécaniques plastiques et une raideur faible au regard de celle des barres de mesure, l'échantillon "matériau" contribue à atténuer – au cours de la plasticité – l'amplitude des perturbations. En effet, le phénomène oscillatoire disparaît lors du transfert à la barre sortante d'une partie de l'onde incidente à travers l'échantillon (figure 4-21).

Dans le cadre de ces essais de compression, la loi de comportement "matériau" est représentative du comportement de l'échantillon jusque 0.08 de déformation plastique.

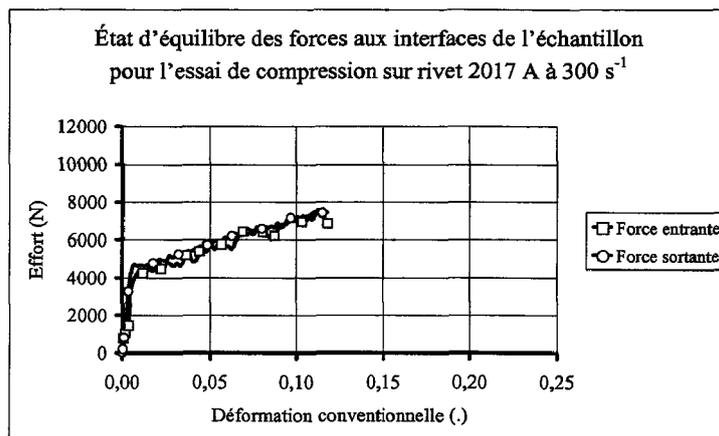


Figure 4-20 : État d'équilibre des forces aux interfaces – Essai de compression de l'aluminium 2017 A à 300 s<sup>-1</sup>.

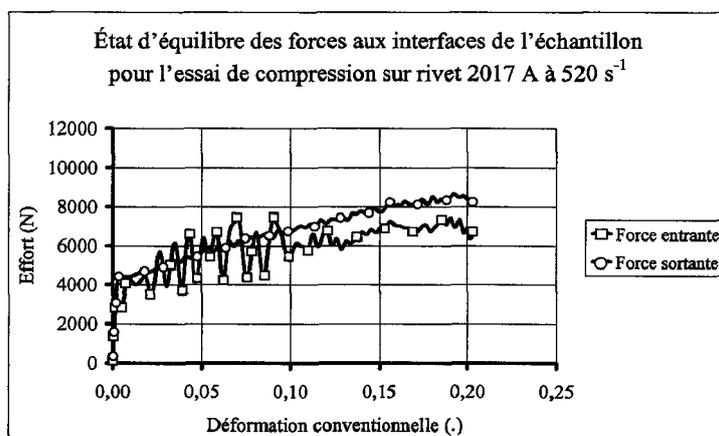


Figure 4-21 : État d'équilibre des forces aux interfaces – Essai de compression de l'aluminium 2017 A à 520 s<sup>-1</sup>.

#### 4.2.5. Comparaison de deux dispositifs aux barres de Hopkinson

Dans le cadre de la validation de notre dispositif d'essais de compression aux barres de Hopkinson, une campagne d'essais a été menée sur un dispositif d'essais similaire ; en l'occurrence celui du Laboratoire de Mécanique des Solides de l'École Polytechnique de Palaiseau. Des essais comparatifs ont été menés sur des échantillons provenant des lots testés initialement sur notre propre dispositif (même géométrie et même matériau). Les vitesses de déformation plastique convoitées sont proches de celles obtenues initialement.

Ce laboratoire dispose d'un jeu de barres issues d'une même coulée en Marval dédié à la caractérisation dynamique de compression des matériaux métalliques. Chaque barre de mesure a pour diamètre 20 mm et longueur 2 m ; ce qui permet de transporter (sans superposition) les ondes élastiques issues de l'impact d'un projectile de diamètre identique et de longueur 1.2 m. Les barres de mesure sont guidées au moyen de paliers glissants distants de 500 mm.

La figure 4-22 présente les états de déformation finaux des échantillons en alliages d'aluminium 7050 et 2017 A testés au LMS pour des vitesses de déformation de 300 et 600 s<sup>-1</sup> environ. Les efforts aux interfaces sont présentés en annexe (Cf. Annexe 7 pA-23).

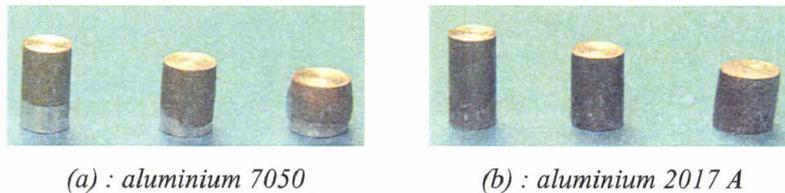


Figure 4-22 : Échantillons à l'état initial et déformé à environ 300 et 600 s<sup>-1</sup> – Essais LMS Polytechnique.

Les figures 4-23 et 4-24 montrent la confrontation des lois de comportement obtenues respectivement pour les aluminiums 7050 et 2017 A.

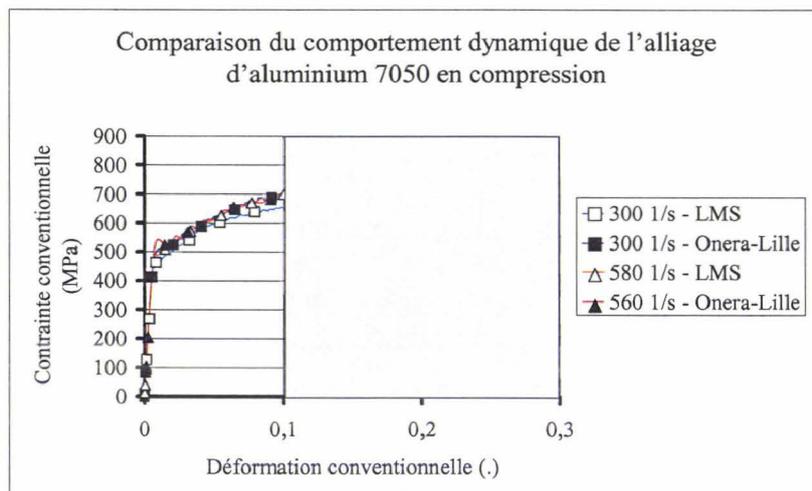


Figure 4-23 : Comparaison des lois de comportement en compression de l'aluminium 7050.

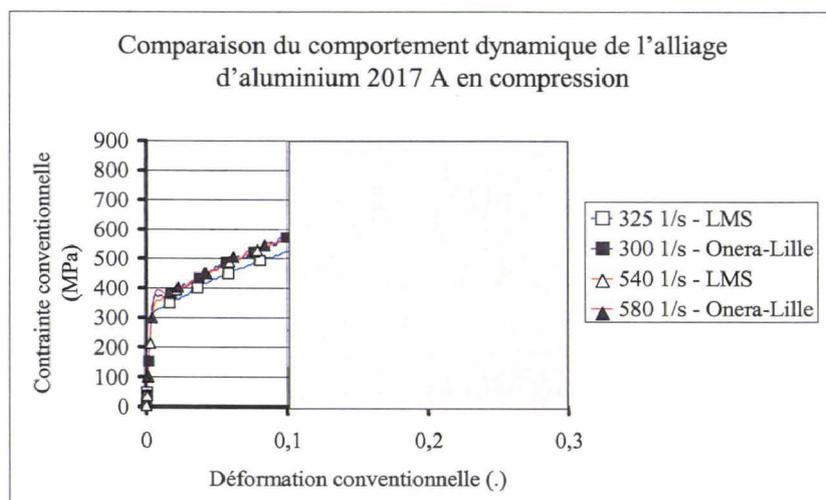


Figure 4-24 : Comparaison des lois de comportement en compression de l'aluminium 2017 A.

On remarque, pour les deux dispositifs, des différences dans les comportements en compression des séries de rivets. Ces différences s'expliquent pour plusieurs raisons :

- l'équilibre des efforts n'est plus assuré au-delà de 0.08 de déformation plastique pour cette géométrie d'éprouvette cylindrique,
- l'échantillon subit aux vitesses de déformation les plus élevées, un léger flambement ou une dilatation issue des effets d'inertie et des forces de frottement (effet "tonneau"). Ces deux manifestations contribuent à détourner la loi de comportement de son chemin "idéal",
- enfin, jusque 0.1 de déformation plastique, seule la dispersion naturelle des essais est responsable des écarts rencontrés (un essai par vitesse a été effectué).

Deux difficultés techniques se posent par ailleurs : la première concerne la maîtrise de la vitesse du projectile, notamment pour les faibles vitesses de tir. La seconde concerne le chargement des échantillons de petites dimensions, qui requiert de la part des barres de mesure et du projectile de parfaites conditions de co-axialité et de planéité.

#### 4.3. MISE EN ŒUVRE D'UNE CONFIGURATION DE TRACTION AUX BARRES DE HOPKINSON

La motivation à réaliser des essais de traction dynamique sur éprouvettes plates se justifie par le fait que cette sollicitation permettra de vérifier les capacités de recouvrement avec un moyen d'essais complémentaire aux vitesses de déformation moyennes : le vérin hydraulique rapide. Par ailleurs, la sollicitation de traction – rencontrée dans les mécanismes de déformation lors de collisions de structures – admet des taux de déformation plastique moins importants que la sollicitation de compression [JUA98] en raison de l'effet de striction qui conduit à une localisation des contraintes, et rompt le caractère homogène de l'état des contraintes dans l'échantillon [RUS99]. De plus, l'identification de jeux de paramètres des critères d'endommagement requiert la sollicitation de traction.

Enfin, les éprouvettes plates présente l'avantage de pouvoir être directement prélevées dans les matériaux métalliques industriels produits principalement sous forme de tôles laminées, et ne nécessitent pas une élaboration pouvant nuire au seul comportement "matériau" (*i.e.* éprouvettes axisymétriques).

### 4.3.1. Présentation du principe

Le principe repose sur la nécessité de limiter les ruptures d'impédance découlant de changements de section le long des barres entrante et sortante, pénalisantes dans les configurations de traction par chargement indirect. Ces modifications sont liées à la présence de logements et de pièces autorisant la fixation des éprouvettes pour la sollicitation de traction. Or, en compression, la seule rupture d'impédance provient de la présence d'un échantillon. Il est cependant possible de conserver la configuration de compression, mais de l'adapter à la traction en n'admettant que la présence des éprouvettes. Dans la solution envisagée, les barres de mesure sont disposées de manière jointive, et aucun montage spécifique au maintien des éprouvettes ne doit être utilisé. Dans un premier temps, les dimensions des barres de mesure sont fixées en fonction de la longueur du projectile au moyen d'un schéma lagrangien (figure 4-25).

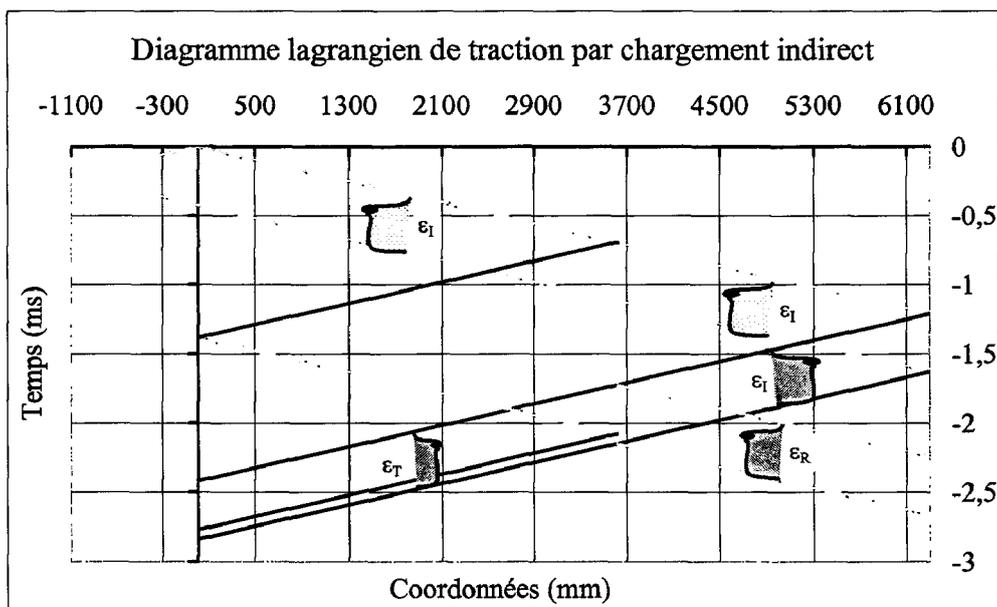


Figure 4-25 : Schéma lagrangien de la configuration de traction par chargement indirect.

Pour l'obtention d'un palier élastique de durée maximale, un projectile de longueur 1.1 m est retenu. Afin d'éviter toute superposition du système d'ondes réfléchies, la longueur de la barre sortante doit être au moins égale au double de celle du projectile (IV-25) permettant d'éviter une éventuelle superposition des ondes incidente et réfléchie.

Dans cette configuration, une réflexion de l'onde incidente est inéluctable ; un léger défaut de planéité des interfaces des barres en contact contribue à ce phénomène. La réflexion, nommée R1, se propage à rebours dans la barre entrante. Afin de limiter son action,

la longueur de la barre entrante a été choisie de manière à ce que l'onde élastique perturbatrice parvienne à la fin du passage de l'onde transmise dans la même barre. La figure 4-26 illustre une acquisition des voies de mesures des deux ponts de jauges, et relate l'histoire des ondes élastiques dans les deux barres de mesure sur une durée de 4 ms.

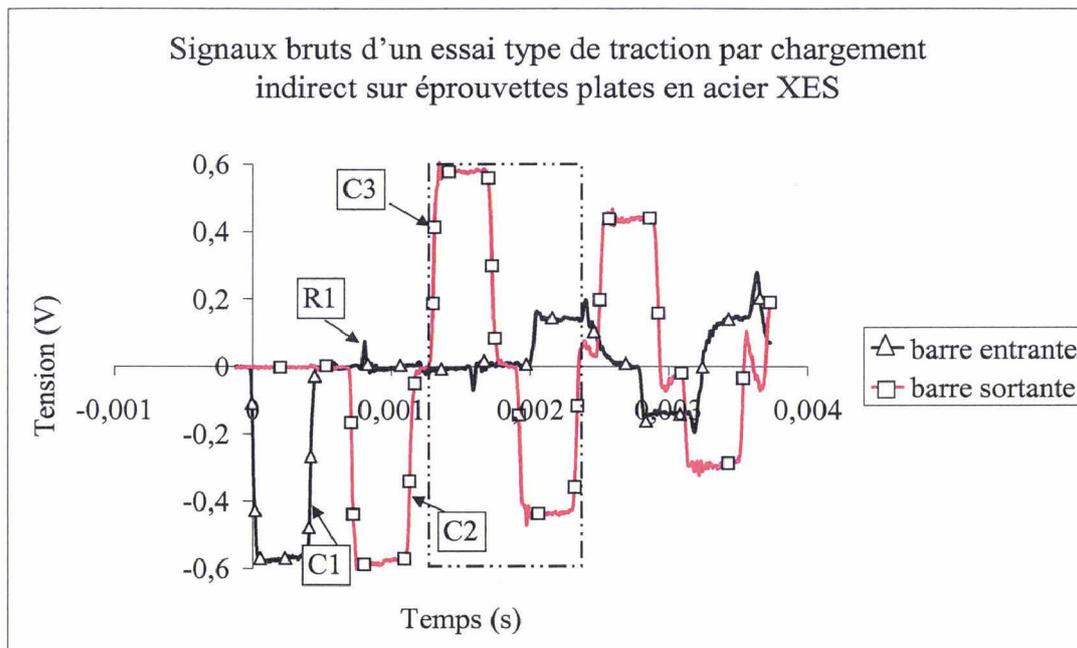


Figure 4-26 : Acquisition des signaux bruts pour la traction par chargement indirect sur éprouvettes plates XES.

Dans ce scénario, l'onde incidente C1 naît du contact dynamique du projectile avec la barre entrante. Cette onde se déplace le long de la barre entrante puis dans la seconde barre, les deux barres étant jointives. Elle y dépose alors toute son énergie – sauf une quantité représentée par l'onde R1 – et prend pour dénomination C2. Lorsque l'onde de compression C2 atteint la face libre de la barre sortante, elle se reflète et parcourt à rebours le même trajet le long de la barre sortante. A l'interface d'une face libre, l'onde inverse son état de contrainte [KOL63] ; C2 devient alors une onde de traction C3. Cette dernière se scinde enfin en deux systèmes d'ondes complémentaires lorsqu'elle atteint l'interface des deux barres portant le montage d'éprouvettes. Une partie de l'onde C3 est transportée dans la barre entrante et demeure d'amplitude positive alors que l'autre partie de l'onde se réfléchit par la présence de l'interface libre et réalise un nouveau trajet dans la barre sortante. Entre les barres de mesure, un gradient de déplacement a été réalisé par la barre sortante contenant la quasi-totalité de l'énergie apportée initialement par C1. Cet ensemble de trois systèmes d'ondes est alors directement exploitable pour identifier la loi de comportement "matériau" du jeu d'éprouvettes.

En connaissance de cause, le chargement des éprouvettes ne peut être exploité que pour un unique passage de l'onde incidente C1. La configuration conduit, en présence de deux faces libres, à un flambement des éprouvettes au prochain aller-retour des systèmes d'ondes dans les barres de mesure (figure 4-26).

La barre sortante a une longueur de 2.7 m permettant de limiter toute superposition des systèmes d'ondes lors de leurs passages aux interfaces de la barre sortante (figure 4-25). Les barres, de diamètre brut, ont été usinées à partir d'une coulée de Marval 18 ( $Wt\% C=0.01-Si=0.02-Mn=0.02-Ni=18.4-Mo=4.8-Al=0.1-Co=8.2-Ti=0.45-Br=0.028$ ). Leurs faces ont été dressées et filetées pour recevoir le dispositif de traction démontable.

Les caractéristiques physiques des barres de mesure ont été déterminées (§4-2-1) et sont rappelées dans le tableau 4-2.

	L (m)	Ø (mm)	Section (mm <sup>2</sup> )	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	Célérité (m.s <sup>-1</sup> )
<b>Barre entrante</b>	3.6	25	491	8198	4627
<b>Barre sortante</b>	2.7	25	491	8171	4599
<b>Projectile</b>	1.1	22.4	394	7702	5288

Tableau 4-2 : Dimensions et caractéristiques des barres de traction par chargement indirect.

### 4.3.2. Principe de traction par collage

Le principe de traction par chargement indirect a été ici développé sur la base de l'utilisation de montages par collage d'éprouvettes plates. Quatre éprouvettes sont disposées régulièrement à la périphérie de manchons filetés, et sont maintenues au moyen d'une colle époxy bi-composants 2014 (Cf. Annexe 8 pA-24). La polymérisation de la colle est envisagée pour un ensemble de manchons légèrement pré-contraint, ce qui assure un jeu résiduel nul. La prise de la colle intervient après quelques heures à température ambiante. L'ensemble peut alors être inséré à l'interface des barres de mesure au moyen de bagues filetées. Le jeu d'éprouvettes collées n'est soumis à aucun chargement parasite lorsque la barre entrante dépose son énergie dans la barre sortante sous la forme d'une onde de compression. Dans le montage proposé, la barre entrante est directement mise au contact de la barre sortante, et les seules ruptures d'impédance proviennent de l'interface entre les deux barres et les quatre usinages réalisés pour recevoir les éprouvettes plates (figure 4-27). La perte de section est estimée à 2 % par rapport à la section initiale des barres de mesure.

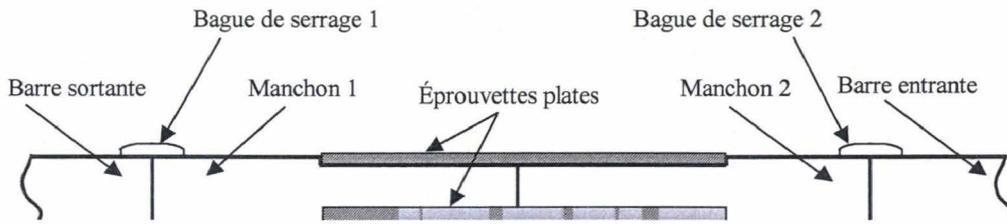


Figure 4-27 : Schéma du dispositif de traction d'éprouvette plates par chargement indirect.

Un serrage conséquent est indispensable pour palier tout risque de relâchement des pièces au cours du chargement (figure 4-28). Au terme de l'essai, les manchons peuvent être démontés pour être placés dans un bain de solvant (Corclène) pendant douze heures.

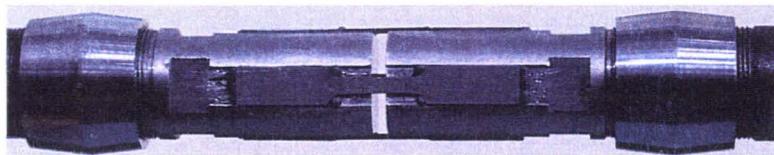


Figure 4-28 : Montage d'éprouvettes collées monté sur les barres de Hopkinson.

Des éprouvettes de longueur utile comprise entre 6.8 et 25 mm et tolérancées en largeur pour assurer leur positionnement peuvent être disposées dans les logements (figure 4-29). Des vitesses de déformation plastique théoriques comprises entre 120 et 1400 s<sup>-1</sup> peuvent alors être envisagées pour des déformations respectives de 0.05 et 0.6.

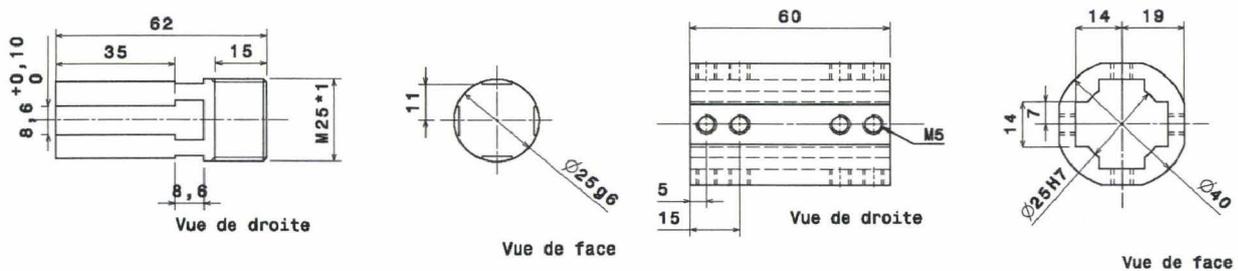


Figure 4-29 : Jeu de manchons pour collage d'éprouvettes plates.

Le principe du montage des éprouvettes dans les manchons cylindriques se décline selon les figures 4-30 et 4-31.



Figure 4-30 : Mise en place des éprouvettes dans le premier manchon.

Les éprouvettes placées à l'interface des deux pièces du montage sont maintenues par une pièce de centrage afin d'assurer leur positionnement (figure 4-31). L'ensemble est ensuite légèrement pré-contraint en compression (le temps du collage) afin d'annuler les jeux éventuels entre les deux manchons.



Figure 4-31 : Mise en place du second manchon pour centrage avant le collage.

Cette configuration de chargement indirect pour la sollicitation de traction aux barres de Hopkinson offre plusieurs avantages :

- les sections des barres de mesure sont initialement importantes afin d'envisager, à terme, l'étude dynamique des assemblages élémentaires (rivetés/soudés) qui font actuellement l'objet de recherches,
- l'accès aux éprouvettes permet de procéder à leur instrumentation avec ou sans contact par des techniques d'extensométrie optique ou plus traditionnellement par jauges extensométriques,
- la loi de comportement extraite est issue de la sollicitation de plusieurs éprouvettes, et contient donc la dispersion naturelle du matériau considéré,
- la rupture d'impédance liée aux modifications de section demeure minimale,
- la sollicitation de compression reste possible par simple démontage du dispositif.

#### 4.3.3. Calibrage à vide du dispositif de traction par chargement indirect

Le calibrage permet de quantifier pour chaque configuration d'essais la perte d'énergie lors du transport de l'onde incidente dans la barre sortante. Ce calibrage permet ainsi de quantifier l'influence de la mise en œuvre du/des montage(s) d'éprouvettes sur la qualité du système d'ondes. A travers le logiciel de dépouillement automatique DAVID [GAR88], un coefficient de calibration par vitesse doit être déterminé dans le premier système d'ondes élastiques ; il correspond à la correction en amplitude qui doit être apportée sur l'onde transmise dans la barre sortante. Le coefficient déterminé a pour valeur 1.0289 à partir d'un

impact à  $5.16 \text{ m.s}^{-1}$ , et une configuration de deux barres mises bout à bout. Il vaut 1.0112 en cas de présence des manchons. Comparativement aux montages présentés dans la littérature, l'incidence de la géométrie des montages proposés demeure infime (figure 4-32). L'onde réfléchie R1, liée à une mauvaise planéité des interfaces en contact, se propage seule dans la barre entrante. Par ailleurs, les sections de projectile et de barre entrante étant différentes, un coefficient correcteur doit être apporté pour corriger l'amplitude du signal de l'onde incidente afin de compenser le manque d'énergie apportée à la barre entrante ; ce coefficient vaut 0.9898 (IV-19).

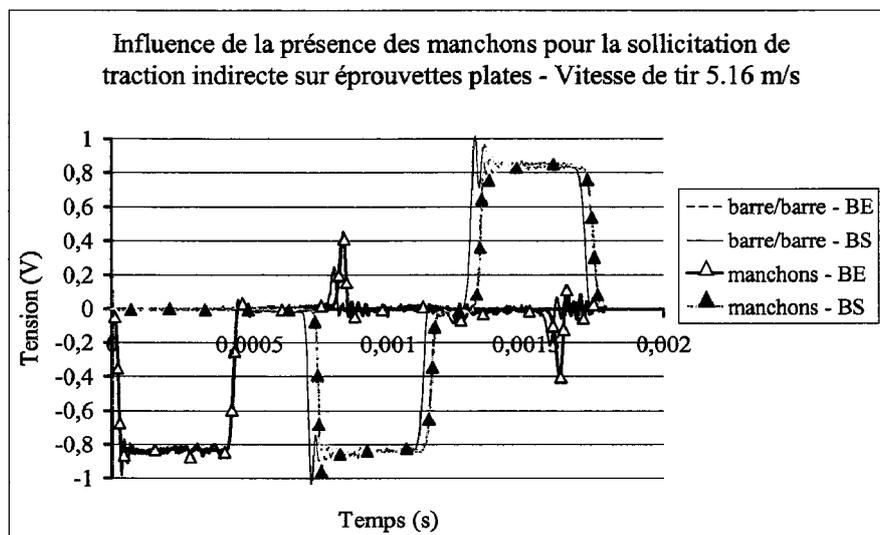


Figure 4-32 : Influence des manchons sur le transport de l'onde incidente.

Aucune perturbation n'altère l'onde incidente lorsque celle-ci parcourt le montage d'éprouvettes plates. Seule l'onde réfléchie R1 dans la barre entrante est d'amplitude légèrement plus élevée. Cette réflexion semble être amplifiée en présence des nouvelles interfaces créées par les manchons. Le décalage temporel est simplement lié à la différence de longueur de l'installation avec et sans manchons, soit 124 mm à une célérité de  $4627 \text{ m.s}^{-1}$  ; ce qui correspond au décalage observé. Le temps de chargement obtenu reste de l'ordre de  $40 \mu\text{s}$ .

#### 4.3.4. Caractérisation dynamique de l'acier XES et de l'aluminium 2024 T3

Une caractérisation dynamique est envisagée pour deux matériaux métalliques, dont les courbes – exprimées en contrainte/déformation – ont été déterminées au chapitre précédent à l'aide du nouveau montage sur vérin hydraulique rapide, pour des vitesses de déformation plastique similaires, et la géométrie d'éprouvette de "type II".

#### 4.3.4.1. Dimensionnement des éprouvettes plates

Afin de déterminer les sections utiles d'éprouvettes (IV-9) permettant de transmettre une onde d'amplitude suffisante, mais également les longueurs utiles pour atteindre la gamme de vitesses de déformation visée initialement, une routine de calculs simplifiés a été développée. Elle permet de simuler l'amplitude des trois ondes élastiques à une vitesse de déformation donnée en fonction des caractéristiques des barres d'une part, et des dimensions  $L_1$  et  $S_1$  des éprouvettes, d'autre part (figure 4-33).

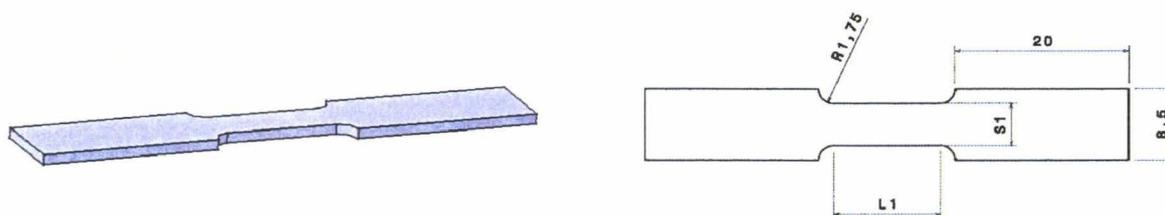
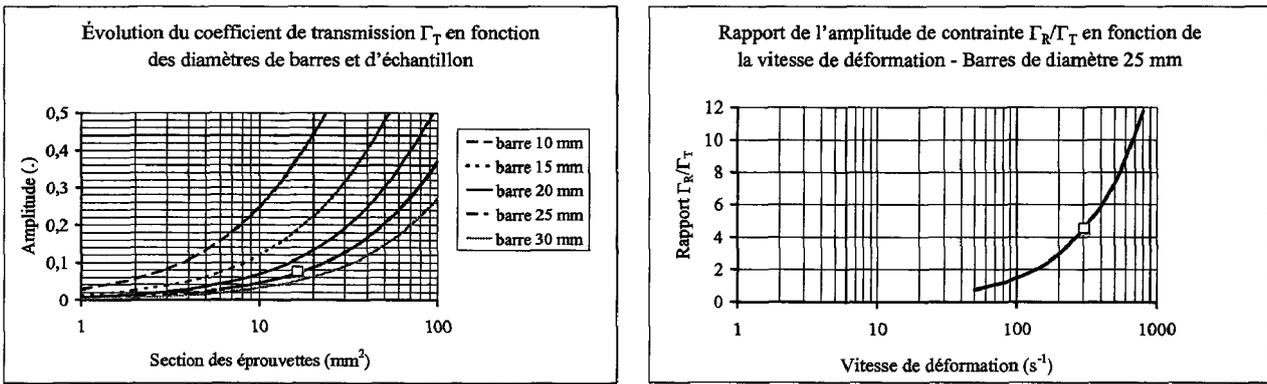


Figure 4-33 : Éprouvettes plates de traction ("type II") – Dimensions exprimées en mm.

La tenue de la colle au cisaillement étant de 23 MPa après polymérisation, une section minimale de collage d'environ  $120 \text{ mm}^2$  par éprouvette est retenue. Une surface de collage de  $20 \times 8.6 \text{ mm}^2$  est donc prévue pour assurer une bonne tenue de la colle dans les logements d'éprouvettes. Les éprouvettes ont été découpées au moyen d'une machine à électroérosion par fil.

Les éprouvettes en acier XES sont prélevées dans le sens du laminage de tôles d'acier d'épaisseur égale à 1.17 mm. Les éprouvettes en alliage d'aluminium 2024 T3 sont prélevées dans le sens transversal d'une tôle d'épaisseur 1 mm. Les géométries d'éprouvettes sont identiques à celles utilisées pour les essais sur vérin hydraulique rapide ("type II").

La section utile optimale de l'échantillon doit être déterminée par le biais des coefficients de transmission et de réflexion représentatifs de l'amplitude des ondes ([ZHA92], [KAI98], [GAR01]). L'évolution de l'amplitude de l'onde transmise est présentée sur la figure 4-34-a en fonction du diamètre des barres. Toutefois, le coefficient de réflexion augmente progressivement avec la vitesse de déformation et peut conduire à une modification de la section des éprouvettes pour les vitesses de sollicitation les plus élevées (figure 4-34-b).



(a) : évolution du coefficient  $\Gamma_T$  en fonction des sections d'éprouvettes (b) : évolution du rapport  $\Gamma_R/\Gamma_T$  en fonction de la vitesse de déformation

Figure 4-34 : Estimation des sections utiles d'éprouvettes en fonction de la vitesse de déformation.

La section utile totale des éprouvettes vaut 16.32 mm<sup>2</sup> pour les éprouvettes en alliage d'aluminium 2024 T3 et 18.56 mm<sup>2</sup> pour les éprouvettes en acier XES. Une vérification des amplitudes de contrainte  $\Gamma_T$  et  $\Gamma_R$  des ondes transmises et réfléchies est entreprise au travers des relations (IV-29) et (IV-30) formulées par Zhao [ZHA92] :

$$\Gamma_R = - \frac{(S_{BE} \rho_{BE} C_{BE}) - (S_E \rho_E C_E)}{(S_{BE} \rho_{BE} C_{BE}) + (S_E \rho_E C_E)} \tag{IV-29}$$

$$\Gamma_T = 1 + \Gamma_R \tag{IV-30}$$

Dans ces relations,  $S_{BE}$ ,  $\rho_{BE}$  et  $C_{BE}$  représentent respectivement la section, la masse volumique et la célérité des ondes dans la barre entrante et  $S_E$ ,  $\rho_E$  et  $C_E$  les mêmes caractéristiques pour le jeu d'éprouvettes.

Différentes longueurs d'éprouvettes peuvent être envisagées pour couvrir une gamme de vitesses de déformation suffisamment étendue, mais également pour vérifier l'existence ou non d'une éventuelle incidence de la longueur utile des éprouvettes sur les lois de comportement [ROD94]. Les dimensions et les masses volumiques des matériaux métalliques sont rappelées dans les tableaux 4-3 et 4-4. Les célérités des ondes élastiques dans l'acier XES et l'aluminium 2024 T3 ont respectivement pour valeur 5325 et 5144 m.s<sup>-1</sup> (IV-4).

	$L_1$ (mm)	$S_1$ (mm)	Épaisseur (mm)	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )
<b>aluminium 2024 T3</b>	11.3	4.02	1	2721
<b>acier XES</b>	11.3	4.02	1.17	7405

Tableau 4-3 : Dimensions des éprouvettes plates de traction pour l'acier XES.

#### 4.3.4.2. Allure des signaux – Résultats d'essais de traction indirecte

Les essais ont été réalisés au moyen d'éprouvettes plates de longueur 11.3 mm afin d'obtenir des vitesses de déformation comprises entre 200 et 500 s<sup>-1</sup> et respecter le caractère homothétique de la géométrie des éprouvettes de traction [TEC96]. Les signaux d'acquisition des essais menés sur les deux matériaux sont présentés en annexes (Cf Annexe 9, pA-25).

La figure 4-35 illustre les lois de comportement de l'acier XES obtenues aux vitesses de déformation comprises entre 200 et 440 s<sup>-1</sup>. Le dépouillement est réalisé au moyen des ondes transmise et réfléchi (simplifié). Les figures 4-36 et 4-37 présentent les évolutions des états de chargement des faces entrante et sortante du dispositif d'essais lors du chargement en traction des éprouvettes plates en acier XES à 200, 360 et 440 s<sup>-1</sup>. L'équilibre du chargement des éprouvettes est vérifié pour l'ensemble des essais réalisés malgré la présence d'oscillations sur la face de la barre entrante au-delà de 400 s<sup>-1</sup>. L'amplitude des oscillations est particulièrement importante pour l'essai à 440 s<sup>-1</sup>, mais de telles oscillations n'apparaissent pas sur l'effort mesuré dans la barre qui reçoit l'impact originel.

Cependant, il est possible d'améliorer sous DAVID l'exploitation des relations de comportement par un lissage obtenu au moyen d'une courbe polynomiale de degré n pour remédier artificiellement à ce problème.

Le traitement des relations d'érouissage est courant et donne une approximation plus fidèle du comportement des matériaux, notamment des grandeurs caractéristiques de la plasticité, telles que les contraintes maximales et ultimes. Toutefois, il est important de vérifier si le traitement n'est pas de nature à dégrader les relations, mais qu'il les interpole "le plus fidèlement" possible.

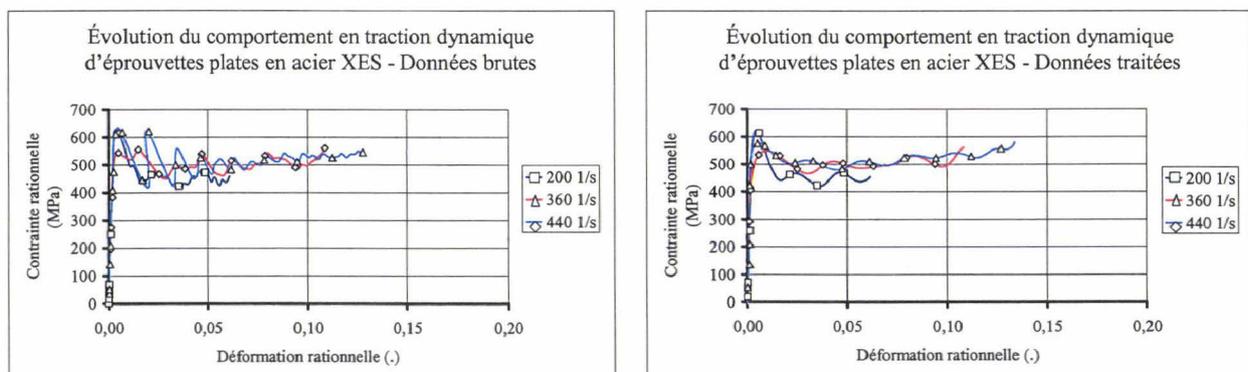


Figure 4-35 : Essais de traction sur éprouvettes collées – Acier doux XES  
Relations rationnelles brutes et traitées.

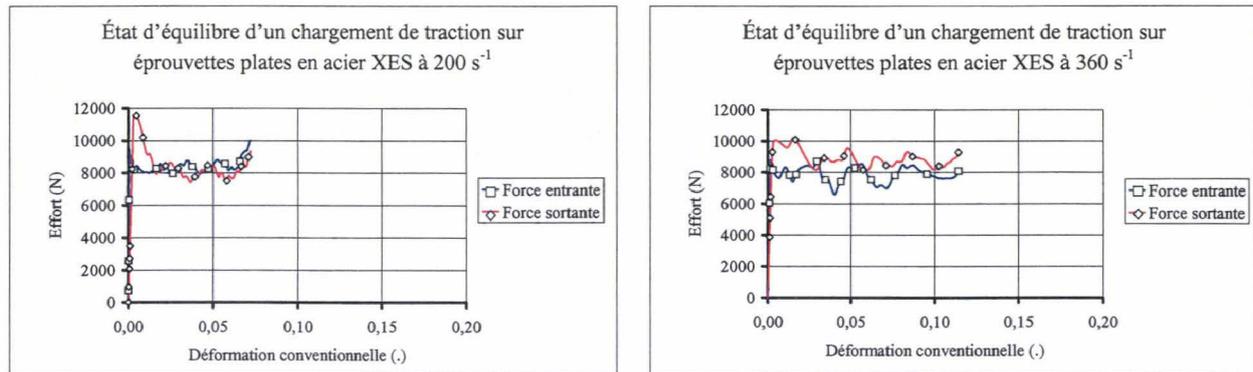


Figure 4-36 : Évolution des efforts aux interfaces des barres pour les essais de traction sur l'acier XES  
Vitesses de déformation de 200 et 360  $s^{-1}$ .

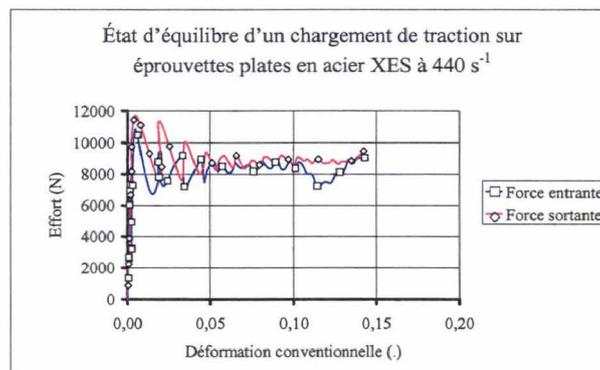


Figure 4-37 : Évolution des efforts aux interfaces des barres pour les essais de traction sur l'acier XES  
Vitesse de déformation de 440  $s^{-1}$ .

La signature spectrale des essais menés pour l'acier XES peut être employée pour donner une interprétation des phénomènes apparaissant au cours de la sollicitation. La figure 4-38 présente l'allure du contenu fréquentiel – exprimé en contrainte – pour les essais dynamiques menés sur éprouvettes plates en acier XES. Dans ce domaine sont illustrées plusieurs oscillations dont les fréquences sont respectivement de quelques kHz, 10, 30 et 40 kHz, et sont toutes présentes au-delà de 400  $s^{-1}$ .

A titre d'information, la fréquence de 6 kHz correspond à la demi-période de la réponse impulsionnelle des essais dynamiques. Les oscillations à 10 kHz se manifestent principalement sur l'essai réalisé à 200  $s^{-1}$ , et sont au nombre de trois dans la réponse de l'essai. Enfin, les oscillations présentes dans la bande de fréquence [30;40] kHz, pour l'essai à 440  $s^{-1}$ , correspondent à la durée d'un aller-retour d'une partie du système d'ondes élastiques dans chaque manchon fileté dans lesquels des jeux apparaissent. Cette bande de fréquence présente les manifestations les plus gênantes sur la loi de comportement.

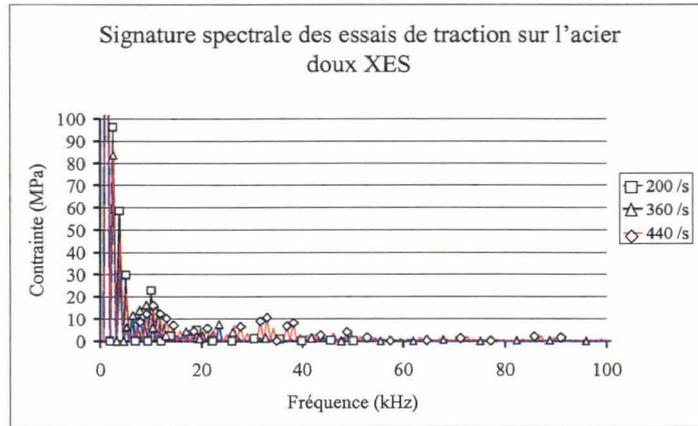


Figure 4-38 : Contenu fréquentiel des essais de traction menés sur l'acier XES.

Des essais dynamiques ont été réalisés sur la même géométrie d'éprouvettes plates pour la caractérisation de l'alliage d'aluminium 2024 T3 à des vitesses de déformation proches de celles obtenues pour les essais menés sur l'acier XES, soit entre 210 et 440 s<sup>-1</sup> (figure 4-39). Les lois de comportement "matériau" sont traitées de façon à atténuer l'amplitude des oscillations gênant l'interprétation du comportement.

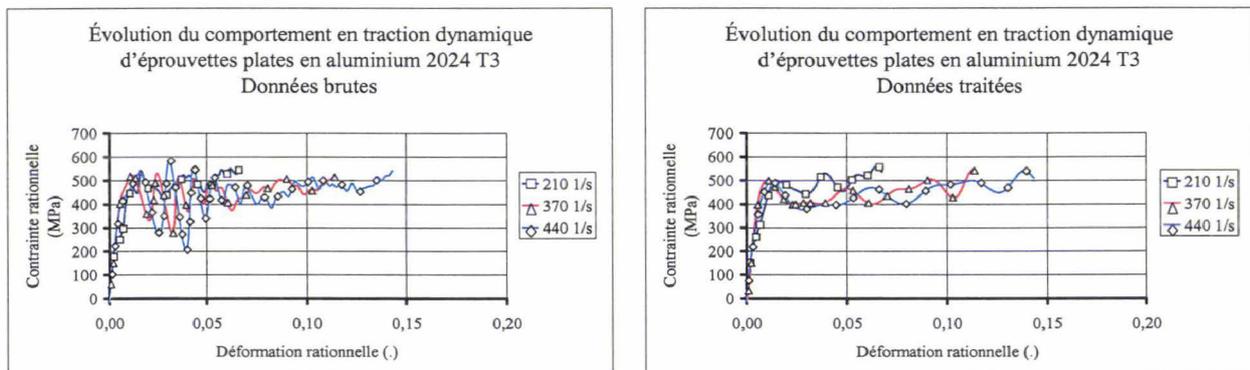


Figure 4-39 : Essais de traction sur éprouvettes collées – Aluminium 2024 T3 Relations rationnelles brutes et traitées.

Pour les essais de caractérisation de l'alliage 2024 T3, l'état de chargement des éprouvettes est proche de l'équilibre jusque 0.1 de déformation (figures 4-40 et 4-41).

Le contenu fréquentiel des essais dynamiques menés sur l'aluminium 2024 T3 est présenté sur la figure 4-42. La même bande de fréquence correspondant au domaine [30;40] kHz est extraite de la signature spectrale des essais dynamiques, lorsque celle-ci est clairement identifiée. Les oscillations et le non-équilibre des efforts peuvent également trouver leur origine dans les multi-réflexions d'ondes initiées lors du chargement des jeux d'éprouvettes, aboutissant à un desserrage des manchons une fois l'énergie entièrement dissipée. La période des oscillations reste identique à celle des essais sur l'acier XES.

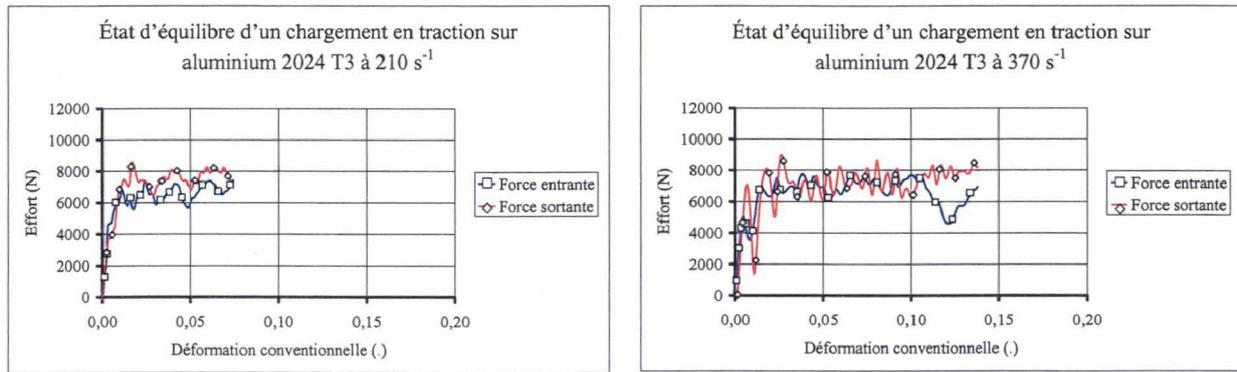


Figure 4-40 : Évolution des efforts aux interfaces des barres pour les essais de traction sur l'aluminium 2024 T3 Vitesses de déformation de 210 et 370 s<sup>-1</sup>.

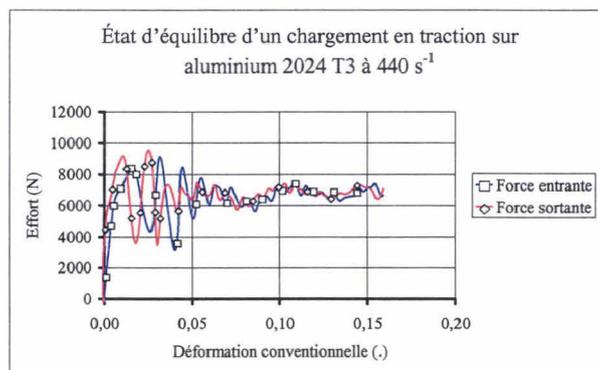


Figure 4-41 : Évolution des efforts aux interfaces des barres pour les essais de traction sur l'aluminium 2024 T3 Vitesse de déformation de 440 s<sup>-1</sup>.

Pour ces essais de traction sur éprouvettes plates collées, les oscillations ne sont pas systématiquement responsables d'un déséquilibre des efforts aux interfaces des barres, comme cela est apparu lors des essais de compression.

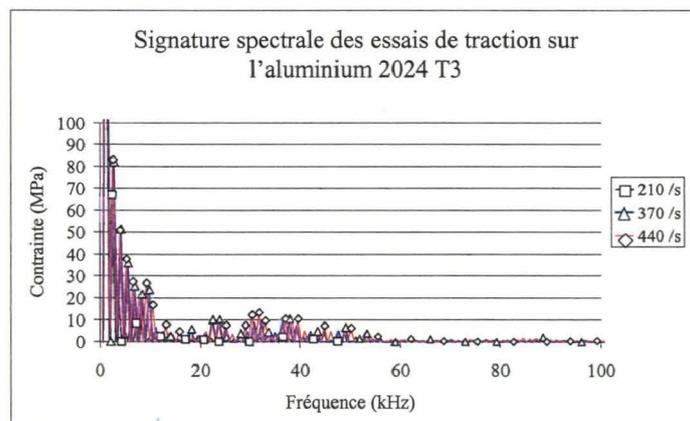


Figure 4-42 : Contenu fréquentiel des essais de traction menés sur l'aluminium 2024 T3.

La photo 4-2 présente les états de déformation finaux de sollicitations de traction sur éprouvettes plates en acier XES à 260 et 380 s<sup>-1</sup>. La symétrie du chargement est vérifiée par la constance de la côte relevée séparant les manchons après l'essai. D'une manière générale, sur l'ensemble des essais de traction, un écart de l'ordre du centième de millimètre est constaté sur la côte prise entre les deux manchons. Les lois de comportement ont toutes été vérifiées sous DAVID par un équilibre acceptable des efforts aux interfaces des barres au cours du chargement des éprouvettes.

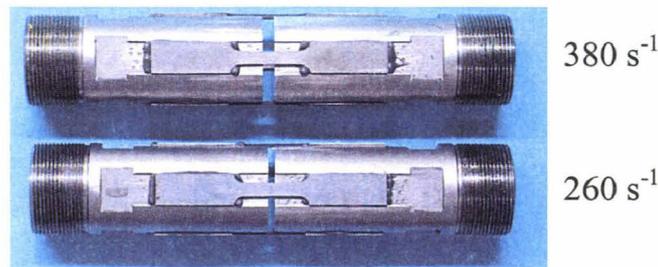


Photo 4-2 : État de déformation à 260 et 380 s<sup>-1</sup> – Éprouvettes XES (section 4×1.17 mm<sup>2</sup> - Longueur 13.3 mm).

#### 4.4. CONCLUSIONS

L'aboutissement de ce quatrième chapitre porte sur le développement d'un dispositif original de traction par chargement indirect d'éprouvettes plates au moyen d'un dispositif classique de barres de Hopkinson a été développé.

La longueur des barres a été déterminée au moyen de diagrammes lagrangiens afin d'éviter toute superposition des systèmes d'ondes préjudiciable à l'exploitation des signaux. En effet, sous sollicitation de compression, seule l'éprouvette contribue à la scission de l'onde incidente. A contrario, pour la sollicitation de traction, une première rupture d'impédance apparaît, et fait naître une onde perturbatrice R1 en raison d'un alignement imprécis des barres et d'un défaut de planéité des faces. Or, ces imperfections sont nuisibles à l'échelle des phénomènes que l'on peut mesurer au moyen des jauges de déformation, au même titre que les montages élaborés pour le maintien des éprouvettes de traction.

Une première campagne d'essais de compression sur des corps de rivets aéronautiques a été réalisée pour la mise en œuvre de ce nouveau dispositif de caractérisation dynamique. Les lois de comportement de deux alliages d'aluminium (séries 2017 A et 7050) ont été déterminées et comparées à celles identifiées sur le dispositif d'essais du Laboratoire de Mécanique des Solides de l'École Polytechnique de Palaiseau. Une concordance satisfaisante

des résultats obtenus a permis de considérer comme fonctionnel le dispositif d'essais aux barres de Hopkinson implanté sur le site lillois de l'Onera.

Dans une seconde étape, une configuration de traction d'éprouvettes plates métalliques est proposée, et fait appel à un chargement indirect. Le choix de la méthode de fixation des éprouvettes (par collage des éprouvettes sur manchons cylindriques filetés) contribue à contourner la difficulté récurrente à réaliser une sollicitation de traction sans induire de fortes ruptures d'impédance, ni déséquilibrer le chargement de l'échantillon. Pour cela, la tenue des éprouvettes positionnées en périphérie des manchons jointifs est assurée au moyen d'une colle époxy bi-composants 2014. Le montage d'un ensemble de quatre éprouvettes plates assure à la fois la symétrie du chargement et l'obtention d'une onde transmise d'amplitude exploitable au vu des sections de barres importantes.

Une campagne d'essais de traction sur éprouvettes est finalement entreprise. Les matériaux métalliques, communs aux campagnes d'essais menées sur vérin hydraulique rapide, ont été retenus afin de pouvoir, dans le prochain chapitre, comparer les lois de comportement acquises en traction. La gamme de vitesses de déformation explorée est comprise entre 200 et 500 s<sup>-1</sup> pour des longueurs utiles d'éprouvettes de 11.3 mm et de section unitaire égale à 4 et 4.68 mm<sup>2</sup>, respectivement pour l'aluminium 2024 T3 et l'acier XES.

Pour ces deux campagnes d'essais de caractérisation dynamique, la dispersion naturelle des résultats place les relations identifiées dans un corridor acceptable, car pour un même un essai par vitesse quatre éprouvettes sont sollicitées., Toutefois, pour faire l'objet d'une étude de dispersion significative des résultats, les campagnes d'essais ultérieures devront adopter un nombre minimal de trois essais par vitesse.

Quelques difficultés apparaissent toutefois pour ce type de configuration de traction par chargement indirect : la mise en vitesse des projectiles longs, le guidage et la planéité des faces en contact dans des configurations de barres longues.

Enfin, il est important de rappeler que les oscillations observées sur les courbes de traction n'ont pas d'origine "mécanique" mais sont liées à la présence d'ondes élastiques se réfléchissant aux interfaces "manchons/barres" au cours d'un même chargement. Des modifications dans le mode de fixation des manchons sur les barres doivent être envisagées comme par exemple l'utilisation de freins filets, la prise en compte de longueurs de filetage plus importantes et la calibration d'un couple de serrage important afin de minimiser – à défaut d'annuler – l'amplitude des oscillations. Le freinage paraît être une solution

intéressante mais pour lequel la mise en place des éprouvettes doit être intégrée au dispositif, particulièrement pour la précharge des manchons avant la polymérisation de la colle.

De la même manière, il est impératif de minimiser davantage l'amplitude de l'onde réfléchie R1 en améliorant notablement l'alignement du dispositif "barres de mesure/projectile" par de nombreux paliers glissants, et à défaut, en la décalant dans le temps par un raccourcissement de la barre sortante d'environ 300 mm et un re-positionnement du pont de jauges.

Enfin les techniques de traitement des oscillations (interpolation polynomiale, TFR) permettent d'affiner les lois de comportement mais doivent être utilisées en connaissance des phénomènes en présence et sous conditions de perturbations minimales.

L'intérêt final de la configuration de traction par collage réside principalement dans l'accès complet aux éprouvettes de caractérisation qui donne la possibilité d'utilisation de moyens de mesures complémentaires avec ou sans contact, tels que les jauges de déformation [GIL02], la cinématographie ultra-rapide ([NOB99], [VER03]), l'extensométrie optique ([JUA98], [LAT96], [LI01]), la mesure de température [MAC98] ou encore les capteurs de déplacement linéaires inductifs (LVDT) [RUS01]. A terme, la mesure des déformations, voire des contraintes, n'est plus obligatoirement issue des barres mais directement de l'échantillon, ces dernières n'assurant que le chargement le plus correct.

Dans des perspectives ultérieures, un chargement direct des montages d'éprouvettes par collage serait un atout pour accéder à des taux de déformation supérieurs, et dont la mesure pourra être obtenue de manière directe (extensométrie optique, par exemple) ou indirecte (par des techniques de déconvolution). Dans cette configuration, le chargement est généralement induit par un projectile tubulaire ou une pré-tension de la barre sortante, avec pour avantage de la pré-tension de solliciter les matériaux ductiles.

## Références bibliographiques

- [ACH78] J.D. ACHENBACH, *"Wave propagation in elastic solids"*, North Holland Publishing Company, 1978
- [BER75] L.D. BERTHOLF, C.H. KARNES, *"Two-dimensional analysis of the split Hopkinson pressure bar system"*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 23, pp1-19, 1975
- [BOT69] R. BOTTE, *"Contribution à l'analyse expérimentale et théorique des essais de traction à grande vitesse"*, Thèse de la Faculté des Sciences de l'Université de Lyon, 1969
- [DAV63] E.D.H. DAVIES, S.C. HUNTER, *"The dynamic compression testing of solids by the method of the split Hopkinson pressure bar"*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 11, pp155-179, 1963
- [DEL97] B. DELTORT, A. NEME, B. TANGUY, *"A new specimen geometry for compression Hopkinson bars"*, Journal de Physique IV, Colloque C3, Supplément au Journal de Physique III, pp265-269, 1997
- [DYM] DYMAT, *"Présentation des essais dynamiques par barres d'Hopkinson"*, Document DYMAT ENSTA/DYMAT – M10
- [FOL85] P.S. FOLLANSBEE, *"The Hopkinson bar"*, Metals Handbook, 9<sup>th</sup> Ed., publ. American Society of Metals, Metal Park, Ohio, USA, Vol. 8, pp193-203, 1985
- [GAR88] G. GARY, J.R. KLEPACZKO, *"A computer program for the analysis of the split Hopkinson bars test"*, Paris/Metz, 1988
- [GAR91] G. GARY, J.R. KLEPACZKO, H. ZHAO, *"Correction de dispersions pour l'analyse des petites déformations aux barres de Hopkinson"*, Journal de Physique IV, Vol. 1, pp403-410, 1991
- [GAR94] G. GARY, W.K. NOWACKI, *"Essai de cisaillement plan appliqué à des tôles minces"*, Journal de Physique IV, Vol. 8, pp65-70, 1994
- [GAR00] G. GARY, H. ZHAO, *"Étude expérimentale du comportement dynamique des matériaux"*, Mécanique et Industries, Vol. 1, pp15-26, 2000
- [GAR01] G. GARY, *"Some aspects of dynamic testing with wave-guides"*, New experimental Methods in Material Dynamics and Impact, Warsaw 1, Poland, pp179-222, 2001
- [GIL02] A. GILAT, R.K. GOLDBERG, G.D. ROBERTS, *"Experimental study of strain rate dependent behavior of carbon/epoxy composites"*, Composites Science and Technology, Vol. 62, pp1469-1476, 2002

- [GRA75] K.F. GRAFF, "*Wave motion in elastic solids*", Ohio State University Press, 1975
- [JOH83] G.R. JOHNSON, W.H. COOK, "*A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures*", Proceeding of the 7<sup>th</sup> International Symposium in Ballistics, the Hague, the Netherlands, pp541-547, 1983
- [JUA98] A. JUANICOTENA, "*Étude théorique et expérimentale du comportement viscoplastique des matériaux aux grandes vitesses de déformation – Application à l'acier Mars 190 et au Tantale*", Rapport CEA-R-5816, 1998
- [KAM96] C. KAMMERER, "*Modélisation du comportement plan d'un composite quasi-unidirectionnel en verre E/polyester sous faibles et fortes vitesses de déformation – Application au cas de l'impact*", Thèse de Doctorat de l'Université de Paris XIII, 1996
- [KAI98] M.A. KAISER, "*Advancements in the Split Hopkinson Bar test*", Thesis of Mechanical Engineering, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute, 1998
- [KOL49] H. KOLSKY, "*An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of strain*", Inst. Phys. Conf. Ser., Vol. 102, pp271-700, 1949
- [KOL63] H. KOLSKY, "*Stress waves in solids*", Dover Publications Inc., New York, 1963
- [LAN97] B. LANGRAND, "*Caractérisation expérimentale des alliages d'aluminium 2024-T351 et 7050*", Rapport Technique Onera-Lille n°97/54, 1997
- [LAN98] B. LANGRAND, "*Contribution à la caractérisation numérique et expérimentale d'assemblages structuraux rivetés sous sollicitation dynamique*", Thèse de Doctorat de l'Université de Valenciennes, 1998
- [LAN99] B. LANGRAND, E. DELETOMBE, E. MARKIEWICZ, P. DRAZETIC, "*Numerical approach for assessment of dynamic strength for riveted joints*", Aerospace Science and Technology, Vol. 3, pp341-446, 1999
- [LAT96] J.L. LATAILLADE, M. DELAET, F. COLLOMBET, C. WOLFF, "*Effects of the intralaminar shear loading rate on the damage of multi-ply composites*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 18, n°6, pp679-699, 1996
- [LI01] Q.M. LI, R.A.W. MINES, R.S. BIRSH "*Static and dynamic behaviour of composite riveted joints in tension*", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 43, pp1591-1610, 2001
- [LIN64] U.S. LINDHOLM, L.M. YEAKLEY, "*Some experiments with the split Hopkinson pressure bar*", Experimental Mechanics, Vol. 12, pp317-355, 1964
- [LIN68] U.S. LINDHOLM, L.M. YEAKLEY, "*High strain rate testing : tension and compression*", Experimental Mechanics, Vol. 8, pp1-9, 1968

- [MAC98] D.A.S. MACDOUGALL, J. HARDING, "*The measurement of specimen surface temperature in high-speed tension and torsion tests*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 21, n°6, pp473-488, 1998
- [NEM00] A. NEME, Y. QUIRION, "*Rise in temperature during compressive Hopkinson tests*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp197-208, 2000
- [NOB99] J.P. NOBLE, B.D. GOLDTHORPE, P. CHURCH, J. HARDING, "*The use of the Hopkinson bar to validate constitutive relations at high rates of strain*", Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 47, pp1187-1206, 1999
- [OOS00] L. DJAPIC-OOSTERKAMP, A. IVANKOVIC, G. VENIZELOS, "*High strain rate properties of selected aluminium alloys*", Materials Science & Engineering, Vol. 278, n°1-2, pp225-235, 2000
- [OST97] D. OSTWALDT, J.R. KLEPACZKO, P. KLIMANEK, "*Compression tests of polycrystalline  $\alpha$ -iron up to high strains over a large range of strain rates*", Journal de Physique IV, Colloque C3, Supplément au Journal de Physique III, pp385-390, 1997
- [PET97] J.L. PETINIOT, P. GEOFFROY, "*Matériaux structuraux – Comportement dynamique des structures composites – Caractérisation du carbone-epoxy T300/914*", Rapport Onera-Lille RT 97/07, DMSE, 1997
- [ROD94] J. RODRIGUEZ, C. NAVARRO, V. SANCHEZ-GALVEZ, "*Numerical assessment of the dynamic tension test using the Split Hopkinson Bar*", Journal of Testing and Evaluation, Vol. 22, n°4, pp335-342, 1994
- [ROD95] J. RODRIGUEZ, R. CORTEZ, M.A. MARTINEZ, V. SANCHEZ-GALVEZ, C. NAVARRO, "*Numerical study of the specimen size effect in the split Hopkinson pressure bar test*", Journal of Materials Science, Vol. 30, pp4720-4725, 1995
- [ROT97] L. ROTA, "*Application de méthodes inverses au dépouillement de l'essai aux barres de Hopkinson*", Thèse de l'École Polytechnique, 1997
- [RUS99] A. RUSINEK, J.R. KLEPACZKO, "*Comportement viscoplastique des tôles en traction et cisaillement – Analyse de la vitesse d'impact*", Matériaux & Techniques, n°11-12, pp41-52, 1999
- [RUS01] A. RUSINEK, J.R. KLEPACZKO, "*Shear testing of a sheet steel at wide range of strain rates and a constitutive relation with strain-rate dependent and temperature dependence of the flow stress*", International Journal of Plasticity, Vol. 17, pp87-115, 2001
- [TEC95] R. DEVELAY, "*Données numériques sur l'aluminium et les alliages d'aluminium de transformation – Aluminium de transformation*", Techniques de l'Ingénieur, M2 III, M 445, pp1-11, 1995
- [TEC96] D. FRANCOIS, "*Essais Mécaniques des matériaux – Détermination des lois de*

*comportement*", Techniques de l'Ingénieur, M 120, pp10-26, 1996

- [VER03] P. VERLEYSSEN, J. DEGRIECK, "*Experimental investigation of the deformation of Hopkinson bar specimen*", International Journal of Impact Engineering, *In press*, 2003
- [ZHA92] H. ZHAO, "*Analyse de l'essai aux barres d'Hopkinson – Application à la mesure du comportement dynamique des matériaux*", Thèse de l'École Nationale des Ponts & Chaussées, 1992
- [ZHA95] H. ZHAO, G. GARY, "*On the use of the split Hopkinson pressure bars to determine the dynamic behavior of materials in the range of small strains*", International Journal of Solids and Structures, Vol. 33, n°23, pp3367-3375, 1995
- [ZHA96] H. ZHAO, G. GARY, "*The testing and behaviour modelling of sheet metals at strain rates from  $10^{-4}$  to  $10^4$  s<sup>-1</sup>*", Materials Science and Engineering, Vol. 207, pp46-50, 1996

## CHAPITRE V

### CAPACITE DE RECOUVREMENT DE DEUX MOYENS D'ESSAIS DYNAMIQUES

**Résumé** — Ce dernier chapitre illustre les capacités de recouvrement aux vitesses moyennes de déformation des moyens d'essais de caractérisation dynamique utilisés dans le cadre de ces travaux : le dispositif d'essais de caractérisation sur vérin hydraulique rapide et les dispositifs aux barres de Hopkinson. Dans une première partie sont présentées les relations rationnelles d'essais de traction sur éprouvettes pliées (acier XES et aluminium 2024 T3) établies lors d'une campagne d'essais menée au Laboratoire de Mécanique des Solides de L'École Polytechnique de Palaiseau. Une comparaison est faite avec les résultats d'essais de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson et les résultats sur vérin hydraulique rapide, pour des vitesses de déformation proches. Dans une seconde partie, les paramètres de la loi de type Johnson-Cook sont identifiés pour les relations rationnelles plastiques de l'acier XES et de l'aluminium 2024 T3 établies dans une gamme de vitesses de déformation plastique comprise entre 0.002 et 300 s<sup>-1</sup>. Enfin, des résultats d'études présentés dans la littérature pour les mêmes matériaux sont utilisés comme référence.

#### 5.1. MISE EN EVIDENCE DE L'ABSENCE DE RECOUVREMENT AUX VITESSES MOYENNES DE DEFORMATION

La classification Lindholm [LIN71\_a] a permis d'établir de manière globale les plages d'utilisation et d'exploitation des moyens d'essais pour les différents régimes quasi-statiques et dynamiques.

Toutefois, depuis cette classification, certains auteurs rappellent que les moyens de mesure ont fortement évolué, notamment concernant le conditionnement des voies de mesure, même si les principes mécaniques d'essais restent inchangés depuis plusieurs décennies.

Le tableau 5-1 fait la synthèse des gammes de vitesses de déformation accessibles de nos jours pour chaque type de moyen d'essais.

Nature de l'essai	Moyens d'essais	Vitesse de déformation ( $s^{-1}$ )
Résilience	Charpy [RUI85], [BÖH99]	$\rightarrow 10$
Résilience	Izod [BÖH99]	$\rightarrow 60$
Traction/comp.	Masse tombante [FOU98]	0.1 $\rightarrow$ 10
Traction/comp.	Machine à vis	0.001 $\rightarrow$ 0.1
Traction/comp.	Machines hydrauliques [LAT96], [RUS99]	0.001 $\rightarrow$ 100
Traction/comp.	Barres de Hopkinson [JUA98], [MOU00]	200 $\rightarrow$ $>3000$

Tableau 5-1 : Domaine de vitesses de déformation des moyens d'essais conventionnels.

Dans l'ensemble de la littérature, il apparaît, de manière récurrente, une plage de vitesses de déformation comprises entre 10 et plusieurs centaines de  $s^{-1}$  dans laquelle le recouvrement complet des essais de caractérisation des lois de comportement n'existe pas. Ainsi, les caractéristiques mécaniques des matériaux ne sont pas directement identifiables dans ce domaine, mais sujets à interpolation (tableau 5-2).

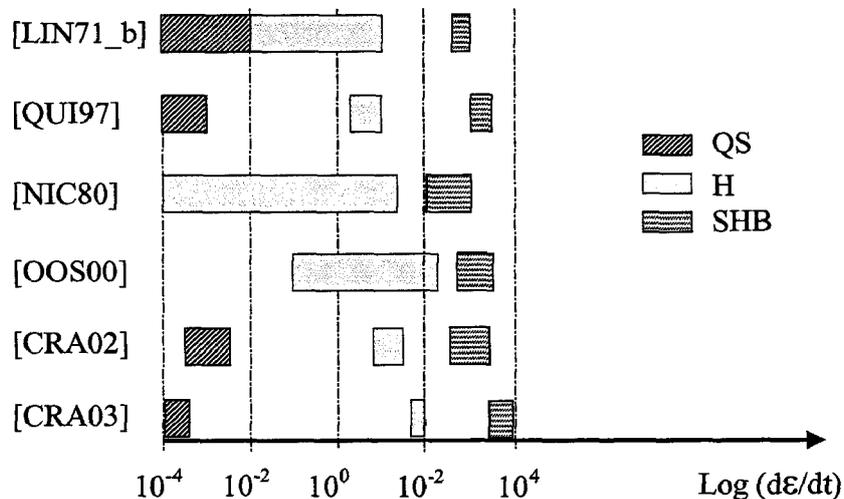


Tableau 5-2 : Synthèse des gammes de vitesses de déformation plastique usuelles.

## 5.2. COMPARAISON DES ESSAIS DE TRACTION DYNAMIQUE

Du point de vue de l'expérimentation, les machines hydrauliques conventionnelles se limitent classiquement à la caractérisation des matériaux à des vitesses de déformation plastique de quelques dizaines de  $s^{-1}$  (tableau 5-1). Les dispositifs aux barres de Hopkinson constituent le moyen d'essais complémentaire admis pour une étude complète de

caractérisation dynamique [RUS99]. A titre d'exemple, la caractérisation de l'acier ES, entreprise par divers auteurs ([ZHA96], [RUS99]) et industriels (Renault, Sollac), a été sujette à comparaisons vis-à-vis des dispositifs utilisés. Sur la figure 5-1 sont illustrés les domaines atteints en déformations et vitesses de déformation par les deux moyens d'essais. La représentation relate les objectifs recherchés sur chaque moyen afin d'établir un recouvrement partiel des résultats aux vitesses de déformation intermédiaires.

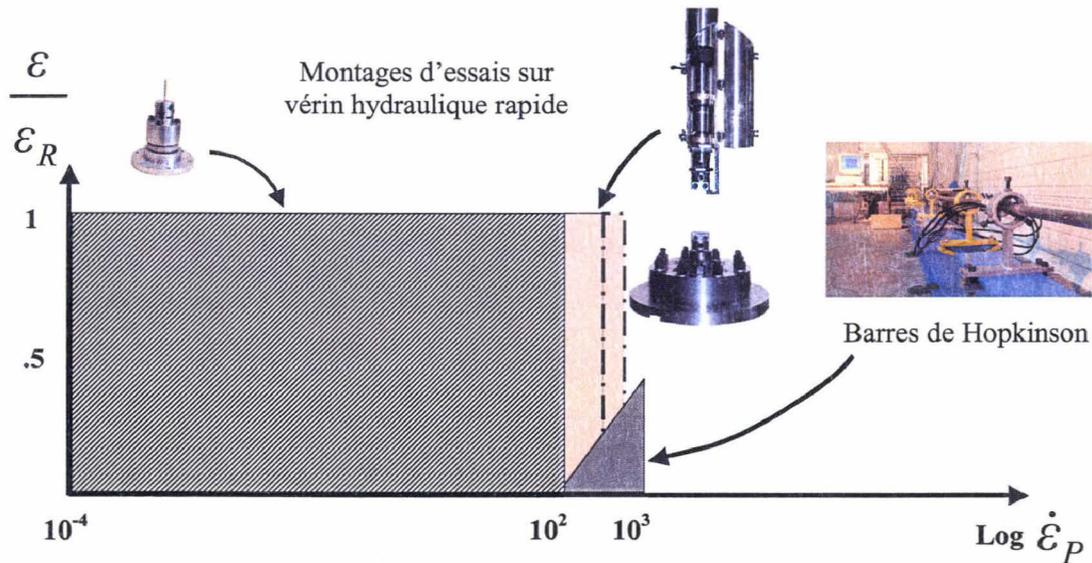


Figure 5-1 : Domaine des déformations et vitesses de déformation plastique accessibles par les différents moyens d'essais dynamiques.

Les résultats des campagnes d'essais de traction sur éprouvettes plates métalliques (référencées "type I" et "type II") – précédemment menées sur le vérin hydraulique rapide (Chapitre 3) et sur un dispositif de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson (Chapitre 4) – méritent d'être comparés aux résultats acquis sur un autre dispositif d'essais qualifié aux barres de Hopkinson pour une plage commune de vitesses de déformation.

### 5.2.1. Validation quasi-statique des éprouvettes plates pliées

Une configuration de traction dynamique aux barres de Hopkinson – implantée au Laboratoire de Mécanique des Solides de l'École Polytechnique – est utilisée à titre comparatif dans le cadre de ces travaux. La configuration repose sur la mise en place d'une éprouvette plate pliée placée à l'interface de barres de compression [MOU00]. Les éprouvettes sont prélevées dans les mêmes tôles métalliques d'acier XES et d'aluminium 2024 T3 utilisées lors des précédentes campagnes d'essais. Leurs découpes sont réalisées par une machine à électroérosion par fil. Le pliage de l'éprouvette est réalisé au moyen d'une

machine à vis quasi-statique (Instron 1195) pour une vitesse de déplacement de traverse de  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  (figure 5-2).



Figure 5-2 : Procédure de pliage des éprouvettes plates de traction sur machine quasi-statique.

La géométrie des éprouvettes plates pliées est présentée sur la figure 5-3. Une section totale utile de  $36 \text{ mm}^2$  environ a été retenue afin d'obtenir une onde transmise d'amplitude suffisante au regard de la section de la barre sortante, et observable par les jauges de déformation (IV-12). La longueur utile des éprouvettes en acier XES ( $L_0=20 \text{ mm}$ , épaisseur  $1.16 \text{ mm}$ ) et en aluminium 2024 T3 ( $L_0=20.87 \text{ mm}$ , épaisseur  $1 \text{ mm}$ ) permettent de couvrir le domaine de vitesses de déformation précédemment atteint [TEC96]. Pour un pliage correct, les échantillons sont préalablement positionnés au moyen d'une pige en trois points successifs.

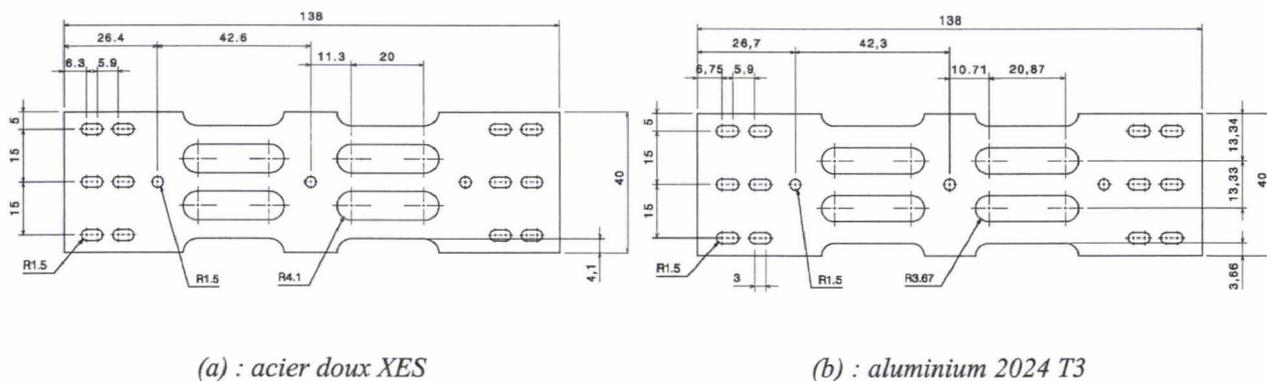


Figure 5-3 : Géométrie des éprouvettes pliées de traction – Acier doux XES et aluminium 2024 T3.

Pour parvenir à la sollicitation de traction dans cette configuration, l'utilisation d'un support et d'un poussoir s'avère nécessaire ; le maintien des éprouvettes au sein du dispositif est assuré au moyen de vis disposées de part et d'autre du support (figure 5-4). Un essai quasi-statique a été préalablement réalisé pour chaque matériau, afin de vérifier le comportement en traction dans les zones utiles de l'éprouvette disposée au sein du dispositif de traction.

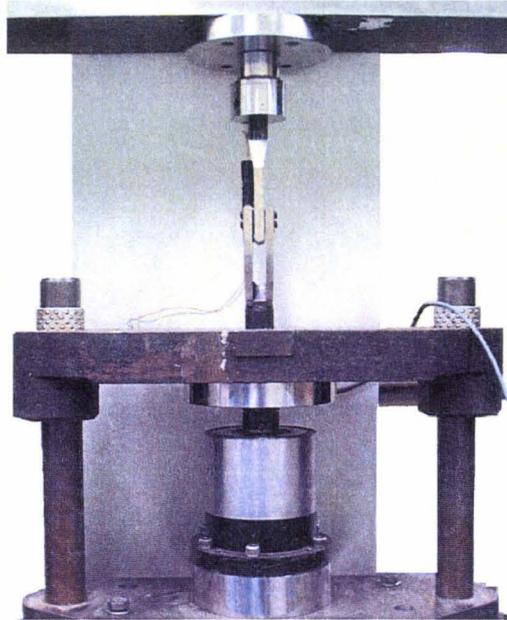


Figure 5-4 : Essai de traction quasi-statique d'une éprouvette plate pliée.

La figure 5-5 présente les relations contrainte/déformation conventionnelles des essais quasi-statiques ( $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ ) pour les matériaux considérés.

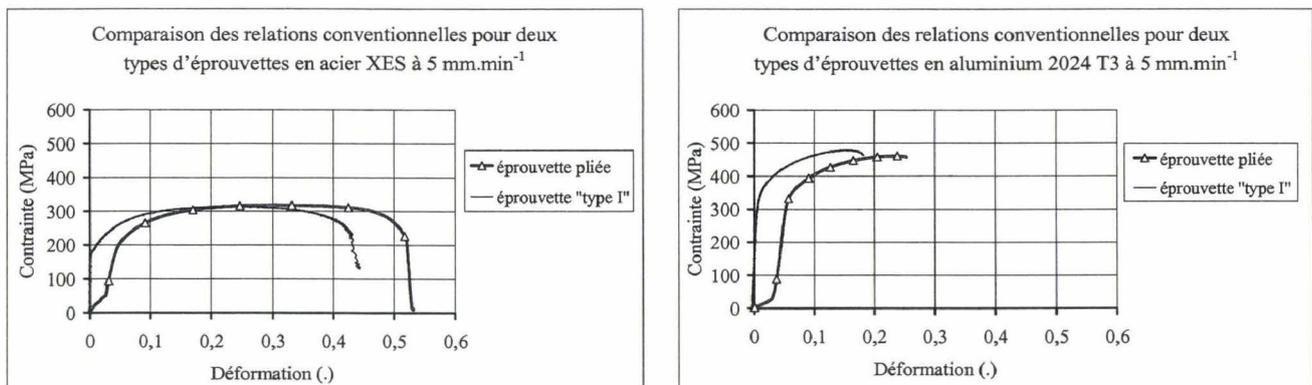


Figure 5-5 : Comparaison des relations conventionnelles – Acier XES et aluminium 2024 T3.

L'éprouvette nécessite une mise en place préalable visant à l'annulation des jeux dans les zones de contact entre l'éprouvette et les pièces. De ce fait, cette géométrie ne permet pas d'accéder aux petites déformations et requiert un recalage en déplacement pour l'interprétation correcte des lois d'écrouissage.

## 5.2.2. Configuration des essais dynamiques

Un lot de dix éprouvettes a été prélevé dans chaque tôle métallique pour la réalisation d'essais à différentes vitesses de déformation. La barre entrante (BE) a une longueur de 3.2 m pour un diamètre de 20.15 mm, et reçoit le poussoir constitué du même matériau et de même

section que la barre de mesure (figure 5-6). La distance entre la jauge sur la barre entrante et la face libre contenant le dispositif de traction est supérieure à la demi-longueur du projectile (1.2 m) afin d'éviter les superpositions des systèmes d'ondes lors des réflexions aux interfaces. La durée de chargement est alors de l'ordre de 510  $\mu$ s. La barre sortante (BS) est équipée du support permettant de recevoir les deux appuis de l'éprouvette. Il en résulte un changement de section S conduisant pour cette seconde barre à un diamètre de 30.05 mm, et une longueur de 1.97 m [MOU00]. Le changement de section des barres conduit à une correction des déformations mesurées dans chaque barre à travers la loi de Hooke. Le coefficient de transmission calculé a pour valeur 2.47 (V-1).

$$E_{BE} \cdot \varepsilon_{BE} \cdot S_{BE} = E_{BS} \cdot \varepsilon_{BS} \cdot S_{BS} \quad (V-1)$$

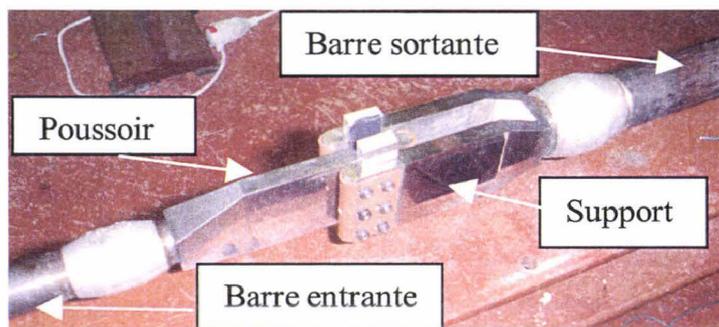


Figure 5-6 : Mise en place du dispositif de traction aux barres de Hopkinson – LMS-Polytechnique.

Les propriétés mécaniques et physiques des barres de mesure sont rappelées dans le tableau 5-3. Le module d'élasticité E – déterminé par le biais de la relation (IV-4) – est de 183000 et 199000 MPa, respectivement pour les barres entrante et sortante.

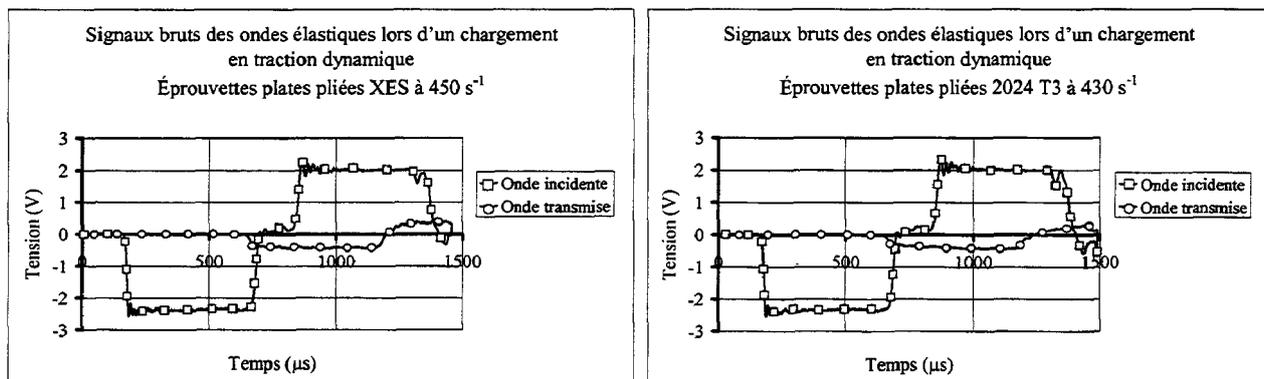
	L (m)	Ø (mm)	Section (mm <sup>2</sup> )	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	Célérité (m.s <sup>-1</sup> )
<b>Barre entrante</b>	3.2	20.15	319	7960	4795
<b>Barre sortante</b>	1.97	30.05	709	7810	5060

Tableau 5-3 : Dimensions et caractéristiques des barres de compression (LMS-Polytechnique).

Un essai à vide a été préalablement réalisé afin de "mesurer" les incidences du montage sur les ondes élastiques. Dans cette configuration, les barres de mesure ont été placées de manière jointive par une cale parfaitement élastique, et en présence du dispositif de traction. La valeur moyenne sur six essais du coefficient de calibration calculé sous DAVID

[GAR88] est de 2.64 ( $\pm 0.03$  %). Nous rappelons que ce coefficient pondère la déformation de l'onde élastique de compression dans la barre sortante.

Du point de vue de la disposition des barres pour la réalisation d'un essai-type, l'ensemble est placé en butée contre un arrêtoir après insertion du dispositif de traction. La barre entrante est alors préchargée dans le domaine élastique de l'éprouvette, afin de finaliser la mise en forme de l'éprouvette dans l'ensemble poussoir/support. Pour les deux matériaux métalliques, la précharge atteinte est de l'ordre de 110 MPa. Celle-ci est mesurée au moyen de jauges de déformation placées sur les barres entrante et sortante. Par la suite, la valeur de précharge est retirée de la relation contrainte/déformation obtenue au terme du dépouillement simplifié des systèmes d'ondes élastiques traités sous DAVID ([GAR88], [GAR91]). La figure 5-7 illustre l'allure des signaux d'ondes élastiques obtenus lors du chargement de l'éprouvette. L'exploitation des signaux repose sur l'hypothèse d'une sollicitation classique de compression. Le dépouillement des ondes élastiques s'effectue après inversion de ces mêmes signaux sous sollicitation de traction.



(a) : acier doux XES

(b) : aluminium 2024 T3

Figure 5-7 : Allure des signaux bruts de traction sur éprouvettes plates pliées.

Les relations rationnelles de comportement en traction de l'acier XES sont déterminées pour des vitesses de déformation plastique comprises entre 160 et 730  $s^{-1}$  (figure 5-8).

Pour remarque, dans ce domaine, les caractéristiques mécaniques évoluent peu comparativement à la gamme  $[0.002;70] s^{-1}$  couverte au moyen du vérin hydraulique rapide. En effet, la gamme de vitesses de déformation atteinte au moyen du vérin hydraulique rapide évolue dans un rapport  $3.5 \times 10^4$ , alors qu'il n'est que de 6 environ dans le cadre de ces essais dynamiques.

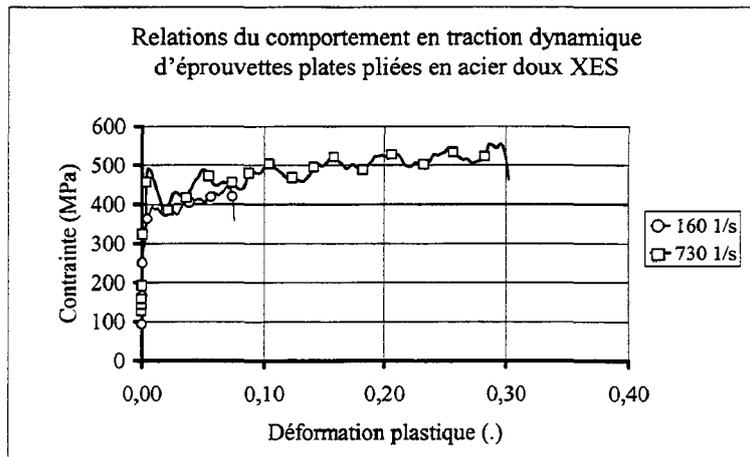


Figure 5-8 : Relations rationnelles de l'acier doux XES à différentes vitesses de déformation.

La figure 5-9 montre l'évolution des relations rationnelles de l'aluminium 2024 T3 dans la gamme  $[170;700] \text{ s}^{-1}$ . Pour cette dernière vitesse de déformation, la rupture de l'éprouvette est acquise. La non-sensibilité du comportement "matériau" à la vitesse de déformation est confirmée sur cette plage de vitesses de déformation, mais pour des taux de déformation limités.

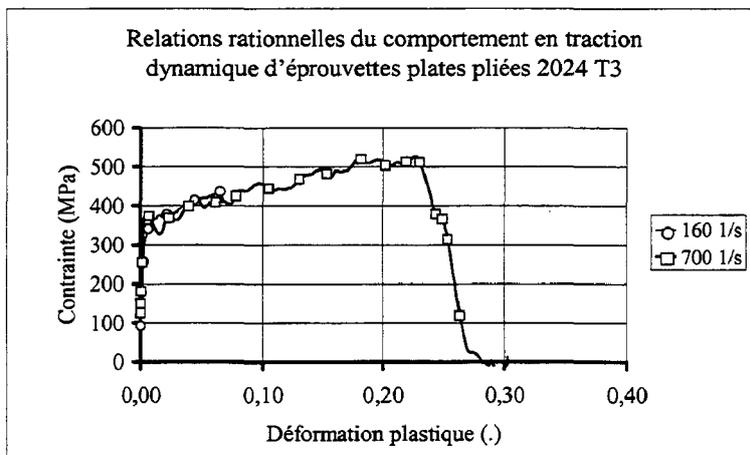


Figure 5-9 : Relations rationnelles de l'aluminium 2024 T3 à différentes vitesses de déformation.

Les relations d'équilibre des efforts aux interfaces des barres entrante et sortante sont établies sur l'ensemble des essais réalisés. Un état d'équilibre satisfaisant est vérifié malgré la présence d'oscillations sur la face de la barre entrante pour les vitesses de déformation élevées, soit à partir de  $400 \text{ s}^{-1}$  environ (figures 5-10 et 5-11). Pour ces vitesses et quel que soit le matériau, la bande de fréquence couverte lors de l'impact atteint les fréquences perturbatrices. Une transformation de Fourier (TFR) de la force entrante est réalisée sur trois essais à vitesses élevées pour les deux matériaux (Cf. Annexe 10, pA-27). La nature des

oscillations présentes sur la force entrante (60 kHz) trouve, semble-t-il, son origine à l'interface de la barre entrante avec le poussoir. La période de ces oscillations correspond au temps mis par une réflexion de l'onde incidente à l'interface avec le montage pour parcourir le poussoir au cours du chargement de l'éprouvette. Quoiqu'il en soit, les déformations plastiques de l'éprouvette contribuent à atténuer fortement l'amplitude de ces oscillations.

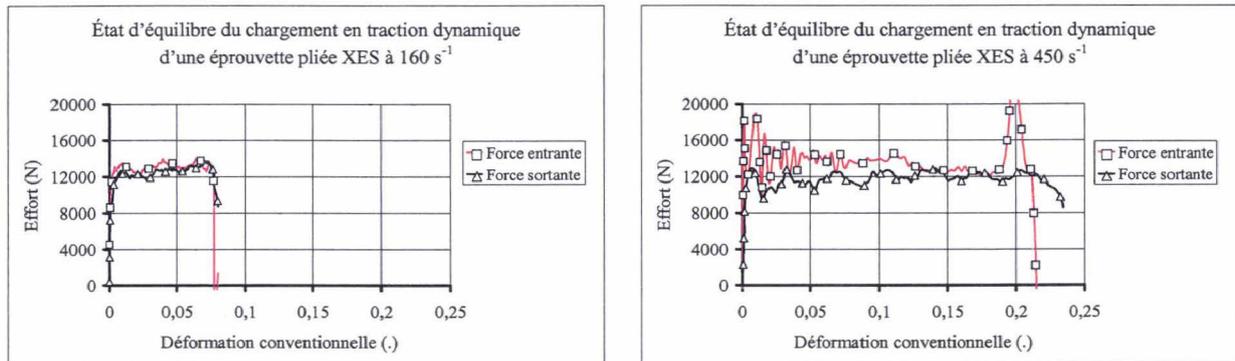


Figure 5-10 : Évolution des états d'équilibre des efforts aux interfaces des barres entrante et sortante pour l'acier XES.

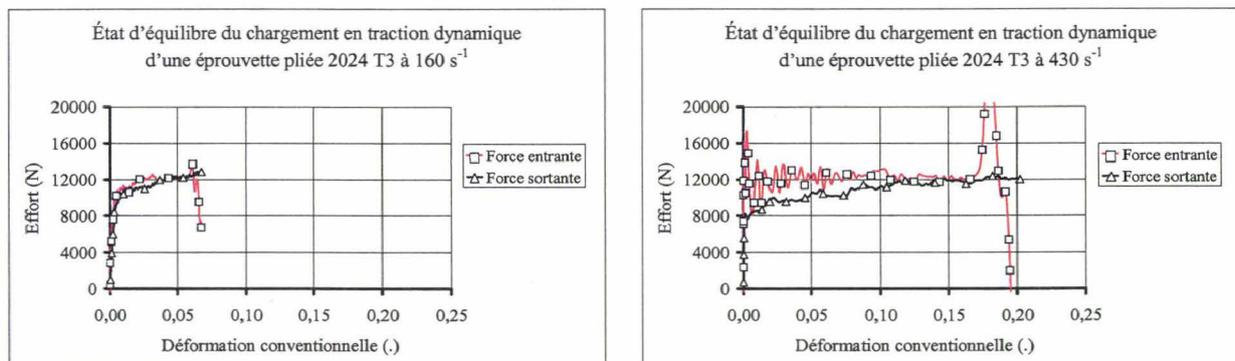


Figure 5-11 : Évolution des états d'équilibre des efforts aux interfaces des barres entrante et sortante pour l'aluminium 2024 T3.

### 5.2.3. Comparaison des configurations de traction sur éprouvettes plates métalliques

La comparaison des relations obtenues sur les dispositifs de traction aux barres de Hopkinson (LMS-Polytechnique, nommées "SHB-LMS" et Onera-Centre de Lille, nommées "SHB-DRCS") a pour but de valider les montages de traction et les géométries d'éprouvettes. Les résultats sont ensuite directement comparés aux relations identifiées jusqu'à rupture de l'éprouvette pour les essais menés sur le vérin hydraulique rapide, et nommées "VR". La comparaison permet alors de valider les lois de comportement acquises pour des moyens de

mesure différents. La figure 5-12 rappelle les différentes géométries d'éprouvettes utilisées pour les campagnes d'essais quasi-statiques et dynamiques.

La géométrie de "type I" (figure 5-12-a), de section utile environ  $15 \text{ mm}^2$ , permet la localisation des zones de déformation plastique dans la zone utile et de limiter les effets liés aux concentrations de contraintes [LAN00].

La géométrie de "type II" (figure 5-12-b) est utilisée dans le cadre des essais de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson et répond aux règles de dimensionnement préconisées dans la littérature [TEC96]. Cette géométrie a permis d'atteindre, sur vérin hydraulique rapide, des vitesses de déformation plastique supérieures à  $400 \text{ s}^{-1}$ .

Enfin, les éprouvettes pliées sont composées de six sections utiles afin d'assurer, d'une part, un bon équilibre du chargement, et d'autre part la transmission d'un signal d'amplitude suffisante dans la barre sortante (figure 5-12-c). La section totale utile est de l'ordre de  $36 \text{ mm}^2$  pour une longueur utile de 20 mm environ, afin d'accéder à une gamme de vitesses de déformation plastique encadrant le domaine atteint sur le montage d'éprouvettes collées, soit 100 à  $700 \text{ s}^{-1}$ .

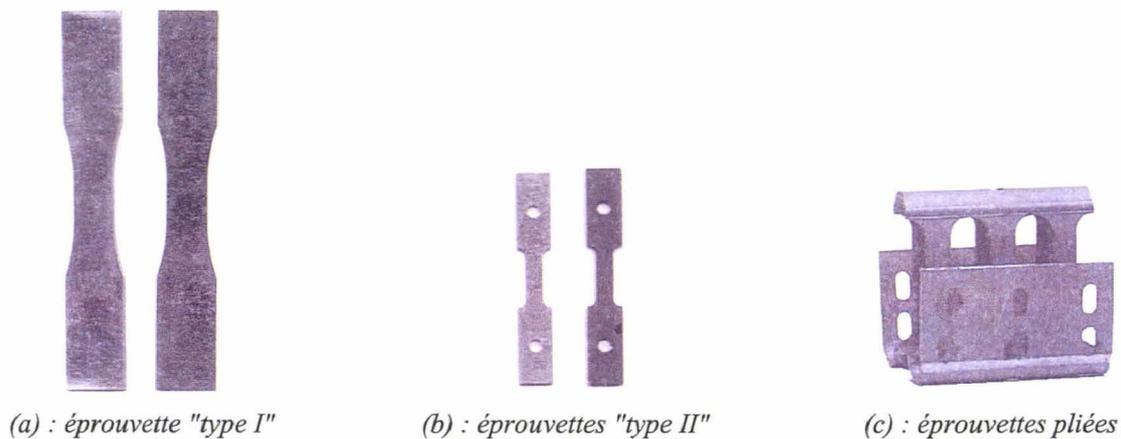


Figure 5-12 : Géométrie d'éprouvettes métalliques – Echelle 1:2.

Les figures 5-13 et 5-14 font la synthèse des relations rationnelles obtenues à partir des différentes configurations de traction dynamique et de géométries d'éprouvettes en acier doux XES.

La comparaison des relations aux vitesses de déformation moyennes de 170, 240, 350 et  $520 \text{ s}^{-1}$  permet finalement d'évaluer les capacités de recouvrement partiel en déformation plastique des moyens d'essais utilisés.

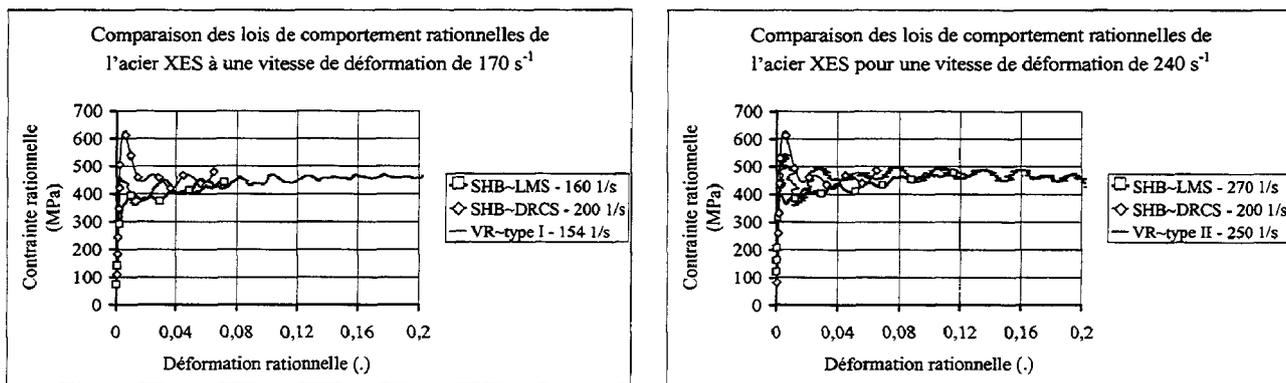


Figure 5-13 : Comparaison des relations rationnelles obtenues pour différents moyens d'essais et de mesure aux vitesses de déformation moyennes de 170 et 240 s<sup>-1</sup> – Acier XES.

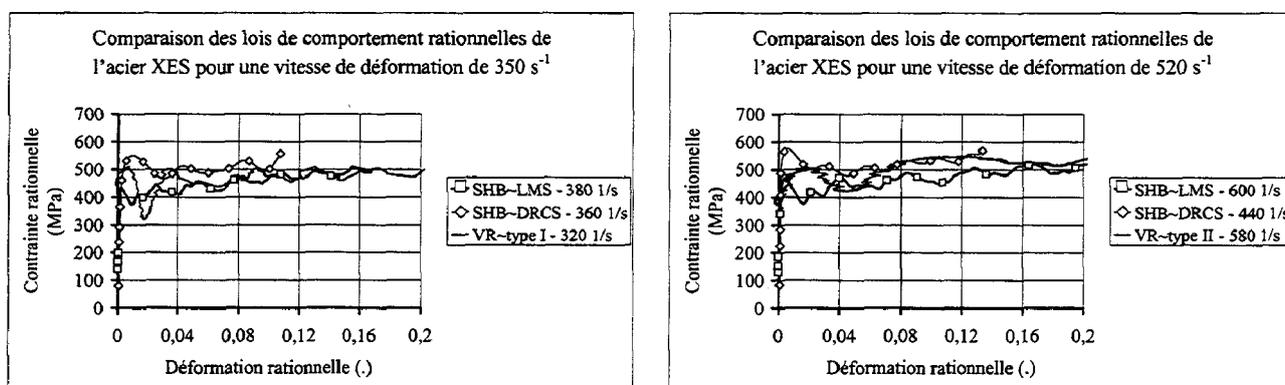


Figure 5-14 : Comparaison des relations rationnelles obtenues pour différents moyens d'essais et de mesure aux vitesses de déformation moyennes de 350 et 520 s<sup>-1</sup> – Acier XES.

La figure 5-15 ajuste la gamme de vitesses de déformation accessible pour les géométries d'éprouvettes plates en fonction des moyens d'essais utilisés pour la caractérisation quasi-statique et dynamique de l'acier XES.

Ces résultats établissent le recouvrement total entre les deux montages de traction aux barres de Hopkinson (éprouvettes plates pliées et collées), d'un point de vue des vitesses de déformation, et un recouvrement partiel en termes de déformations plastiques avec les essais menés sur le vérin hydraulique rapide. Les moyens d'essais tendent à converger, pour le matériau considéré, à partir de vitesses de déformation plastique de l'ordre de 700 s<sup>-1</sup> environ. Or, à ces vitesses de déformation, le comportement vibratoire de l'ensemble machine/montage/éprouvette rend les résultats des essais menés sur le vérin hydraulique rapide quasi-inexploitables.

Une solution consiste donc à augmenter le palier élastique du dispositif aux barres de Hopkinson.

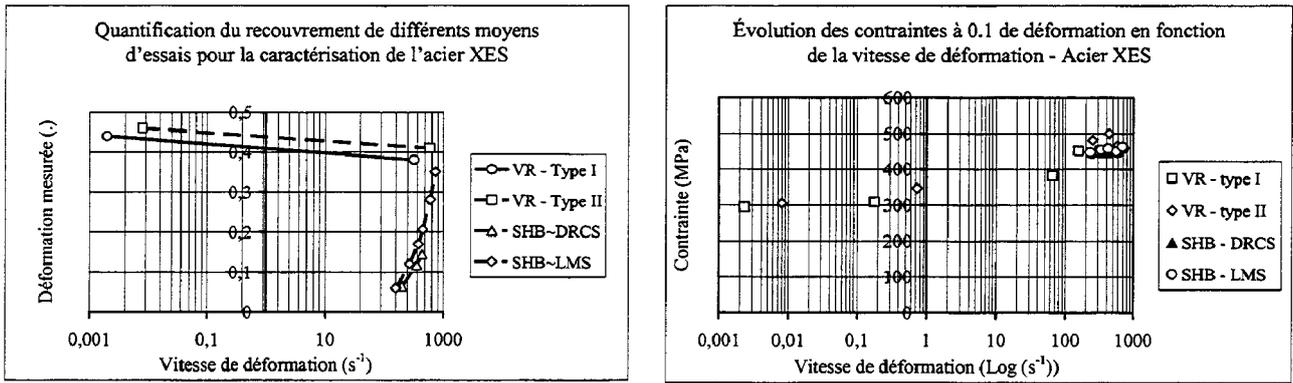


Figure 5-15 : Recouvrement en déformation plastique et contrainte à 0.1 de déformation plastique en fonction de la vitesse de déformation pour les différents moyens d'essais – Acier XES.

Les figures 5-16 et 5-17 dressent la synthèse des relations rationnelles obtenues pour les différentes configurations de traction dynamique concernant l'aluminium 2024 T3.

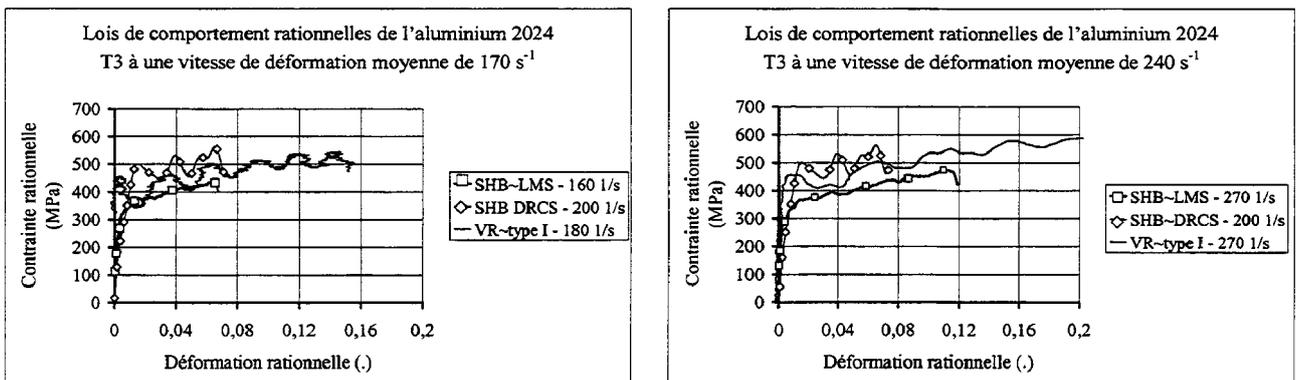


Figure 5-16 : Comparaison des relations rationnelles obtenues à partir de différents moyens d'essais et de mesure aux vitesses de déformation moyennes de 170 et 240 s<sup>-1</sup> – Aluminium 2024 T3.

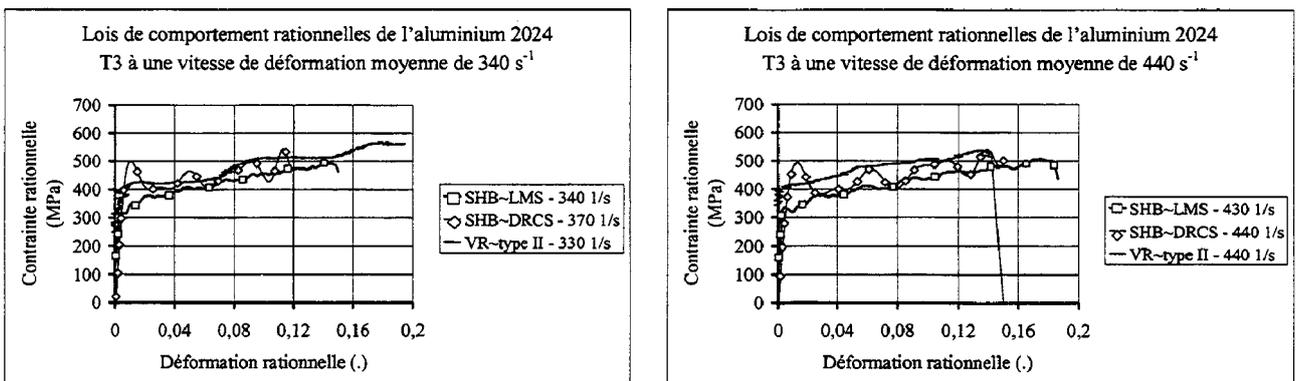


Figure 5-17 : Comparaison des relations rationnelles obtenues à partir de différents moyens d'essais et de mesure aux vitesses de déformation moyennes de 340 et 440 s<sup>-1</sup> – Aluminium 2024 T3.

La figure 5-18 représente les gammes de vitesses de déformation plastique atteintes avec les géométries d'éprouvettes en fonction des moyens d'essais employés pour la

caractérisation de l'aluminium 2024 T3. Pour ce matériau, le recouvrement partiel en déformation plastique est possible entre les domaines de vitesses de déformation accessibles par le vérin hydraulique et les montages aux barres de Hopkinson, notamment dès  $400 \text{ s}^{-1}$ .

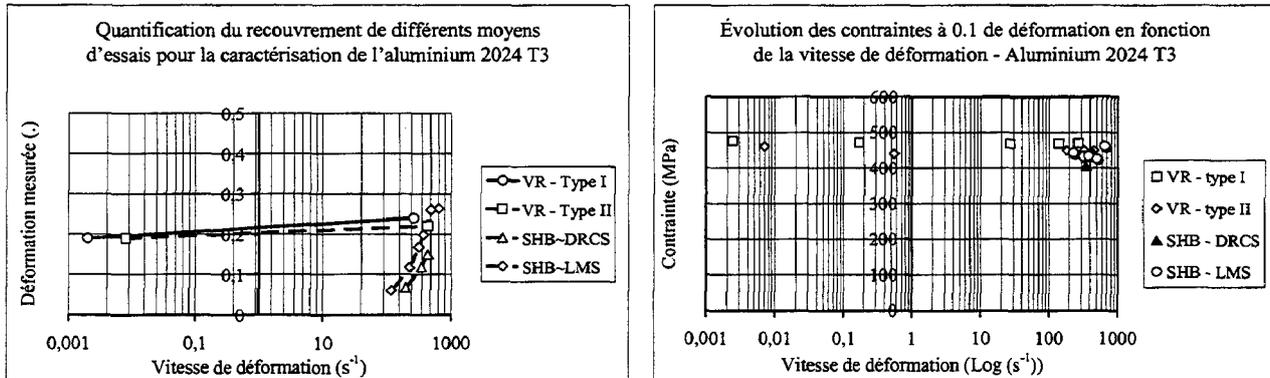


Figure 5-18 : Recouvrement en déformation plastique et contrainte à 0.1 de déformation plastique en fonction de la vitesse de déformation pour les différents moyens d'essais – Aluminium 2024 T3.

A ce stade, nous pouvons confirmer la sensibilité de l'acier XES et la non-sensibilité de l'alliage d'aluminium 2024 T3 au paramètre "vitesse de déformation", constatées sur les différents moyens d'essais. Le dispositif de traction par collage mis en œuvre aux barres de Hopkinson fournit des grandeurs en accord avec celles déterminées sur les autres moyens.

### 5.3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES DE LA LOI DE COMPORTEMENT DE TYPE JOHNSON-COOK POUR LES DEUX MATERIAUX METALLIQUES

La simulation numérique par EF du comportement aux chocs d'une structure métallique nécessite non seulement d'avoir accès au comportement viscoplastique du(des) matériau(x) constituant(s), mais aussi sur toute la plage des vitesses de déformation susceptibles d'être rencontrées localement. Le recours à une loi de comportement viscoplastique pour alimenter un modèle EF nécessite alors une optimisation paramétrique préalable couvrant la totalité de cette plage de vitesses de déformation, et pour des déformations plastiques élevées. Les paramètres du modèle de comportement de Johnson-Cook [JOH83] sont déterminés sur la base des relations rationnelles plastiques établies pour les essais de traction quasi-statique et dynamique menés sur le vérin hydraulique rapide à partir d'éprouvettes de "type I". La loi de comportement identifiée est ensuite comparée aux relations rationnelles plastiques filtrées issues des essais menés sur vérin hydraulique et la géométrie de "type II".

### 5.3.1. Identification des paramètres – Géométrie de type I

Le modèle de comportement est rappelé dans la relation (V-2) :

$$\sigma = \left[ A + B \cdot (\varepsilon_p)^n \right] \cdot \left[ 1 + C \cdot \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right) \right] \cdot \left[ 1 - \left(\frac{T - T_{20^\circ\text{C}}}{T_f - T_{20^\circ\text{C}}}\right)^m \right] \quad (\text{V-2})$$

où,  $\varepsilon_p$  représente la déformation plastique courante et  $\sigma$  la contrainte plastique calculée pour  $\varepsilon_p$ . A, B, n, C et m sont les constantes représentatives du matériau considéré.  $\dot{\varepsilon}_p$  et  $\dot{\varepsilon}_0$  sont respectivement les vitesses de déformation plastique et de référence (statique). Enfin, T,  $T_f$  et  $T_{20^\circ\text{C}}$  représentent les températures courante, de fusion et ambiante.

Le modèle s'articule autour de trois termes : la fonction d'écrouissage, la description de l'effet de la vitesse de déformation sur la contrainte et la description de l'effet de la température sur la contrainte. Ici les variations de température subies par l'éprouvette au cours de l'essai ne sont pas suffisantes pour être intégrées au modèle de comportement. Le choix de cette loi de type phénoménologique comme modèle de comportement viscoplastique est justifié par le faible nombre de paramètres à identifier et sa présence dans tous les codes de calculs commerciaux dédiés aux applications de type crash de structures.

L'identification des coefficients A, B et n est basée sur le recalage du modèle vis-à-vis des relations rationnelles plastiques acquises pour des vitesses de déformation quasi-statiques. Le coefficient C est identifié sur la base d'essais dynamiques.

Une optimisation est alors réalisée sur la définition d'une fonction objectif f au sens des moindres carrés (V-3) :

$$f(\bar{z}) = \sum_{i=1}^{N_p} \left| [\sigma^{\text{NUM}}_i(\bar{z})]^2 - [\sigma^{\text{EXP}}_i]^2 \right| \quad (\text{V-3})$$

où,  $N_p$  représente le nombre de mesures expérimentales de  $\sigma^{\text{EXP}}$ . L'optimum est obtenu lorsque f est minimale. La méthode d'optimisation retenue est celle du gradient conjugué (méthode de descente) dont l'intérêt est de converger en un minimum d'itérations [LAN98]. Une précaution essentielle à prendre en compte concerne l'absence de signification physique du paramètre C, qui n'est représentatif que de la sollicitation considérée.

### 5.3.1.1. Aluminium 2024 T3

La figure 5-19 illustre les relations expérimentales rationnelles plastiques brutes issues d'essais sur éprouvettes de "type I", et exprimées pour cinq vitesses de déformation plastique. Sur la base des résultats expérimentaux de traction quasi-statique et dynamique (filtrés), les paramètres du modèle de comportement de l'alliage d'aluminium 2024 T3 ont été identifiés. Les relations expérimentales sont issues des essais de traction menés au moyen de la configuration améliorée du montage de caractérisation sur vérin hydraulique rapide.

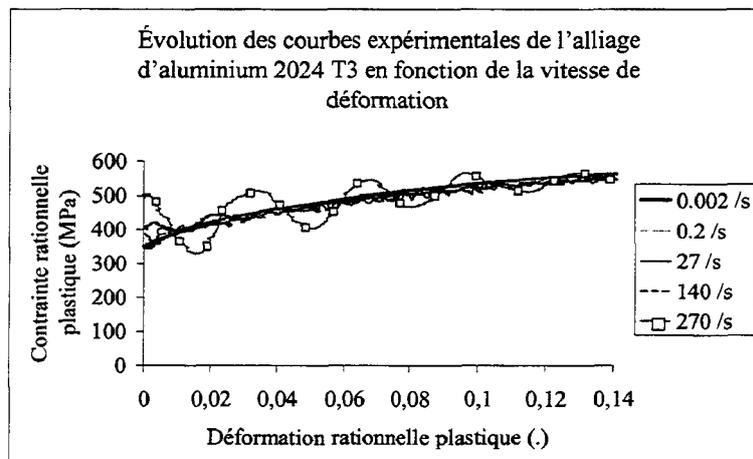


Figure 5-19 : Relations rationnelles plastiques issues des essais expérimentaux quasi-statiques et dynamiques sur éprouvette de "type I" en aluminium 2024 T3.

Le tableau 5-4 présente une comparaison des paramètres du modèle de Johnson-Cook identifiés pour le même matériau sous sollicitations de torsion [JOH83]. L'influence à la vitesse de déformation – exprimée par le coefficient C – est dans les deux cas proche de 0.

	A	B	n	C	$\dot{\epsilon}_0$
<b>2024 T3 – "type I"</b>	275.9	579.7	0.36	-0.0028	0.0023
<b>2024 T351 [JOH83]</b>	265	426	0.34	0.015	0.002

Tableau 5-4 : Paramètres de la loi de Johnson-Cook [JOH83] – Aluminium 2024 T3 (éprouvette "type I").

La loi de comportement des essais de traction quasi-statiques et dynamiques sur éprouvettes plates de "type I" est présentée pour deux vitesses de déformation plastique, soit 0.007 et 270 s<sup>-1</sup> (figure 5-20). L'erreur moyenne entre le modèle et le faisceau des cinq réponses expérimentales à différentes vitesses de déformation reste inférieure à 3 %, mais augmente pour les relations expérimentales acquises sous sollicitations dynamiques, en raison des oscillations mécaniques (non traitées) présentes à 270 s<sup>-1</sup>.

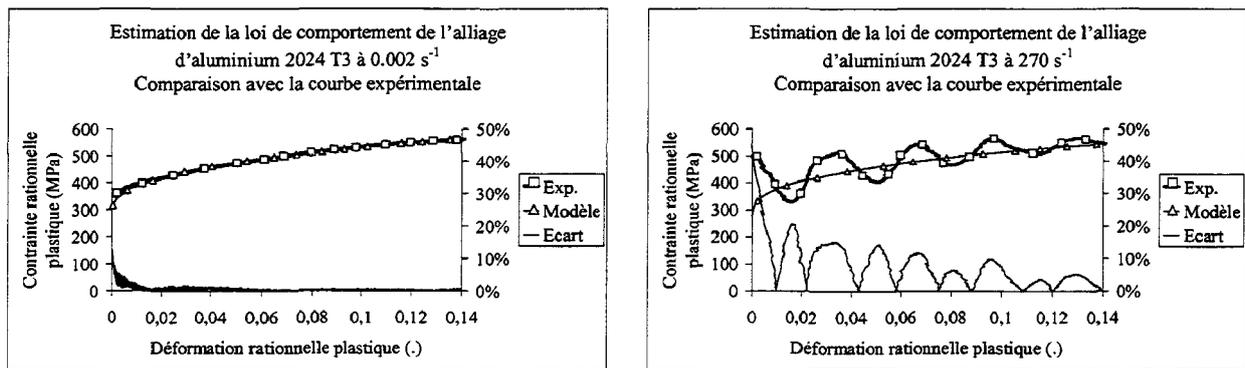


Figure 5-20 : Confrontation modèle/expérience pour l'aluminium 2024 T3 sollicité en traction à des vitesses de déformation de  $0.002$  et  $270 \text{ s}^{-1}$  et jusque  $0.14$  de déformation plastique.

La loi de comportement de l'aluminium 2024 T3 est identifiée jusque  $0.14$  de déformation plastique (figure 5-21). Sur la base des observations faites pour ce matériau, il est clairement rappelé que l'origine des erreurs n'est liée qu'au seul comportement vibratoire du système mécanique de mesure de l'effort.

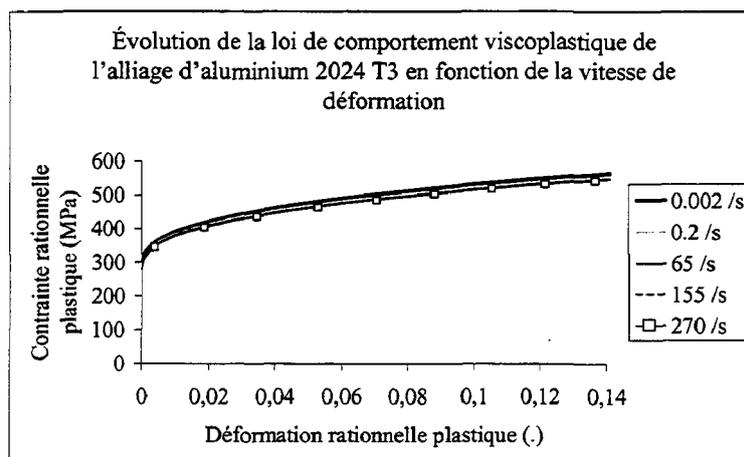


Figure 5-21 : Loi de comportement viscoplastique de l'aluminium 2024 T3.

### 5.3.1.2. Acier doux XES

Les essais menés au cours des présents travaux avec le montage amélioré ont permis de considérer comme exploitables les essais entrepris au-delà de  $300 \text{ s}^{-1}$  (figure 5-22). En effet, la mesure par extensométrie optique (Zimmer XH 200) autorise désormais l'accès aux relations rationnelles plastiques jusqu'à rupture. De plus, la procédure de filtrage se limite à une bande de fréquence plus étroite et à des fréquences plus élevées, grâce à un meilleur comportement vibratoire du dispositif d'essais. Ainsi, l'erreur moyenne calculée pour les cinq vitesses de déformation est inférieure à  $8 \%$ , avec un écart proche de  $\pm 3 \%$  en raison de la présence d'oscillations sur les réponses des essais dynamiques (figure 5-23). A titre de

comparaison, l'erreur moyenne était de l'ordre de 25 % pour les essais réalisés par Langrand [LAN00] au moyen du montage de référence.

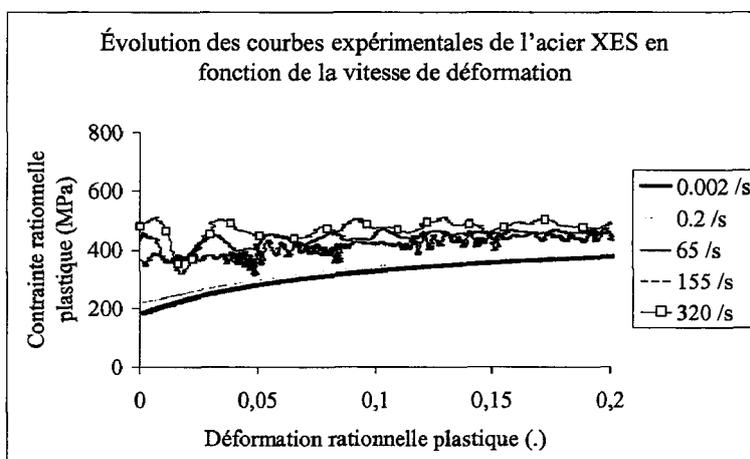


Figure 5-22 : Relations rationnelles plastiques issues des essais expérimentaux quasi-statiques et dynamiques (filtrées) de l'acier XES – Montage amélioré.

	A	B	n	C	$\dot{\epsilon}_0$
<b>Acier XES [LAN00]</b>	180	350	0.35	0.03	0.003
<b>Acier XES</b>	163.3	414	0.44	0.029	0.00234

Tableau 5-5 : Paramètres de la loi de Johnson-Cook [JOH83] – Acier XES (éprouvette "type I").

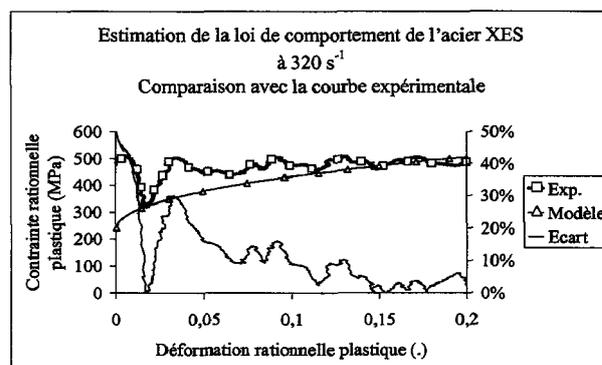
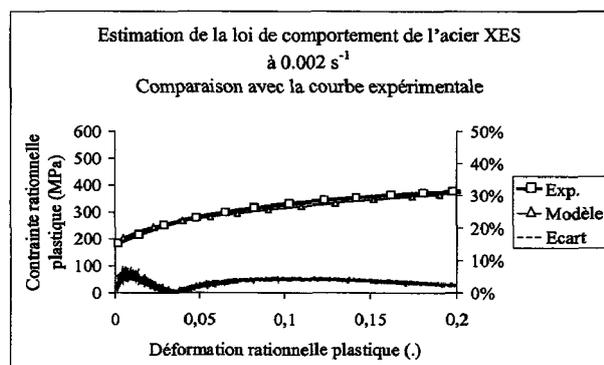


Figure 5-23 : Confrontation modèle/expérience de l'acier XES sollicité en traction à des vitesses de déformation de 0.002 et 320 s<sup>-1</sup> et jusque 0.2 de déformation plastique.

Finalement, la loi d'évolution est présentée jusque 0.2 de déformation plastique dans la gamme de vitesses de déformation comprise entre 0.002 et 320 s<sup>-1</sup> (figure 5-24).

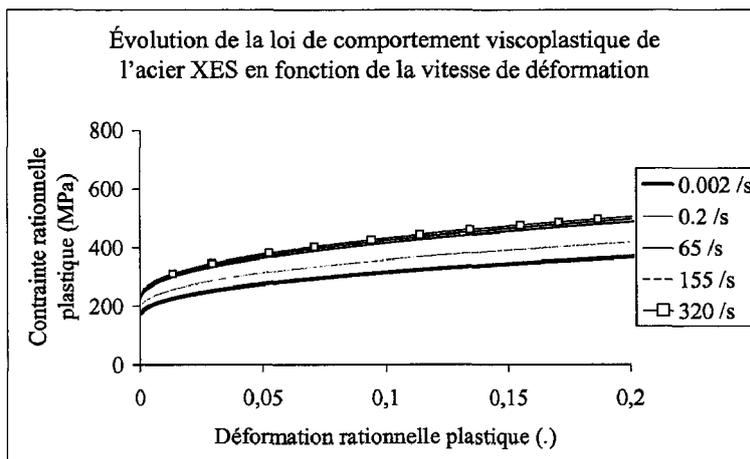


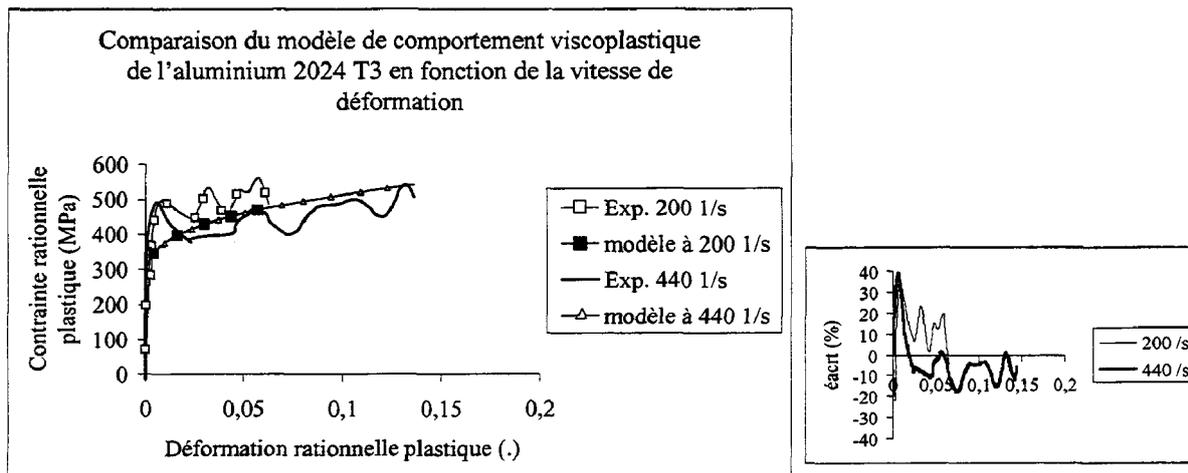
Figure 5-24 : Loi de comportement viscoplastique de l'aluminium 2024 T3.

### 5.3.2. Comparaison avec les géométries d'éprouvettes de type II

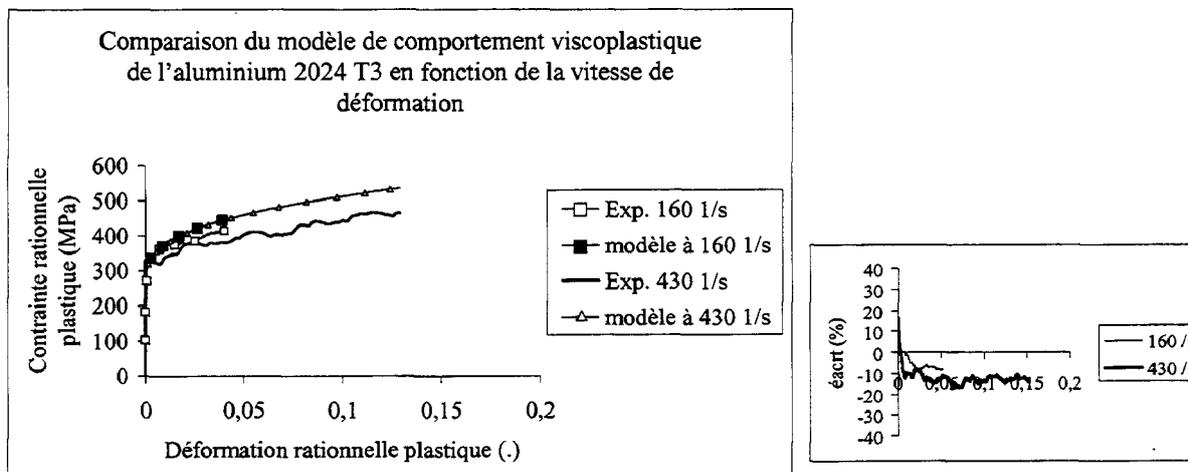
Dans cette partie, nous confrontons l'évolution du modèle de comportement viscoplastique avec les relations rationnelles plastiques extraites des essais quasi-statiques et dynamiques (filtrées) sur éprouvette de "type II". Les relations concernent des essais de traction sur le vérin hydraulique rapide et le dispositif de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson, ainsi que les essais menés sur le dispositif du LMS-Polytechnique. La confrontation est faite afin de vérifier si une extrapolation à des vitesses de déformation plastique supérieures à celles de l'identification précédente est juste et représentative du comportement "matériau".

#### 5.3.2.1. Aluminium 2024 T3

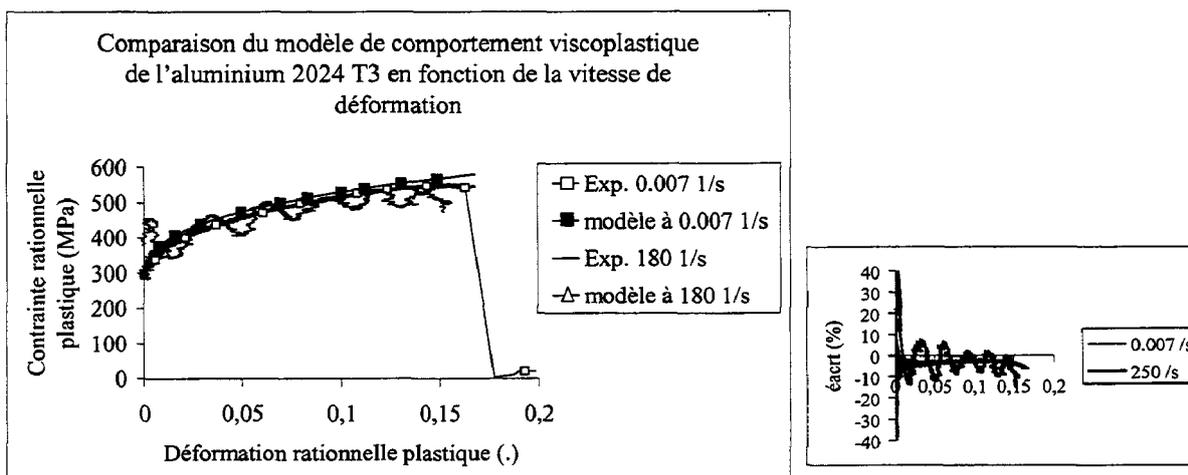
La figure 5-25 compare le modèle viscoplastique identifié à partir de la géométrie de "type I" avec les résultats expérimentaux à  $0.007$  et  $440 \text{ s}^{-1}$  issus des essais de traction aux barres de Hopkinson sur éprouvettes collées de "type II" et sur éprouvettes pliées. Les oscillations issues des réflexions d'ondes élastiques dans les manchons du dispositif de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson perturbent la coïncidence avec le modèle (figure 5-25-a). Sur la figure 5-25-c, seules transparaisent les oscillations mécaniques du montage d'essais sur vérin hydraulique rapide. Le modèle peut donc être jugé comme représentatif du comportement du matériau considéré, indépendamment de la géométrie. Les paramètres identifiés pour l'aluminium 2024 T3 constituent un jeu de données exploitables.



(a) : barres de Hopkinson – UVHC/Onera-Centre de Lille



(b) : barres de Hopkinson – LMS-Polytechnique

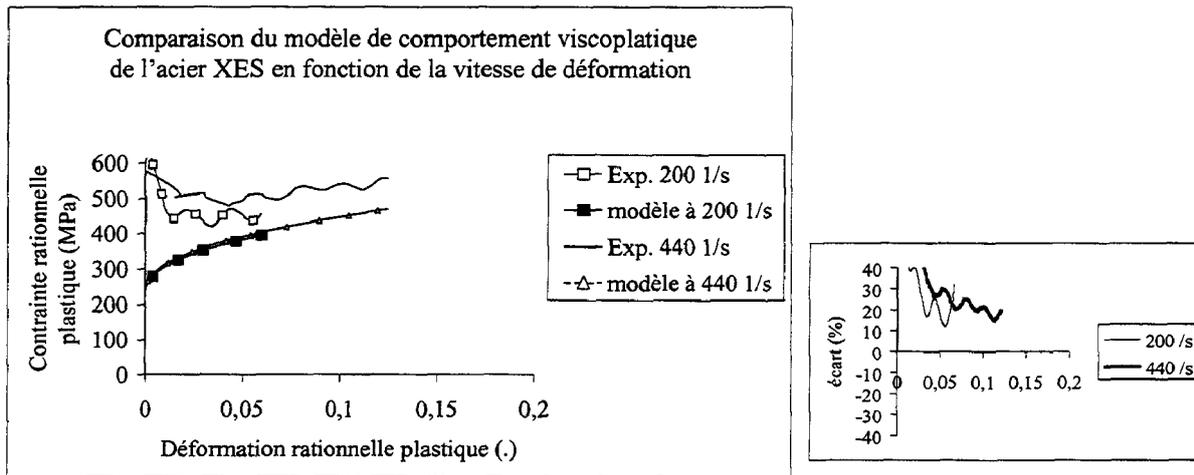


(c) : vérin hydraulique rapide – Onera-Centre de Lille

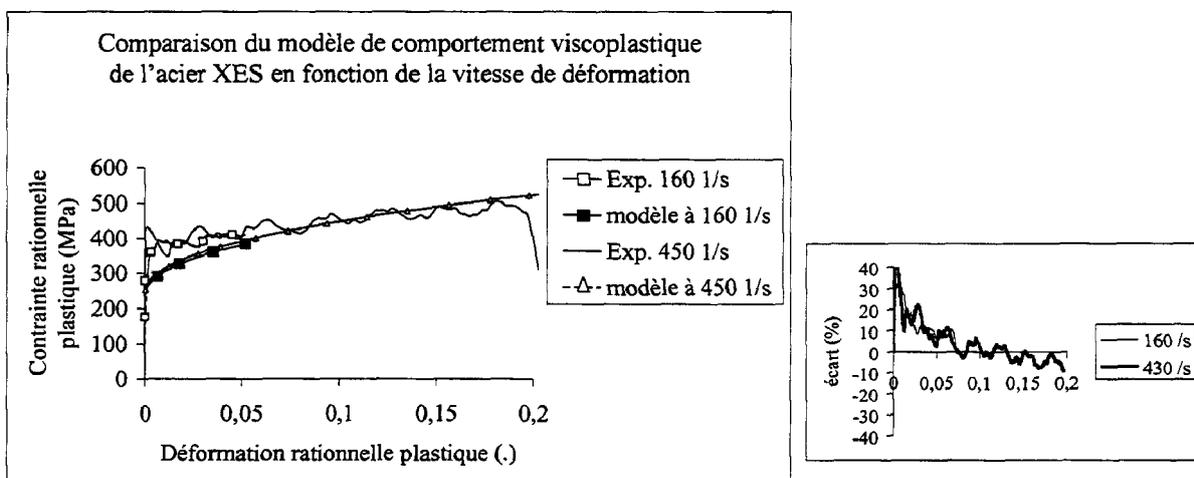
Figure 5-25 : Confrontation du modèle de comportement avec les relations expérimentales – 2024 T3.

### 5.3.2.2. Acier doux XES

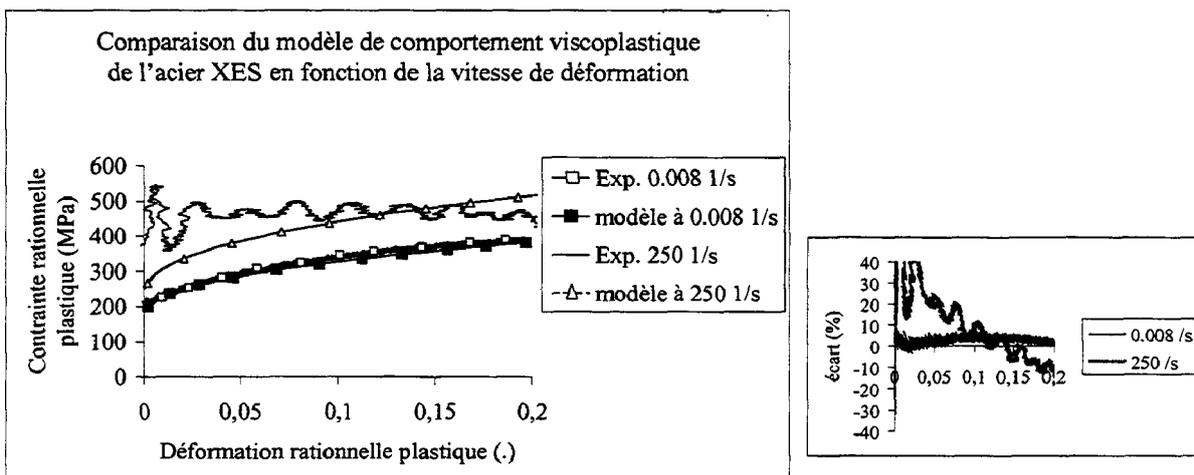
Des comparaisons similaires sont entreprises pour l'acier doux XES (figure 5-26).



(a) : barres de Hopkinson – UVHC/Onera-Centre de Lille



(b) : barres de Hopkinson – LMS-Polytechnique



(c) : vérin hydraulique rapide – Onera-Centre de Lille

Figure 5-26 : Confrontation du modèle de comportement avec les relations expérimentales – Acier XES.

La loi d'évolution du modèle de comportement est proche des relations expérimentales pour les essais quasi-statiques et dynamiques, en particulier pour les essais sur éprouvettes plates pliées et de "type II" sur vérin hydraulique rapide. Toutefois, les essais menés en

traction indirecte aux barres de Hopkinson ne permettent pas actuellement de représenter correctement l'initiation et les premiers états de la plasticité.

#### 5.4. COMPARAISON AVEC LES DONNEES ISSUES DE LA LITTERATURE

Au terme de l'ensemble des essais de caractérisation menés sur l'acier XES et l'aluminium 2024 T3, les dispositifs d'essais utilisés ont été les suivants :

- dispositifs aux barres de Hopkinson en configuration de traction par compression (Laboratoire de Mécanique du Solide - École Polytechnique de Palaiseau),
- dispositifs à barres de Hopkinson en configuration de traction par chargement indirect (Université de Valenciennes/Onera-Centre de Lille),
- dispositif de caractérisation sur vérin hydraulique rapide (Onera-Centre de Lille).

Dans cette partie, une comparaison des résultats obtenus avec quelques-uns des principaux résultats extraits de la littérature est proposée.

La comparaison est faite sur la base de l'évolution de la limite d'élasticité apparente ainsi que la contrainte à 0.1 de déformation plastique en fonction de la vitesse de déformation. Au préalable, l'écriture préalable des tenseurs des contraintes et des déformations est faite respectivement pour les sollicitations de traction/compression (V-4) et de cisaillement (V-5).

$$\underline{\underline{\sigma}} = \begin{pmatrix} \sigma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{pmatrix} \varepsilon & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\varepsilon}{2} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\varepsilon}{2} \end{pmatrix} \quad (\text{V-4})$$

$$\underline{\underline{\sigma}} = \begin{pmatrix} \tau & 0 & 0 \\ 0 & -\tau & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{pmatrix} \frac{\gamma}{2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\gamma}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{V-5})$$

Ainsi, au sens du critère de plasticité proposé par von Mises, on aboutit aux égalités ([CAM69], [JOH83], [FRA91], [GAR94\_a], [QUI97], [JUA98]) permettant d'exprimer les contraintes sous sollicitation de cisaillement en contrainte équivalente de traction (V-6) :

$$\sigma_{\text{éq}} = \sigma = \tau \cdot \sqrt{3} \quad \varepsilon_{\text{éq}} = \varepsilon = \frac{\gamma}{\sqrt{3}} \quad (\text{V-6})$$

### 5.4.1. Aluminium 2024 T3

Une comparaison de l'évolution des contraintes de l'alliage d'aluminium 2024 T3 est proposée en regard de sources bibliographiques relatant de campagnes d'essais dynamiques similaires. Les essais réalisés dans le cadre de ces travaux au moyen du vérin hydraulique rapide sont nommés "VR – type I" et "VR – type II". Cette comparaison est faite à partir d'essais de torsion quasi-statiques et dynamiques réalisés par Nicholas et Lawson [NIC72] sur le même alliage d'aluminium dans une gamme de vitesses de déformation comprise entre  $10^{-4}$  et  $4500 \text{ s}^{-1}$  couverte au moyen de trois dispositifs d'essais récurrents. Lee et Shaue [LEE99] ont réalisé des essais de traction sur éprouvettes axisymétriques au moyen d'une machine hydraulique quasi-statique MTS 810 pour une gamme de vitesses de déformation comprises entre  $1.5 \times 10^{-5}$  et  $1.7 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Enfin, pour ses essais de caractérisation, Langrand [LAN98] utilise le vérin hydraulique rapide équipé du montage de référence et vise la gamme de vitesses de déformation  $[0.002; 50] \text{ s}^{-1}$ . La géométrie d'éprouvettes utilisée par Langrand est identique à la géométrie nommée ici "type I". L'évolution de la limite d'élasticité apparente de l'aluminium 2024 T3 est confondue pour les différentes sources proposés dans la littérature scientifique (figure 5-28). Les contraintes conventionnelles à 0.1 de déformation plastique déterminées lors de ces travaux sont également confrontées à celles extraites des mêmes sources de données expérimentales (figure 5-29).

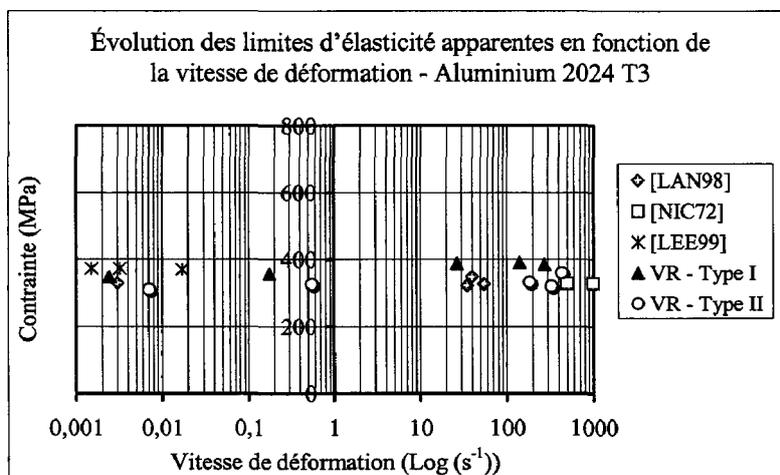


Figure 5-28 : Limites d'élasticité apparentes pour différentes campagnes d'essais – Aluminium 2024 T3.

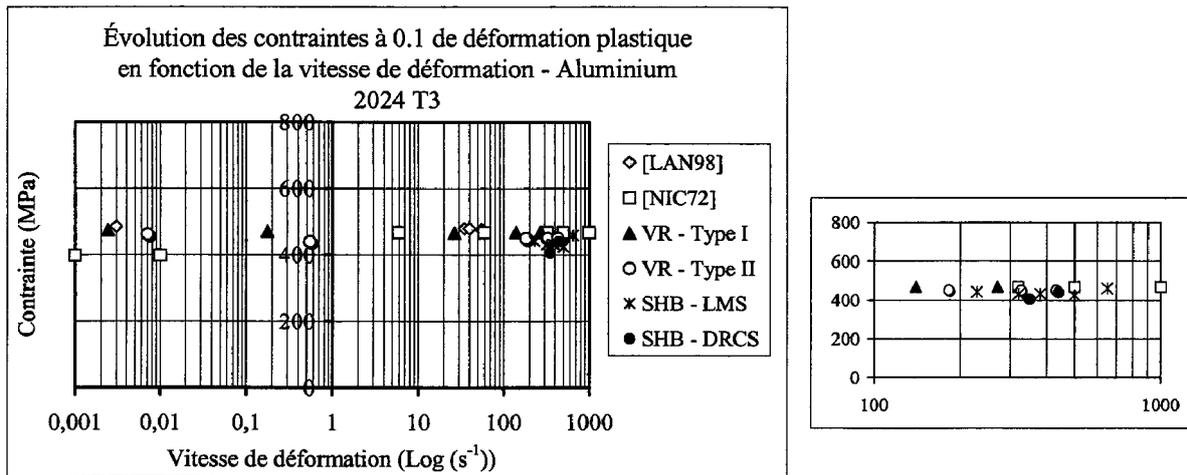


Figure 5-29 : Contraintes à 0.1 de déformation plastique pour différentes campagnes d'essais – Aluminium 2024 T3.

Les principaux écarts relevés pour les valeurs de limite d'élasticité apparente et de contrainte à 0.1 de déformation plastique peuvent être attribués à plusieurs facteurs :

- les différences de teneur entre les lots en éléments d'alliage,
- les erreurs de mesure attribuées aux chaînes d'acquisition et au conditionnement,
- les procédés de traitement thermique pour lesquels des modifications dans les propriétés mécaniques sont à noter [TEC95], notamment pour le procédé T351 de l'alliage caractérisé par Langrand [LAN98].

#### 5.4.2. Acier doux XES

Les grandeurs caractéristiques issues de différentes campagnes d'essais de caractérisation de l'acier doux XES ont également été utilisées à titre de comparaison et concernent des essais entrepris sous sollicitations de double-cisaillement ([GAR94\_a], [KLE99], [RUS00]), de compression ([ZHA96\_a], [GAR00]) et de traction [MOU00] aux barres de Hopkinson. Les évolutions de la limite d'élasticité apparente et la contrainte à 0.1 de déformation plastique des essais antérieurs sont confrontées à ces résultats d'essais de la littérature (figure 5-30).

Une dispersion significative de la limite d'élasticité apparente apparaît pour les différentes sources, particulièrement aux vitesses de déformation supérieures à  $100 \text{ s}^{-1}$ . Celle-ci peut se justifier par la difficulté d'identifier précisément le domaine élastique des matériaux sous sollicitations dynamiques au moyen des dispositifs aux barres de Hopkinson ([GAR91], [GAR94\_b], [ZHA96\_b]).

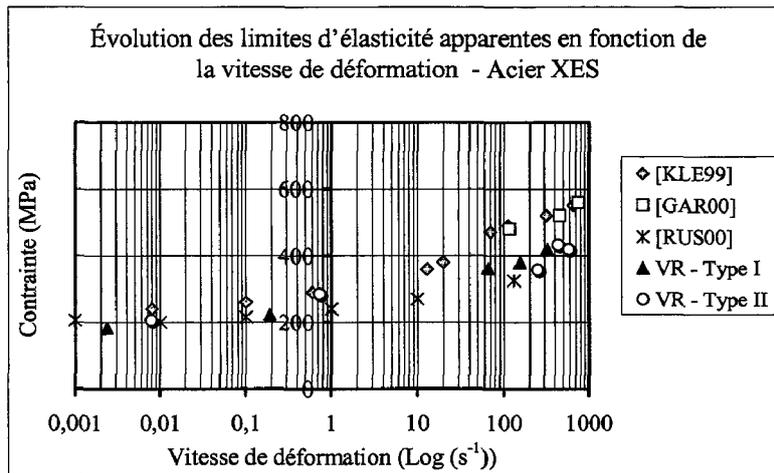


Figure 5-30 : Limites d'élasticité apparentes pour différentes campagnes d'essais – Acier XES.

La figure 5-31 présente l'évolution de la contrainte conventionnelle à 0.1 de déformation plastique, et obtenue sur la base des mêmes essais (quasi-statiques et dynamiques) réalisés sur l'acier XES.

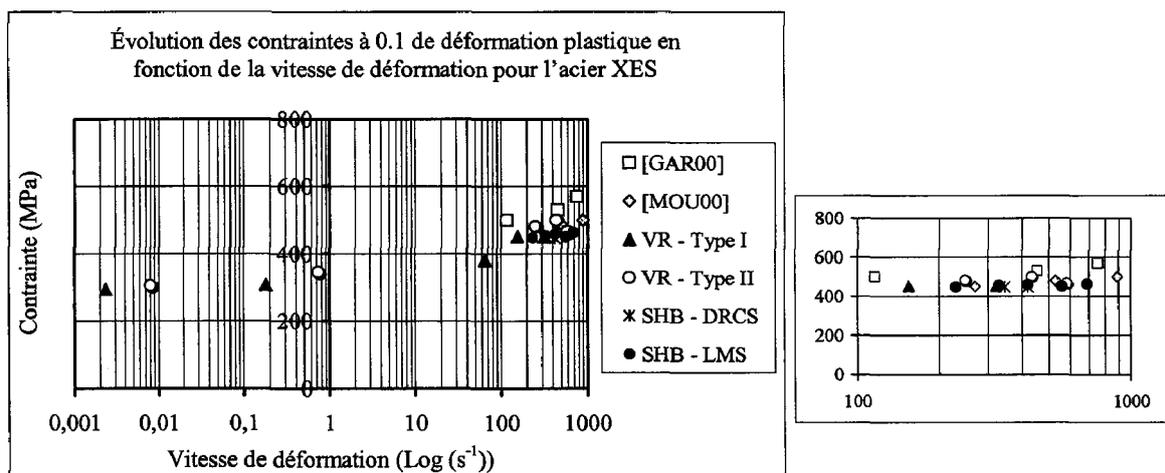


Figure 5-31 : Contraintes à 0.1 de déformation plastique pour différentes campagnes d'essais – Acier XES.

Une évolution rapide de la contrainte apparaît aux vitesses de déformation supérieures à 100 s<sup>-1</sup> pour l'ensemble des résultats relevés, et ceci quel que soit le type de moyen d'essais et de géométrie d'éprouvette.

Cette dernière étape démontre le bon fonctionnement du dispositif de traction par collage mis en œuvre dans le cadre de la caractérisation dynamique de matériaux métalliques.

## 5.5. CONCLUSIONS

Dans le cadre des travaux réalisés, un grand nombre d'essais expérimentaux a été entrepris au moyen de divers dispositifs d'essais et de mesure. Cette démarche fait directement suite au besoin des industriels de prédire le comportement global et local des structures soumises aux chocs à l'aide de simulations numériques par éléments finis dont les modèles sont alimentés par des lois de comportement viscoplastique. Généralement, les paramètres des lois de comportement (phénoménologiques ou physiques) sont identifiés sur la base d'un nombre plus ou moins grand d'essais de caractérisation réalisés à différentes vitesses de déformation, différentes températures et en utilisant différentes géométries d'éprouvettes ([NIC72], [HAM98]). Compte-tenu des limitations techniques des dispositifs d'essais et de mesure utilisés aux vitesses de déformation moyennes, il existe un domaine pour lequel le comportement de la plupart des matériaux reste mal connu et sujet à interpolations entre les gammes de vitesses de déformation.

Par ailleurs, l'identification de la limite apparente d'élasticité pose problème pour les essais dynamiques sur le vérin hydraulique rapide, en raison des oscillations mécaniques qui se manifestent dès que le domaine élastique est franchi. La même difficulté peut être notée pour ce qui est de l'endommagement et de la rupture, qui constituent des phénomènes difficilement accessibles en dynamique.

Dans une première partie, des essais de traction dynamique ont été menés sur un dispositif aux barres de Hopkinson reposant sur l'utilisation d'éprouvettes plates pliées. Le protocole a été développé à l'école Polytechnique de Palaiseau en 1999, et servi de base à une comparaison de notre dispositif de traction par collage et à son protocole d'exploitation.

Le présent chapitre a permis de vérifier, a posteriori, l'existence d'un domaine de recouvrement des grandeurs plastiques aux vitesses de déformation accessibles par deux moyens d'essais complémentaires. Ce recouvrement reste néanmoins partiel pour ce qui est de la plage de déformations plastiques, notamment pour les dispositifs aux barres de Hopkinson. Les relations rationnelles établies pour chacun des dispositifs d'essais ont été comparées pour des vitesses de déformation plastique voisines. Pour chacun des deux matériaux métalliques caractérisés, quatre vitesses de déformation "intermédiaires" ont été retenues et ont permis de valider les données collectées pour des taux de déformation plastique compris entre 0.06 et 0.3.

L'identification des paramètres de la loi de comportement viscoplastique proposée par Johnson-Cook [JOH83] a été entreprise par la suite sur le faisceau de courbes déterminé au moyen du vérin hydraulique rapide jusqu'à apparition de la rupture. Pour cela, la géométrie d'éprouvette de "type I" a été utilisée. Un transfert du modèle de comportement a alors été pratiqué sur la géométrie d'éprouvette de "type II" dans la gamme de vitesses de déformation  $[0.007;500] \text{ s}^{-1}$ . Les limites de représentativité du modèle de comportement ont alors été levées pour les vitesses de déformation les plus élevées et pour lesquelles l'initiation de la plasticité n'est pas correctement décrite.

Dans une dernière étape, une validation complémentaire de nos résultats a été réalisée par confrontation avec les principaux résultats issus de la littérature pour des gammes vitesses de déformation plastique voisines. Une bonne concordance des valeurs de contraintes courantes a pu être vérifiée pour les deux matériaux métalliques.

Ce chapitre a donc permis de montrer le bon fonctionnement de la configuration de traction par chargement indirect proposée dans le chapitre précédent. En effet, l'ensemble des confrontations réalisées ici légitime la sollicitation de traction par collage d'éprouvettes plates. La dispersion naturelle des essais permet finalement de "placer" les relations évaluées sur chaque dispositif d'essais dans un corridor de validité.

## Références bibliographiques

- [BÖH99] W. BÖHME, G. BERNAUER, W. SCHMITT, "*Scatter of a ferritic steel in the transition region analysed by Charpy tests and dynamic tensile tests*", Nuclear Engineering and Design, Vol. 188, pp149-154, 1999
- [CRA02] D. TOWNSEND, N. PARK, D. HAMMOND, P. DEVALL, M. AL-KHALIL, "*Material test – Tensile properties of aluminium alloys 7010T7651 and AU4G over a range of strain rates*", CRAHVI, Contract n°G4RD-CT-2000-00395, Deliverable D 1.1.1, BAE Systems, 2002
- [CRA03] N. PETRINIC, R. FROUD, "*Mechanical properties of rivets and riveted aluminium joints subjected to impact loading*", CRAHVI, Contract n°G4RD-CT-2000-00395, Deliverable D 5.1.1, 2003
- [FOU98] M.S. FOUND, I.C. HOWARD, A.P. PARAN, "*Interpretation of signals from drop weight impact tests*", Composite Structures, Vol. 42, pp353-363, 1998
- [FRA91] D. FRANCOIS, A. PINEAU, A. ZAOUI, "*Comportement mécanique des matériaux*" (2 volumes), Hermès Paris 1992-1993
- [GAR88] G. GARY, J.R. KLEPACZKO, "*A computer program for the analysis of the split Hopkinson bars test*", Paris/Metz, 1988
- [GAR91] G. GARY, J.R. KLEPACZKO, H. ZHAO, "*Correction de dispersions pour l'analyse des petites déformations aux barres de Hopkinson*", Journal de Physique IV, Vol. 1, pp403-410, 1991
- [GAR94\_a] G. GARY, W.K. NOWACKI, "*Essai de cisaillement plan appliqué à des tôles minces*", Journal de Physique IV, Vol. 8, pp65-70, 1994
- [GAR94\_b] G. GARY, H. ZHAO, "*Dépouillement de l'essai aux barres de Hopkinson par une technique de calcul inverse*", Journal de Physique IV, Vol. 4, pp89-94, 1994
- [HAM98] A.M.S. HAMOUDA, M.S.J. HASHMI, "*Testing of composites materials at high rates of strain : advances and challenges*", Journal of Materials Processing and Technology, Vol. 77, pp327-336, 1998
- [JOH83] G.R. JOHNSON, W.H. COOK, "*A constitutive model and data for metal subjected to large strains, high strain rates and high temperatures*", Proceeding of the 7<sup>th</sup> International Symposium on Ballistics, the Hague, the Netherlands, pp541-547, 1983
- [JUA98] A. JUANICOTENA, "*Étude théorique et expérimentale du comportement viscoplastique des matériaux aux grandes vitesses de déformation – Application à l'acier Mars 190 et au Tantale*", Rapport CEA-R-5816, 1998

- [KLE99] J.R. KLEPACZKO, H.V. NGUYEN, W.K. NOWACKI, "*Quasi-static and dynamic shearing of sheet metals*", European Journal of Mechanics : A/Solids, Vol. 18, pp271-289, 1999
- [LAN98] B. LANGRAND, "*Contribution à la caractérisation numérique et expérimentale d'assemblages structuraux rivetés sous sollicitation dynamique*", Thèse de Doctorat de l'Université de Valenciennes, 1998
- [LAN00] B. LANGRAND, "*Comportement dynamique d'une tôle d'acier perforée*", Rapport Technique Onera-Lille RT 2/03310 DMSE, 2000
- [LAT96] J.L. LATAILLADE, M. DELAET, F. COLLOMBET, C. WOLFF, "*Effects of the intralaminar shear loading rate on the damage of multi-ply composites*", International Journal of Impact Engineering, Vol. 18, n°6, pp679-699, 1996
- [LEE99] H.T. LEE, G.H. SHAUE, "*The thermomechanical behavior for aluminium alloy under triaxial tensile loading*", Materials Science and Engineering, Vol. 268, pp154-164, 1999
- [LIN71\_a] U.S. LINDHOLM, "*Techniques of metals research*", Vol. 5, Part 1, Bunshah R.F. Ed. Interscience Publishers, New York, 1971
- [LIN71\_b] U.S. LINDHOLM, R.L. BESSEY, G.V. SMITH, "*Effect of strain rate on yield strength, tensile strength, and elongation of three aluminum alloys*", Journal of Materials, JMLSA, Vol. 6, n°1, pp 119-133, 1971
- [MOU00] P. MOURO, G. GARY, H. ZHAO, "*Dynamic tensile testing of sheet metal*", Journal de Physique IV, Vol. 10, pp149-154, 2000
- [NIC72] T. NICHOLAS, J.E. LAWSON, "*On the determination of the mechanical properties of materials at high shear-strain rates*", Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 20, n°2, pp57-64, 1972
- [NIC80] T. NICHOLAS, "*Dynamic tensile testing of structural materials using a split Hopkinson bar apparatus*", Technical report, AFWAL TR 80-4053, 1980
- [OOS00] L. DJAPIC-OOSTERKAMP, A. IVANKOVIC, G. VENIZELOS, "*High strain rate properties of selected aluminium alloys*", Materials Science & Engineering, Vol. 278, n°1-2, pp225-235, 2000
- [QUI97] M. QUIK, K. LABIBES, C. ALBERTINI, T. VALENTIN, P. MAGAIN, "*Dynamic mechanical properties of automotive thin sheet steel in tension, compression and shear*", Journal de Physique IV, Vol. 24, pp379-384, 1997
- [RUI85] C. RUIZ, R.A.W. MINES, "*The Hopkinson pressure bar: an alternative to the instrumented pendulum for Charpy tests*", International Journal of Fracture, Vol. 29, pp101-109, 1985
- [RUS99] A. RUSINEK, J.R. KLEPACZKO, "*Comportement viscoplastique des tôles en traction et cisaillement – Analyse de la vitesse d'impact*", Matériaux &

Techniques, n°11-12, pp41-52, 1999

- [TEC95] R. DEVELAY, "*Données numériques sur l'aluminium et les alliages d'aluminium de transformation – Aluminium de transformation*", Techniques de l'Ingénieur, M2 III, M 445, pp1-11, 1995
- [TEC96] D. FRANCOIS, "*Essais Mécaniques des matériaux – Détermination des lois de comportement*", Techniques de l'Ingénieur, M 120, pp10-26, 1996
- [ZHA96\_a] H. ZHAO, G. GARY, "*The testing and behaviour modelling of sheet metals at strain rates from  $10^{-4}$  to  $10^4$  s<sup>-1</sup>*", Materials Science and Engineering, Vol. 207, pp46-50, 1996
- [ZHA96\_b] H. ZHAO, G. GARY, "*On the use of split Hopkinson pressure bar techniques to determine the dynamic behavior of the materials in the range of small strain*", International Journal of Solids and Structures, Vol. 33, n°23, pp3363-3375, 1996



## CONCLUSIONS GENERALES

L'objectif de ce travail a été de proposer des améliorations portant sur les capacités d'exploitation de divers dispositifs d'essais de caractérisation utilisés usuellement dans des gammes de vitesses de déformation non-recouvrantes. Les montages d'essais sur vérins hydrauliques rapides permettent classiquement de réaliser des essais de caractérisation quasi-statique et faiblement dynamique pour la plupart des matériaux à partir d'éprouvettes de traction normalisées. Pour étendre la gamme de vitesses de déformation, il est néanmoins nécessaire de mettre en œuvre des éprouvettes de longueur utile plus courte, et qui ne sont plus normalisées. La limite basse d'exploitation de ces vérins hydrauliques correspond à des vitesses de déformation quasi-statiques pouvant descendre sous  $10^{-4} \text{ s}^{-1}$ . Leur limite haute d'exploitation correspond au domaine des vitesses de déformation moyennes, qui s'élèvent à quelques dizaines de  $\text{s}^{-1}$ . Pour la plupart des vérins dynamiques, potentiellement capables de solliciter une éprouvette à quelques centaines de  $\text{s}^{-1}$ , c'est la mise en œuvre de montages d'essais mécaniques spécifiques qui définit la limitation haute, car à l'origine de l'apparition de phénomènes de résonance mécanique et de forces d'inertie importantes (auxquels sont sensibles les cellules d'effort piézoélectriques) qui finissent par pénaliser la mesure et limiter les capacités d'exploitation (filtrage). La gamme de vitesses de déformation accessible grâce à ces moyens reste néanmoins particulièrement étendue (5 décades).

D'un autre côté, les dispositifs aux barres de Hopkinson permettent la sollicitation des matériaux pour des vitesses de déformation plastique comprises entre 500 et  $5000 \text{ s}^{-1}$ , soit 1 décade. La gamme de vitesses de déformation correspondant au premier ordre de grandeur constitue la limite basse d'exploitation pour des barres de taille conventionnelle. Cette limitation concerne en fait la plage des déformations plastiques accessibles, car plus cette vitesse est faible, plus la plage d'exploitation des déformations se réduit. D'autres limitations existent, et sont liées aux possibles ruptures d'impédance (particulièrement en traction indirecte), et à la vérification de l'équilibre des forces aux interfaces échantillon/barres au cours de l'essai (notamment les échantillons longs). Tout ceci rend l'exploitation des signaux délicate quand on cherche à descendre sous  $500 \text{ s}^{-1}$ .

Il existe donc un domaine de vitesses de déformation qui pose de réelles difficultés d'exploitation, signifiant en particulier qu'il est impossible de vérifier – à ces vitesses intermédiaires – le recouvrement complet des résultats de caractérisation obtenus avec ces

moyens d'essais et ces méthodes d'exploitation complètement différents. Les résultats étant particulièrement tributaires de la qualité des essais (non triviaux) et des techniques d'exploitation utilisées, un tel recouvrement permettrait d'une part, de mieux garantir la validité des résultats expérimentaux, et d'autre part, de s'assurer de la validité de paramètres de comportement "matériau" identifiés sur une gamme de vitesses de déformation allant du quasi-statique à la dynamique moyenne.

Pour atteindre un tel recouvrement, une première partie des travaux a consisté à augmenter la plage d'exploitation des essais réalisés sur vérin hydraulique rapide. Ceci demande donc d'étudier le problème de la résonance mécanique qui pollue les mesures, et de concevoir un montage d'essais mécanique amélioré de ce point de vue. La méthode de conception est initiée, puis vérifiée sur la base du montage d'essais de référence. La comparaison du comportement vibratoire d'un modèle numérique par éléments finis de ce montage (déterminé par analyse modale sous Nastran-Patran) avec celui du montage d'essais réel (identifié au moyen d'un analyseur modal de type B&K) est menée. Pour chacune des études modales expérimentale et numérique, la source des perturbations est identifiée, et correspond à un mode de pompage dont la fréquence propre est proche de 5 kHz. Cette fréquence correspond bien à celle des oscillations observées lors des essais dynamiques. La conception d'un nouveau montage d'essais a été donc entreprise, avec comme objectif principal de repousser "au plus loin" la fréquence de résonance parasite, afin d'étendre la gamme des essais exploitables à des vitesses de déformation plus élevées. Une fois obtenue la modélisation EF du nouveau montage, une étude de sensibilité des fréquences propres du montage mécanique aux caractéristiques matérielles et géométriques des différents éléments le constituant (module d'élasticité et masse volumique) est menée. Ces calculs ont permis de procéder à l'étude de conception du nouveau montage d'essais et, en passant par une phase de faisabilité, d'en lancer la fabrication.

Ainsi, l'étude de conception, reposant sur l'optimisation du comportement vibratoire d'un dispositif d'essais de caractérisation dynamique, a abouti à l'obtention d'un montage possédant une géométrie spécifique associée à une masse minimale car constitué de titane. Une cellule d'effort mono-axiale de rigidité élevée a par ailleurs été retenue pour la mesure d'effort, car correspondant à un optimum dans la gamme proposée. A l'occasion de ces travaux, une technique de mesure de la déformation par extensométrie optique a été développée, et a permis d'obtenir une réponse contrainte/déformation jusqu'à rupture de l'éprouvette, tant en quasi-statique qu'en dynamique (donc d'autant plus aisément "filtrable").

La fréquence parasite polluant les mesures expérimentales a alors pu être repoussée au-delà de 10 kHz (sans éprouvette), ce qui correspond à un gain de 2 en terme de limite supérieure du domaine des vitesses de déformation exploitable. Le montage d'essais réalisé permet d'atteindre des vitesses de déformation plastique pouvant atteindre  $600 \text{ s}^{-1}$  selon la nature et la géométrie de l'éprouvette. Une campagne d'essais de traction quasi-statique et dynamique a été entreprise sur éprouvettes plates pour les matériaux métalliques constitués d'acier doux XES et d'aluminium 2024 T3. Deux géométries d'éprouvettes ont été utilisées : la première – dénommée "type I" – avait déjà été utilisée par le passé à l'occasion d'études sur l'endommagement ductile de matériaux métalliques. La seconde – dénommée "type II" – a été dimensionnée pour pouvoir être à la fois testée avec le nouveau montage sur vérin hydraulique (pour atteindre de plus hautes vitesses de déformation) et sur le dispositif aux barres de Hopkinson (Université de Valenciennes).

Dans la seconde partie des travaux, la mise en œuvre d'un dispositif aux barres de Hopkinson – configuré initialement pour des essais de compression – a été développée afin d'envisager la caractérisation de matériaux métalliques ductiles. Des essais qualitatifs de compression sur rivets aéronautiques (séries d'aluminium 7050 et 2017 A) ont été conduits pour des vitesses de déformation jusque  $600 \text{ s}^{-1}$  environ. Une analyse des résultats a été menée en comparaison avec des essais aux barres de Hopkinson réalisés au Laboratoire de Mécanique du Solide de l'École Polytechnique de Palaiseau. Cette comparaison a permis de valider le protocole de calibration du dispositif d'essais installé à l'occasion de ces travaux sur le site de l'Onera-Centre de Lille.

Un montage original de caractérisation d'éprouvettes métalliques plates a ensuite été conçu sur la base d'un principe de sollicitation de traction par chargement indirect aux barres de Hopkinson. Les longueurs des barres et la position des jauges de déformation ont été déterminées de manière optimale vis-à-vis des dimensions du projectile au moyen d'un diagramme de type lagrangien (polaires de choc). Le projectile a une longueur maximale de 1.1 m pour un diamètre de 22.4 mm. Il est propulsé par un lanceur à air permettant d'atteindre des vitesses comprises entre 4 et  $15 \text{ m.s}^{-1}$ . L'ensemble du dispositif (barres de mesure et projectile) est constitué de Marval 18 à haute limite d'élasticité pour permettre, en théorie, de préserver l'intégrité des éléments pour des vitesses d'impact de  $30 \text{ m.s}^{-1}$ . Les barres entrante et sortante ont respectivement une longueur de 3.6 m et de 2.7 m, et ont un diamètre de 25 mm (une correction des ondes élastiques est alors nécessaire). Le principe du montage réalisé vise à minimiser les ruptures d'impédance mécanique à l'origine de l'altération des

signaux d'ondes de chargement et de leur réflexion. Pour cela, des jeux de manchons cylindriques filetés ont été usinés au diamètre des barres. Ces manchons possèdent quatre logements périphériques permettant la fixation des éprouvettes par collage (les logements sont symétriques afin d'éviter toute sollicitation de flexion hors plan des éprouvettes au cours du chargement). Le collage des éprouvettes métalliques a été réalisé au moyen d'une colle époxy bi-composants 2014. Une perte de section inférieure à 2 % est obtenue, garantissant un transfert correct – en termes énergétiques – de l'onde incidente à la barre sortante. Afin d'augmenter le rapport signal/bruit (le signal correspondant ici à l'effort de traction dans les éprouvettes), la section de l'ensemble des éprouvettes doit être suffisante pour obtenir un signal transmis d'amplitude exploitable, et atteindre la rupture des éprouvettes pour les vitesses les plus élevées. L'influence de la présence des manchons sur l'allure des ondes élastiques a été analysée, et n'a révélé aucune modification des signaux. Ce montage expérimental offre finalement une complète accessibilité visuelle au jeu d'éprouvettes qui pourront être filmées et instrumentées lors de futures campagnes expérimentales.

Finalement, une série d'essais de caractérisation des deux matériaux métalliques a été initiée pour des vitesses de déformation supérieures à  $200 \text{ s}^{-1}$ . L'ensemble des réponses comportementales est déterminé au moyen du logiciel de dépouillement automatique DAVID. La vérification de l'équilibre des efforts aux interfaces des deux barres de mesure a permis de garantir l'hypothèse fondamentale de l'équilibre de l'éprouvette. Une confrontation des réponses a été menée avec des essais réalisés sur un dispositif semblable, mais adapté à des géométries d'éprouvettes plates pliées (prélevées dans les mêmes lots de tôles métalliques). Ce dispositif, implanté au Laboratoire de Mécanique du Solide de l'École Polytechnique de Palaiseau, repose sur une utilisation classique des barres de Hopkinson en compression. Les résultats comparatifs, pour des vitesses de déformation proches, vérifient être dans les limites acceptables de la dispersion naturelle des grandeurs caractéristiques, et valident le principe expérimental proposé, ainsi que la procédure d'exploitation.

Dans la configuration actuelle du dispositif, une superposition de l'onde réfléchie R1 (liée à un léger défaut d'alignement des barres et de planéité des faces en contact) apparaît avec l'onde transmise dans la barre entrante. Cette réflexion a été "placée" en fin de signal afin de minimiser son rôle. Néanmoins, des modifications significatives de l'alignement des barres et du projectile, ainsi qu'un raccourcissement de la barre sortante d'environ 300 mm sont alors préconisés. Une atténuation des oscillations lors du chargement est par ailleurs nécessaire et peut être partiellement acquise, soit en augmentant la longueur filetée des

manchons et des barres de mesure, soit en recourant au frettage des manchons sur les barres de mesure. Un léger amortissement lors de l'impact peut également contribuer à un filtrage de la signature spectrale de l'essai (utilisé également pour le chargement des éprouvettes sur vérins hydrauliques rapides).

Le principe de fixation des éprouvettes plates par collage sur les manchons mériterait donc à l'avenir d'être approfondi. Celui-ci permet en effet d'envisager la caractérisation en traction de nombreux matériaux métalliques, tels les aciers à hautes limites élastiques par une simple augmentation de la surface de collage. Toutefois, le principe de la traction par chargement indirect demeure fortement limitatif. En effet, les techniques de déconvolution et de mesure sans contact par extensométrie optique ne peuvent être appliquées directement (sauf si l'énergie apportée est consommée au premier passage, mais sans intérêt véritable ici), et il n'est guère possible d'obtenir une loi de comportement reconstruite par parties dans la configuration actuelle du dispositif. En effet, les différents allers-retours des systèmes d'ondes élastiques font légèrement flamber les jeux d'éprouvettes avant d'atteindre la rupture.

Au terme de ces travaux, le domaine de vitesses de déformation traité au vérin hydraulique rapide et aux barres de Hopkinson pour la géométrie d'éprouvette proposée ("type II"), est compris entre  $2 \cdot 10^{-3}$  et  $600 \text{ s}^{-1}$ . Un domaine de recouvrement des moyens d'essais est établi pour les vitesses de déformation plastique comprises entre 200 et  $500 \text{ s}^{-1}$ . Le recouvrement des réponses comportementales reste cependant partiel en terme de plage de déformation plastique. En effet, le montage aux barres de Hopkinson ne permet pas – aux basses vitesses – d'accéder à un taux important de déformation plastique pour la configuration de traction proposée (0.06 pour les matériaux testés). Ce recouvrement partiel est néanmoins suffisant pour s'assurer de la cohérence des résultats obtenus sur les deux moyens d'essais.

En terme d'améliorations des signaux de mesure en effort des éprouvettes sollicitées au moyen du vérin hydraulique rapide, aucune solution apportée n'est généralisable à l'ensemble des matériaux industriels sujets à études comportementales en dynamique. La caractérisation d'échantillons prélevés dans des tôles laminées complique l'apport de solutions simples ; en effet, le maintien des éprouvettes nécessite l'ajout de pièces de serrage et donc de masse apportée à la pièce "maîtresse". De plus, l'utilisation d'éprouvettes étagées se limite aux matériaux métalliques et donc restreint le panel des matériaux (notamment l'étude des composites en dynamique). La miniaturisation des échantillons pose par ailleurs le problème de la mesure et de leur alignement sur un dispositif (traction ou compression). Chaque gamme

de matériaux doit donc être caractérisée sur un dispositif adéquat adapté à la gamme d'effort et pour laquelle le montage doit restituer un comportement vibratoire optimal.

En terme de perspectives de poursuite des travaux initiés aux barres de Hopkinson, une première amélioration du dispositif d'essais actuel consisterait à utiliser le même type de montage d'éprouvettes sur un système de barres travaillant en traction directe, en chargeant la barre sortante au moyen d'un projectile tubulaire ou au moyen d'un système hydraulique de pré-tension. Cette dernière solution requiert l'utilisation de barres plus longues (jusque 8 m), mais permettrait de contourner les problèmes que pose la mise en vitesse de projectiles longs, et offrirait la possibilité d'exploiter les systèmes d'ondes élastiques pour des taux de déformation plus conséquents par des techniques récentes de déconvolution, de mesure par extensométrie optique, de cinématographie ultra-rapide. A terme, la mesure de l'effort pourrait provenir directement d'éprouvettes contenant une partie élastique ; ce qui contribuerait à limiter la signature spectrale de l'essai à l'éprouvette seule.

Avec ce dispositif, de futures investigations portant sur l'étude des comportements en traction composée d'assemblages soudés et/ou rivetés élémentaires peuvent être envisagées à partir des recommandations proposées précédemment.

Un autre axe de recherches concerne le besoin de connaissances du comportement en dynamique des matériaux biologiques, notamment osseux. Le caractère dispersif des résultats (fortement dépendants des sujets, des modes de conservation, des zones de prélèvement) fait actuellement l'objet de nombreux débats. Des études ciblées sur les os plats peuvent être initiées à grande échelle à partir de dispositifs accueillant les échantillons par collage sur des barres viscoélastiques, d'impédance proche de celle des échantillons osseux.

Enfin, une stratégie de caractérisation quasi-statique et dynamique peut être suggérée pour les tôles métalliques :

- aux basses et moyennes vitesses  $[0.001;200] \text{ s}^{-1}$ , sur vérin hydraulique rapide, trois essais par vitesse pour les éprouvettes de "type I",
- aux vitesses intermédiaires  $[100;400] \text{ s}^{-1}$ , sur vérin hydraulique rapide, trois essais par vitesse pour les éprouvettes de "type II" et éprouvettes étagées,
- aux moyennes vitesses  $[200;600] \text{ s}^{-1}$ , sur le dispositif de barres de Hopkinson, trois essais par vitesse pour les éprouvettes de "type II".

## Annexe 1

### Résultats des essais de traction quasi-statiques et dynamiques sur vérin hydraulique

#### - Montage d'essais de référence -

#### Essai quasi-statique à $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ – Acier doux XES :

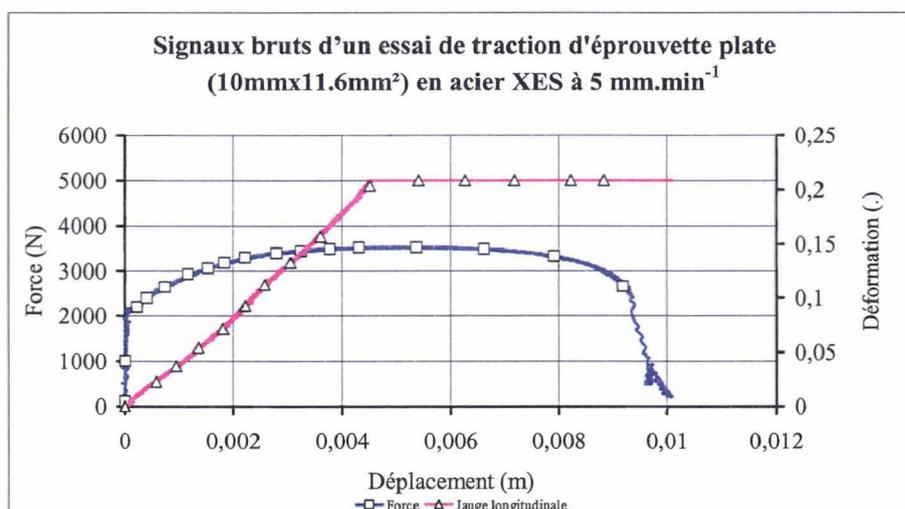


Figure A-1-1 : Réponse temporelle en effort et déformation par jauge extensométrique d'un essai de traction sur une éprouvette en acier XES de type I à  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ .

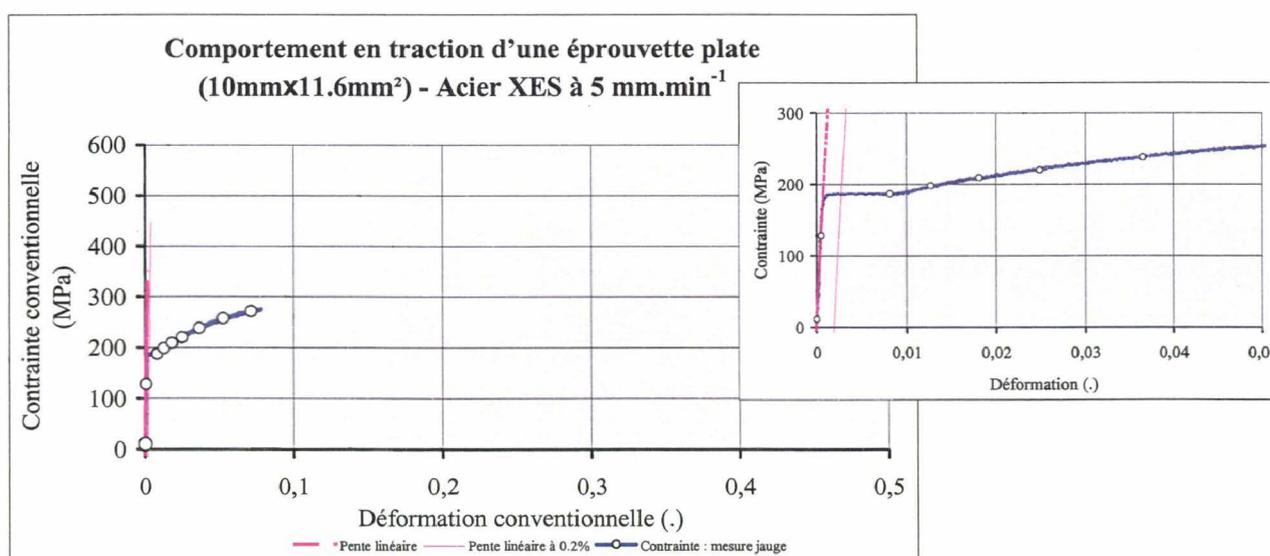


Figure A-1-2 : Loi de comportement conventionnelle de l'acier XES de type I à  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  – Calcul de la meilleure pente élastique à 0,002 de déformation.

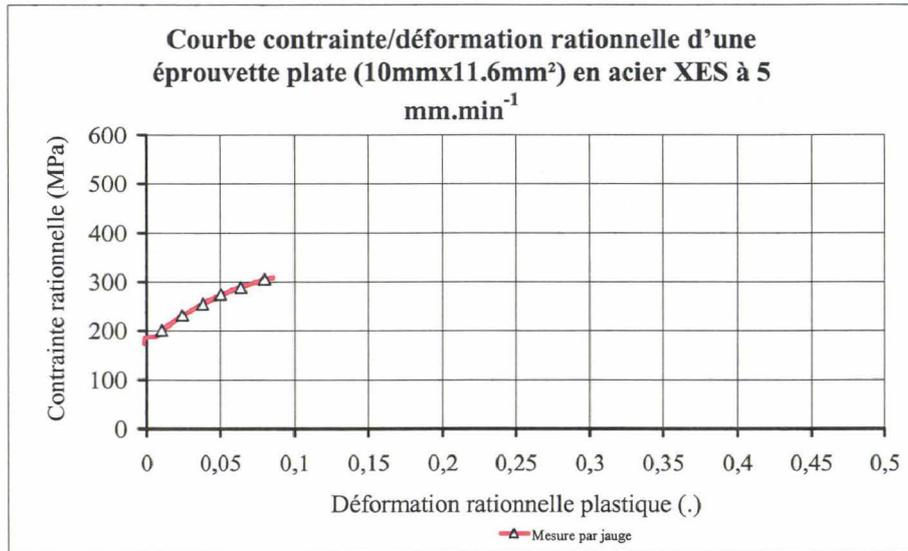


Figure A-1-3 : Loi de comportement rationnelle plastique obtenue sur éprouvette en acier XES de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

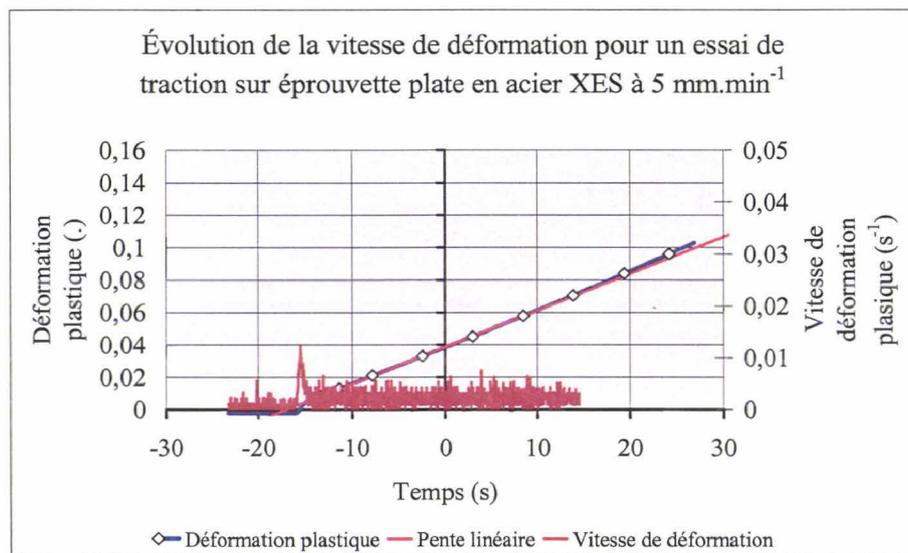


Figure A-1-4 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en acier XES de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

**Essai dynamique à 2 m.s<sup>-1</sup> – Acier doux XES :**

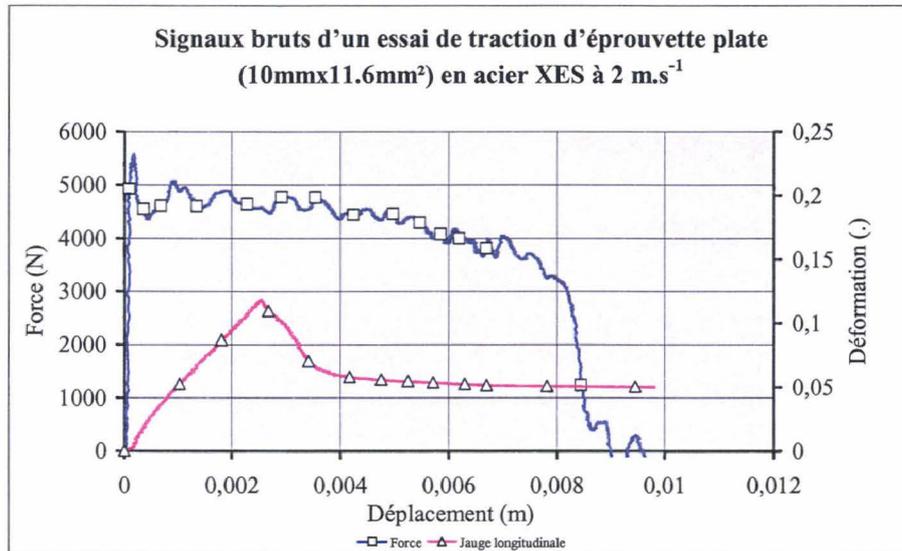


Figure A-1-5 : Réponse temporelle en effort et déformation par jauge extensométrique d'un essai de traction sur une éprouvette en acier XES de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

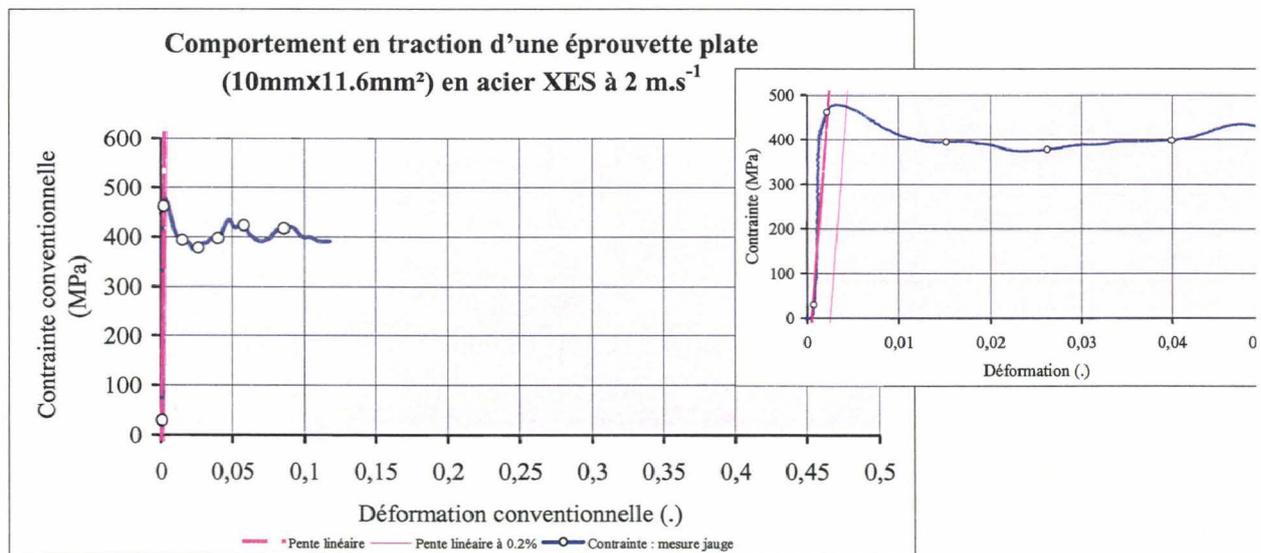


Figure A-1-6 : Loi de comportement conventionnelle de l'acier XES de type I à 2 m.s<sup>-1</sup> – Calcul de la meilleure pente élastique à 0.002 de déformation.

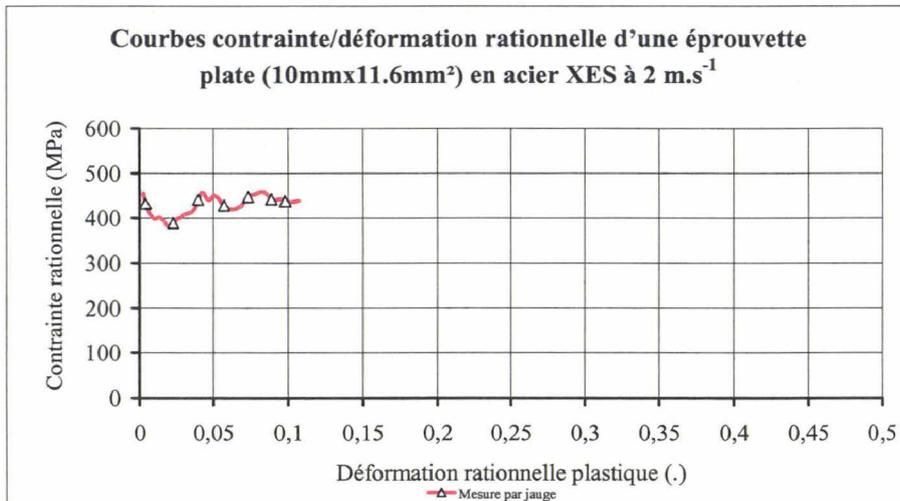


Figure A-1-7 : Loi de comportement rationnelle brute plastique obtenue sur éprouvette en acier XES de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

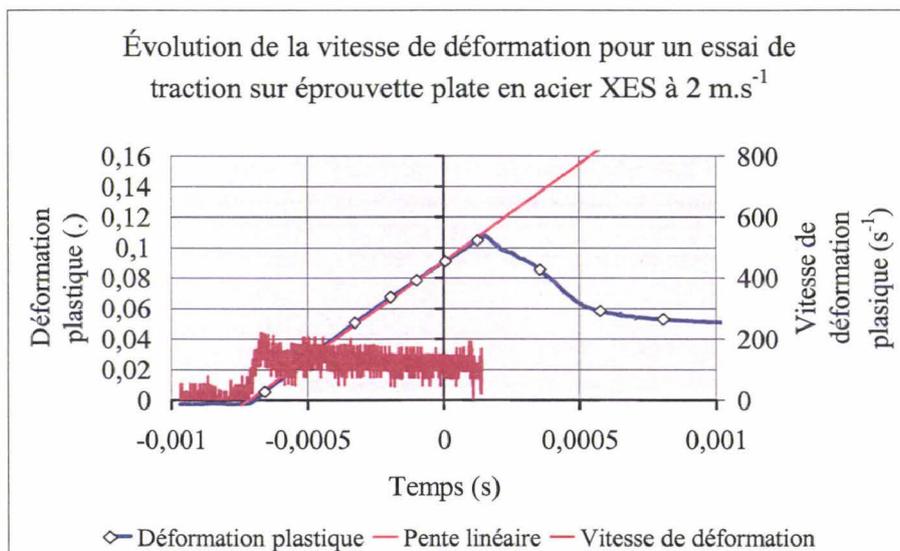


Figure A-1-8 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en acier XES de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

### Essai quasi-statique à $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ – Alliage d'aluminium 2024 T3 :

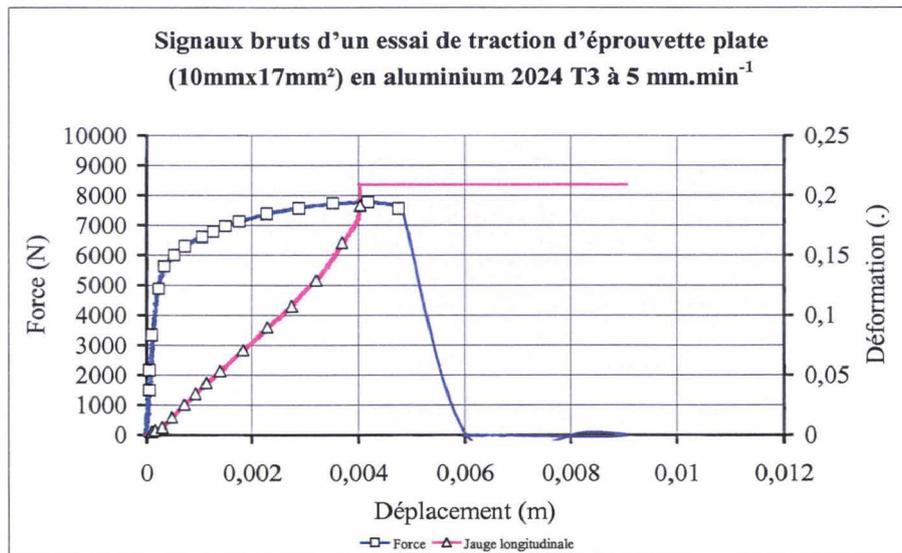


Figure A-1-9 : Réponse temporelle en effort et déformation par jauge extensométrique d'un essai de traction sur une éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ .

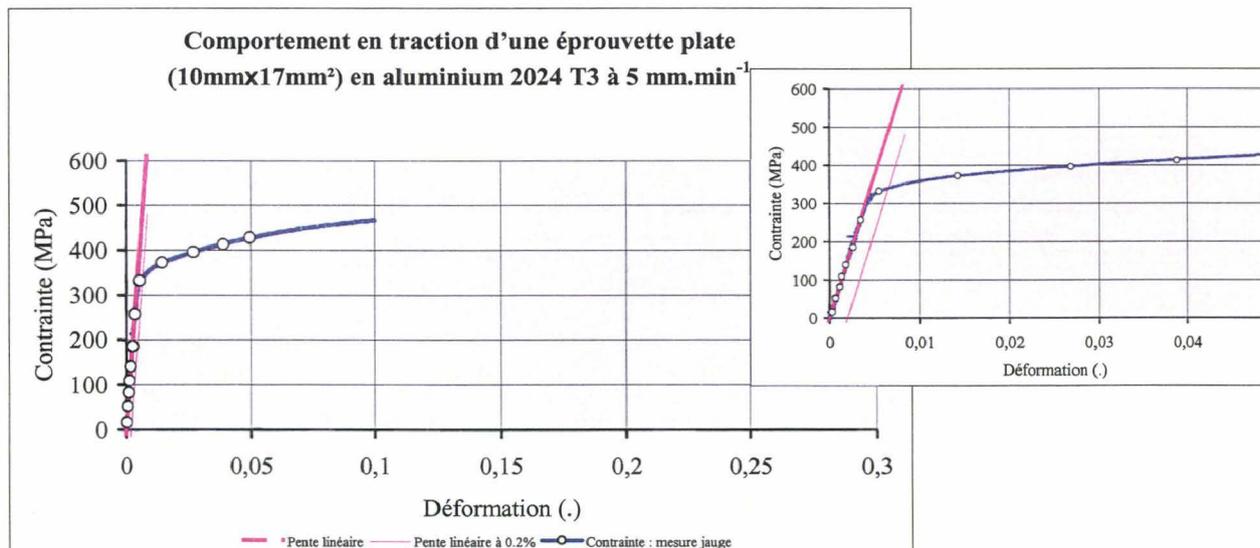


Figure A-1-10 : Loi de comportement conventionnelle de l'aluminium 2024 T3 de type I à  $5 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  – Calcul de la meilleure pente élastique à 0.002 de déformation.

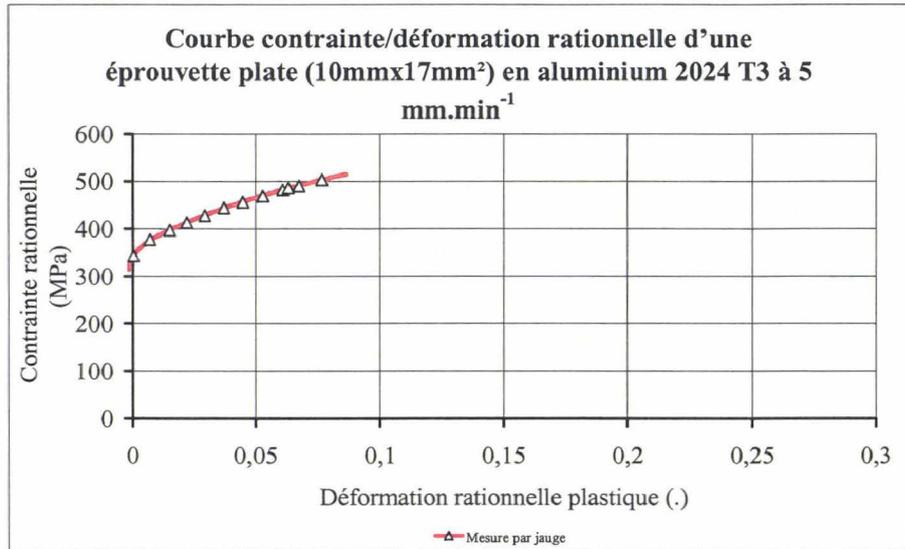


Figure A-1-11 : Loi de comportement rationnelle plastique obtenue sur éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

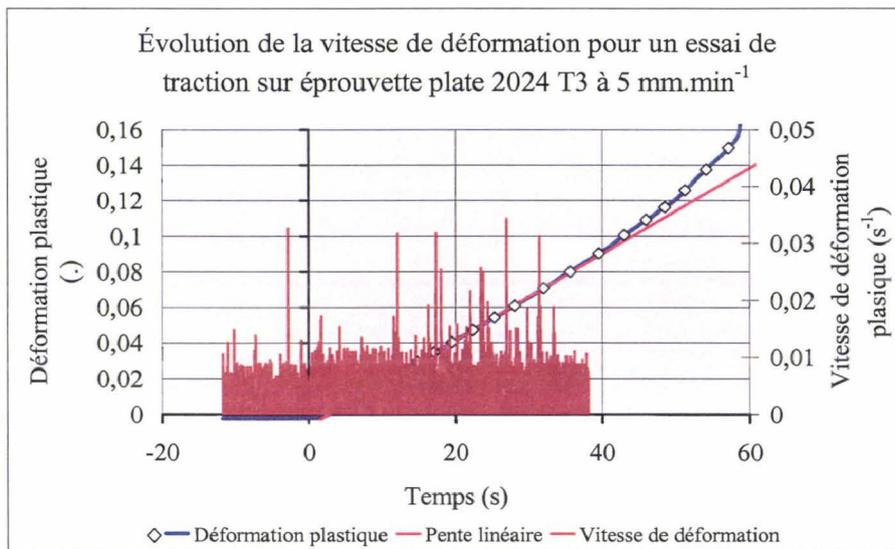


Figure A-1-12 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en aluminium 2024 T3 de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

### Essai dynamique à $4 \text{ m.s}^{-1}$ – Alliage d'aluminium 2024 T3 :

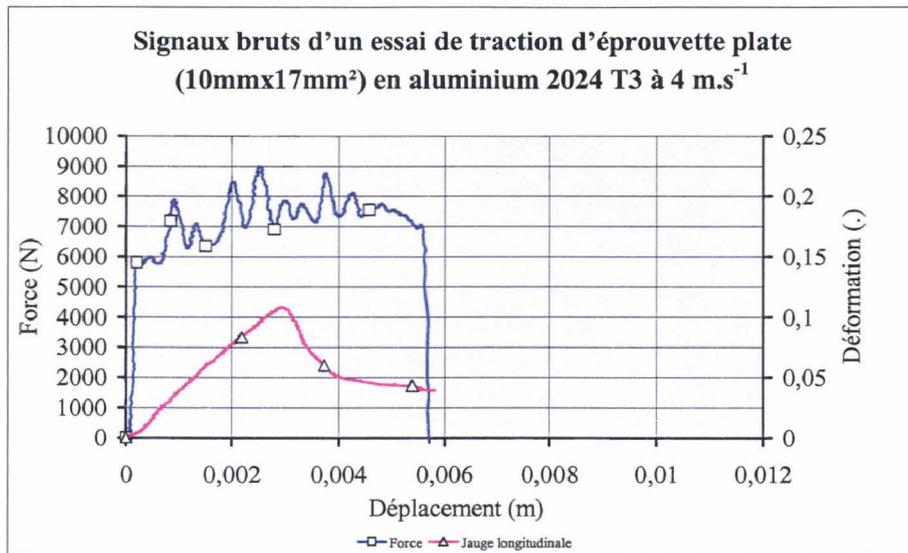


Figure A-1-13 : Réponse temporelle en effort et déformation par jauge extensométrique d'un essai de traction sur une éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à  $4 \text{ m.s}^{-1}$ .

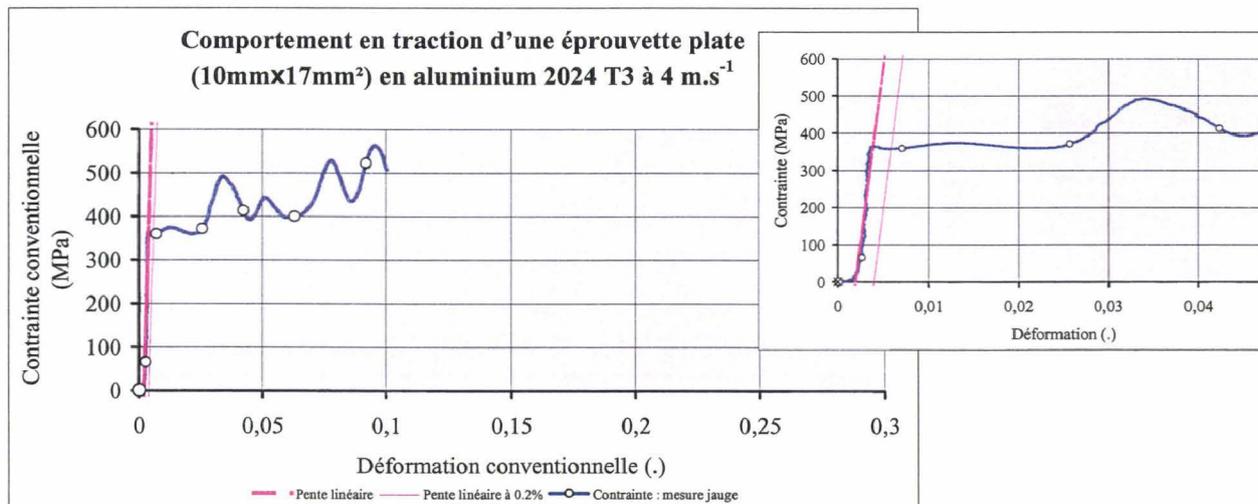


Figure A-1-14 : Loi de comportement conventionnelle de l'aluminium 2024 T3 de type I à  $2 \text{ m.s}^{-1}$  – Calcul de la meilleure pente élastique à 0.002 de déformation.

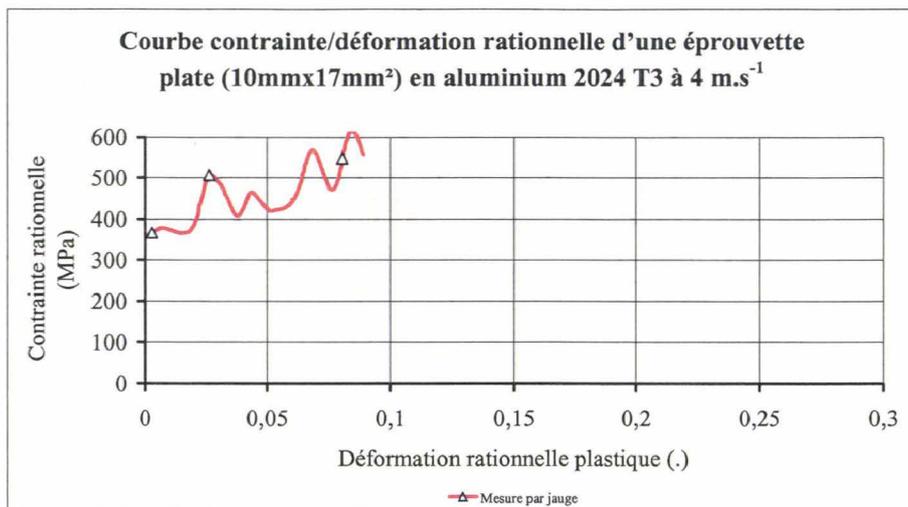


Figure A-1-15 : Loi de comportement rationnelle brute plastique obtenue sur éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à 4 m.s<sup>-1</sup>.

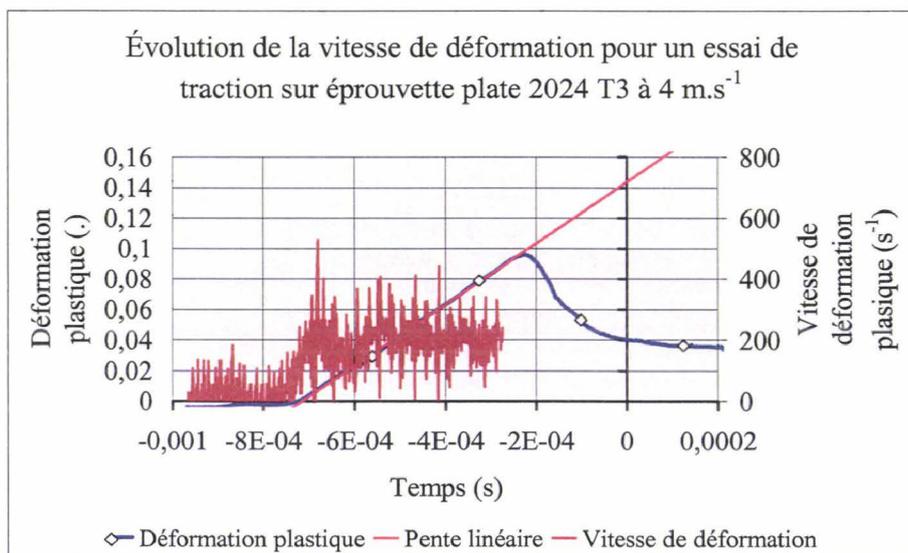


Figure A-1-16 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en aluminium 2024 T3 de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

## Annexe 2

### Résultats des essais de traction quasi-statiques et dynamiques sur vérin hydraulique

#### - Montage d'essais amélioré -

#### Essai quasi-statique à $5 \text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$ – Acier doux XES :

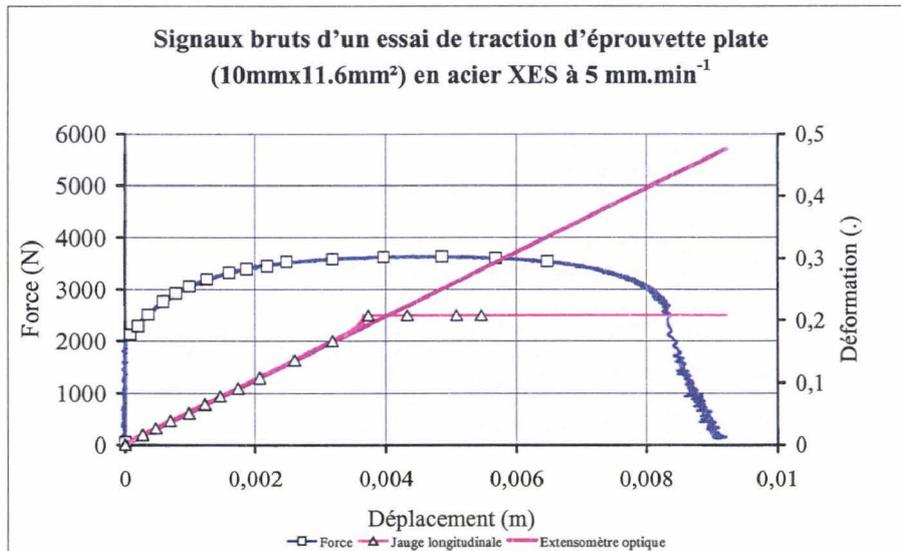


Figure A-2-1 : Réponse temporelle en effort et déformation (jauge extensométrique et extensomètre optique Zimmer 200 XH) d'un essai de traction sur éprouvette en acier XES de type I à  $5 \text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$ .

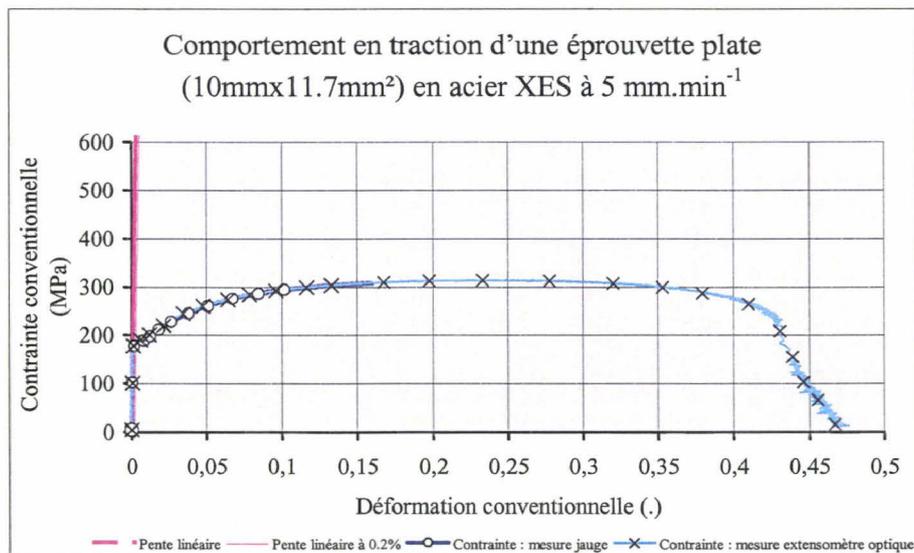


Figure A-2-2 : Loi de comportement conventionnelle à rupture de l'acier XES de type I à  $5 \text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$ .

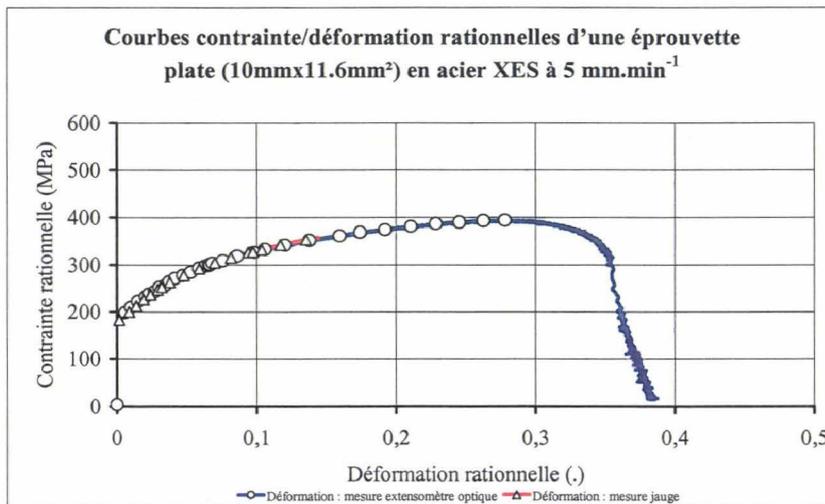


Figure A-2-3 : Loi de comportement rationnelle plastique obtenue sur éprouvette en acier XES de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

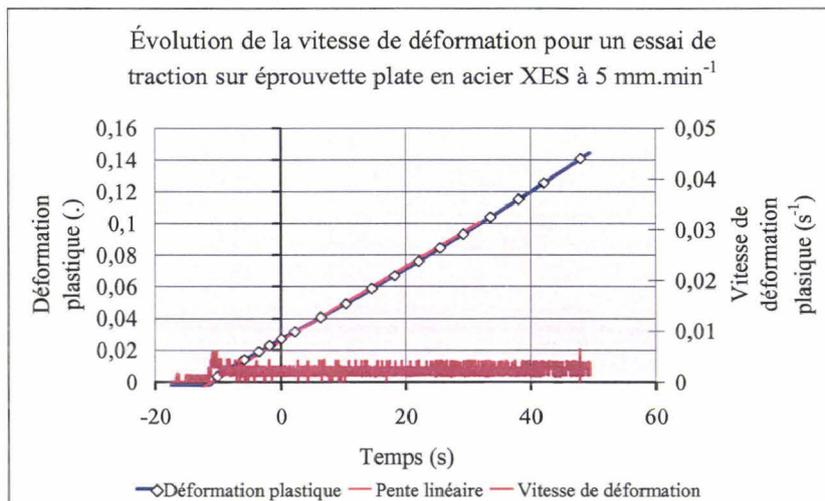


Figure A-2-4 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en acier XES de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

**Essai dynamique à 2 m.s<sup>-1</sup> – Acier XES :**

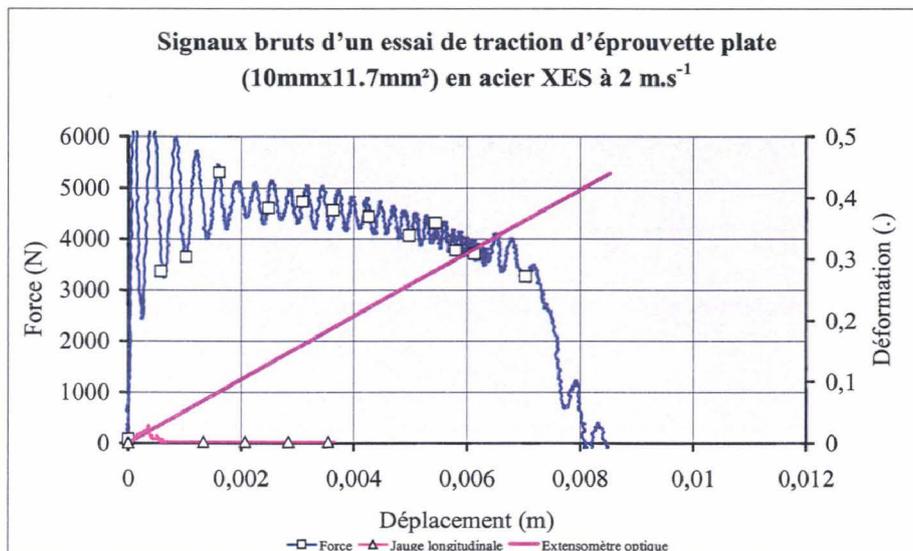


Figure A-2-5 : Réponse temporelle en effort et déformation (jauge extensométrique et extensomètre optique Zimmer 200 XH) d'un essai de traction sur une éprouvette en acier XES de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

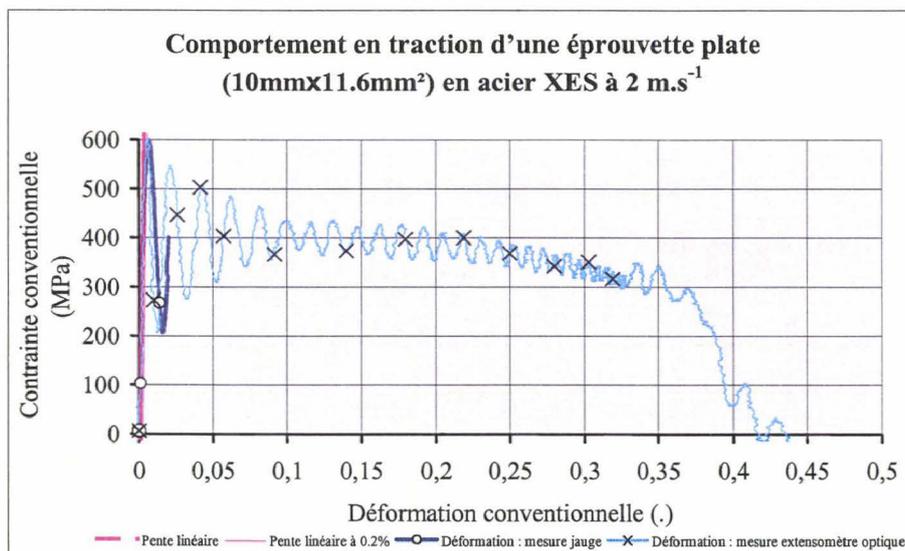


Figure A-2-6 : Loi de comportement conventionnelle de l'acier XES de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

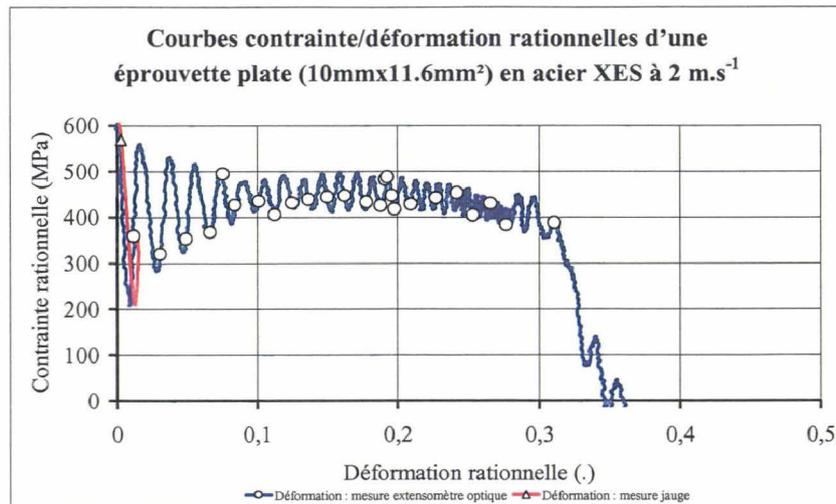


Figure A-2-7 : Loi de comportement rationnelle brute plastique obtenue sur éprouvette en acier XES de type I à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ .

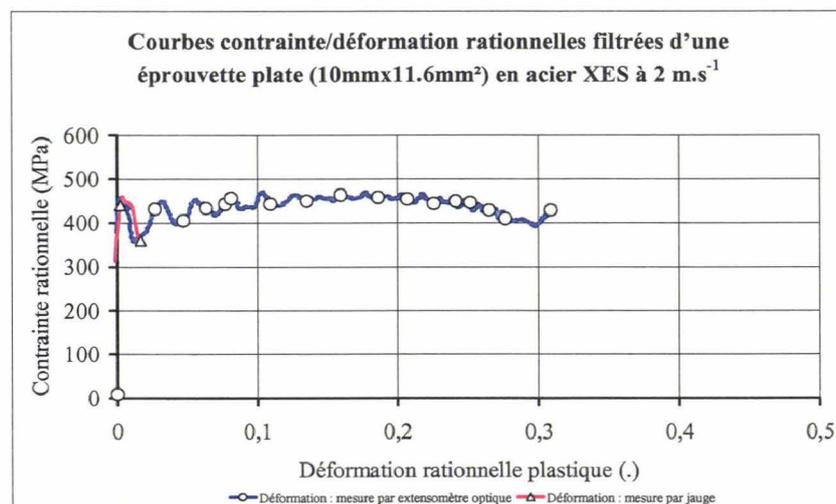


Figure A-2-8 : Loi de comportement rationnelle plastique de l'acier XES de type I à  $2 \text{ m.s}^{-1}$  – Données filtrées en effort par transformation de Fourier.

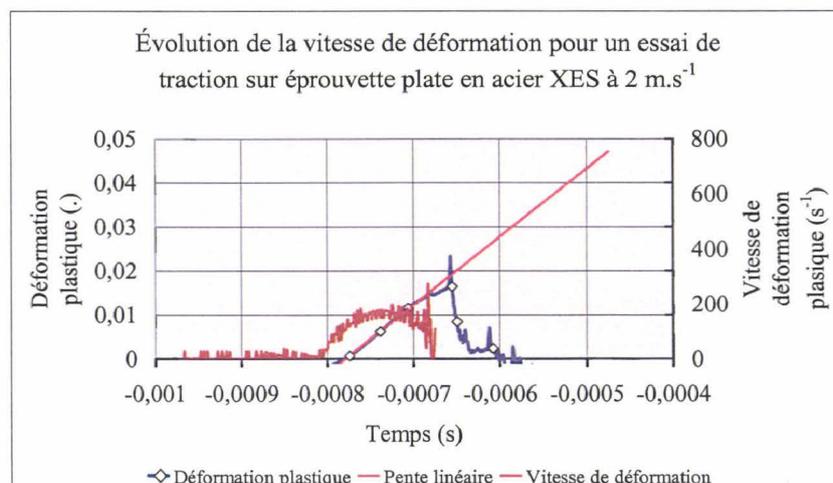


Figure A-2-9 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en acier XES de type I à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ .

**Essai quasi-statique à 5 mm.min<sup>-1</sup> – Alliage d’aluminium 2024 T3 :**

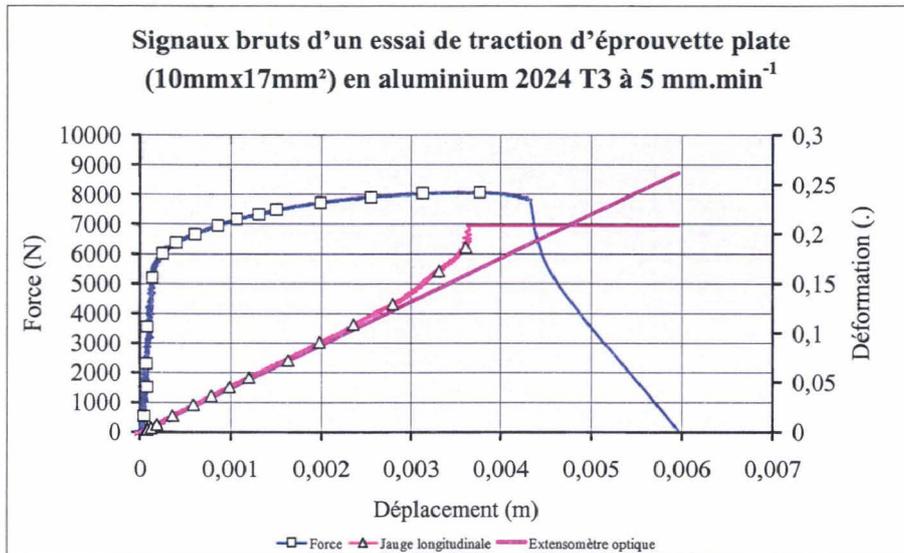


Figure A-2-10 : Réponse temporelle en effort et déformation (jauge extensométrique et extensomètre optique Zimmer 200 XH) d'un essai de traction sur une éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

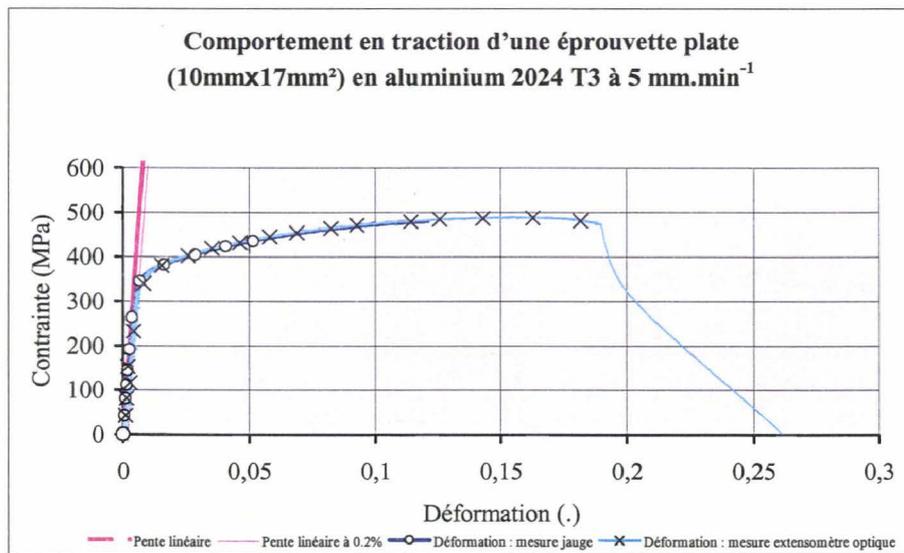


Figure A-2-11 : Loi de comportement conventionnelle de l'aluminium 2024 T3 de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup> – Calcul de la meilleure pente élastique à 0.002 de déformation.

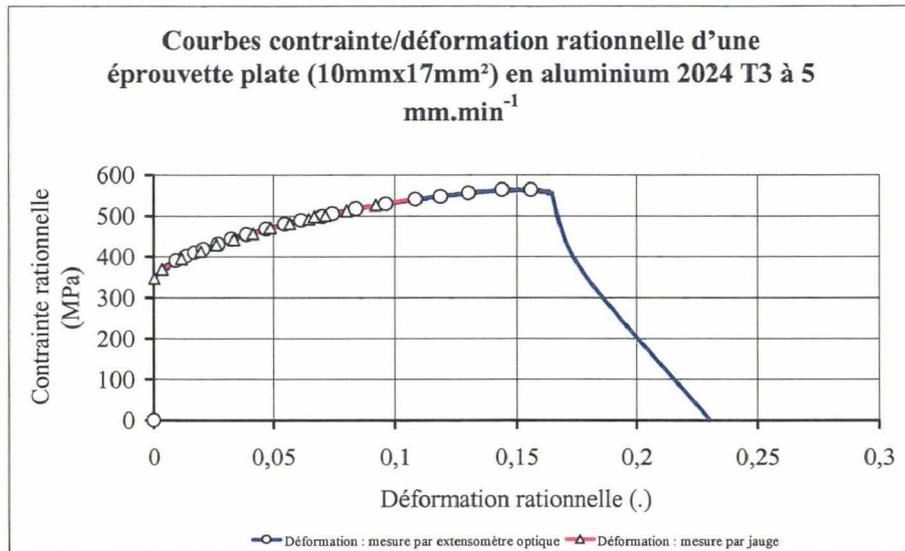


Figure A-2-12 : Loi de comportement rationnelle plastique obtenue sur éprouvette en 'aluminium 2024 T3 de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

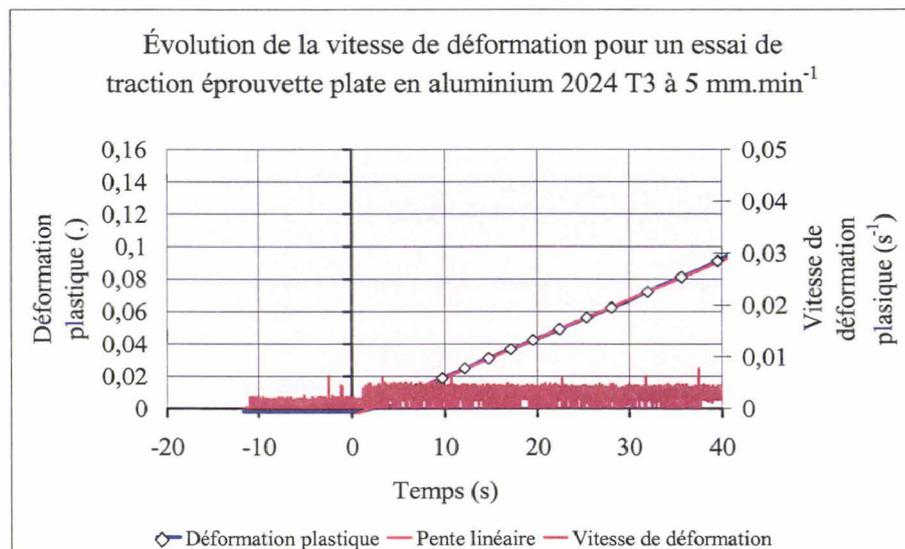


Figure A-2-13 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en aluminium 2024 T3 de type I à 5 mm.min<sup>-1</sup>.

### Essai dynamique à $4 \text{ m.s}^{-1}$ – Alliage d'aluminium 2024 T3 :

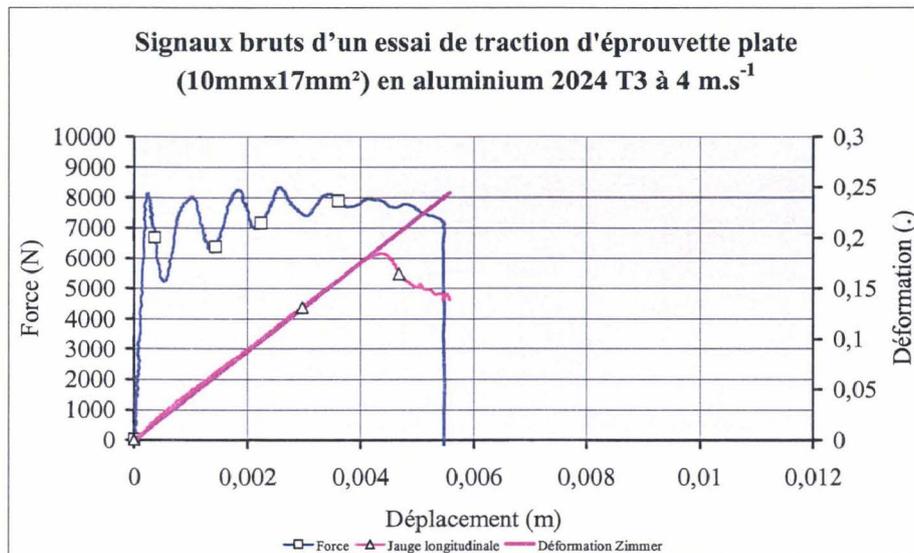


Figure A-2-14 : Réponse temporelle en effort et déformation (jauge extensométrique et extensomètre optique Zimmer 200 XH) d'un essai de traction sur une éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à  $4 \text{ m.s}^{-1}$ .

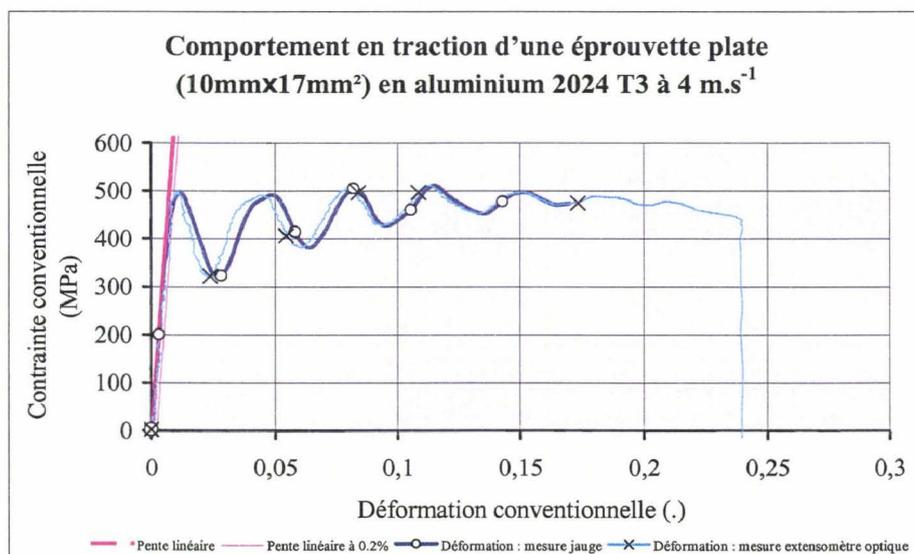


Figure A-2-15 : Loi de comportement conventionnelle de l'aluminium 2024 T3 de type I à  $4 \text{ m.s}^{-1}$  – Calcul de la meilleure pente élastique à 0,002 de déformation.

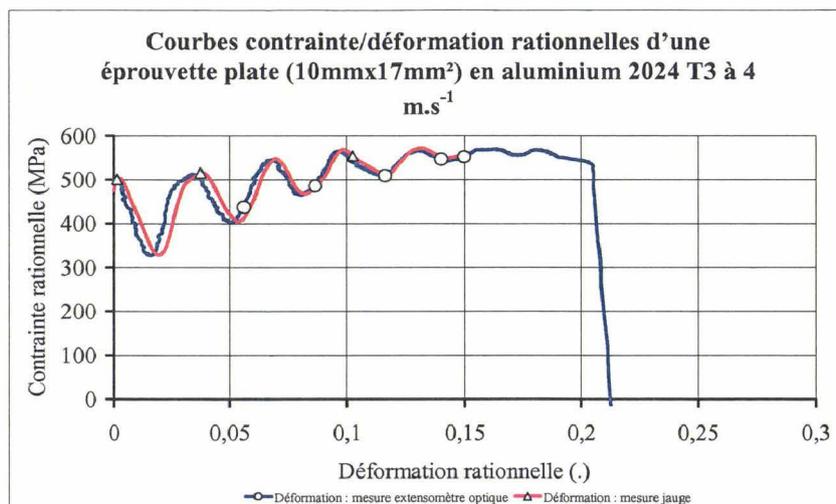


Figure A-2-16 : Loi de comportement rationnelle brute plastique obtenue sur éprouvette en aluminium 2024 T3 de type I à 2 m.s<sup>-1</sup>.

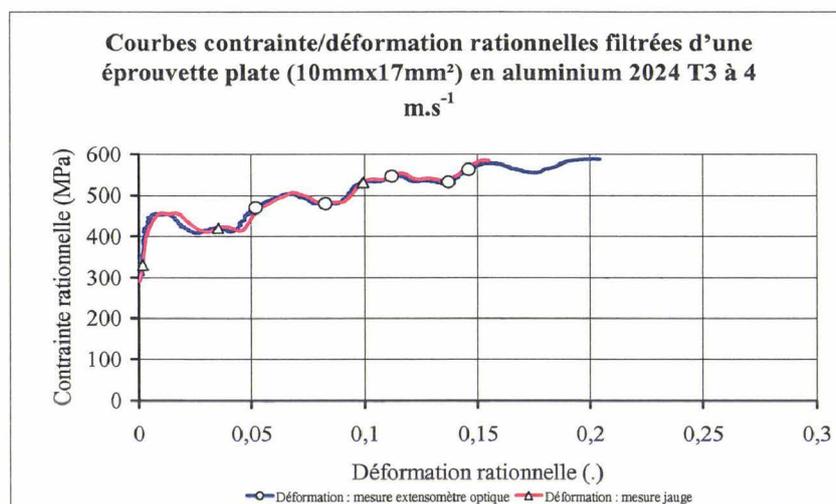


Figure A-2-17 : Loi de comportement rationnelle plastique de l'aluminium 2024 T3 de type I à 4 m.s<sup>-1</sup> – Données filtrées en effort par transformation de Fourier.

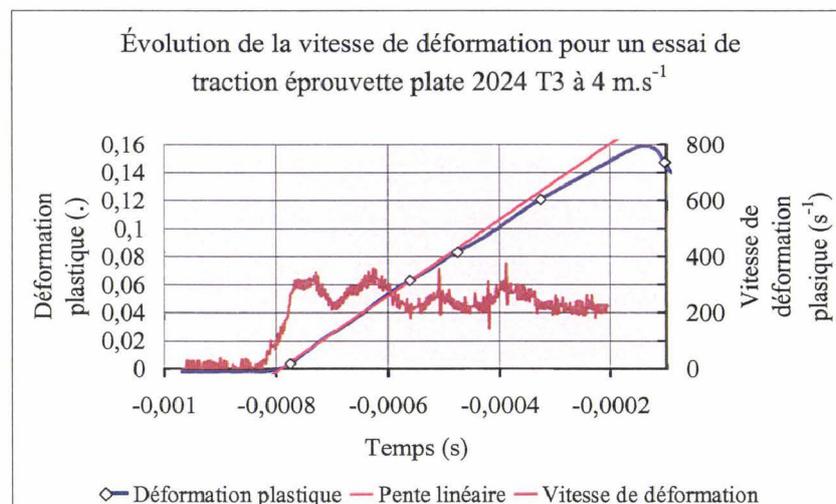


Figure A-2-18 : Évolution de la vitesse de déformation plastique calculée pour un essai de traction sur éprouvette plate en aluminium 2024 T3 de type I à 4 m.s<sup>-1</sup>.

### Annexe 3

#### Réponse en fréquence d'essais de traction dynamique sur éprouvettes métalliques plates – Montage de référence et amélioré

##### Éprouvette de type I :

Les réponses dans le domaine fréquentiel sont obtenues à partir d'une transformation de Fourier pratiquée sur les signaux en effort des essais dynamiques.

Pour les géométries d'éprouvettes de "type I" et de "type II", la densité d'énergie se localise dans une bande de fréquence jusque 2 kHz.

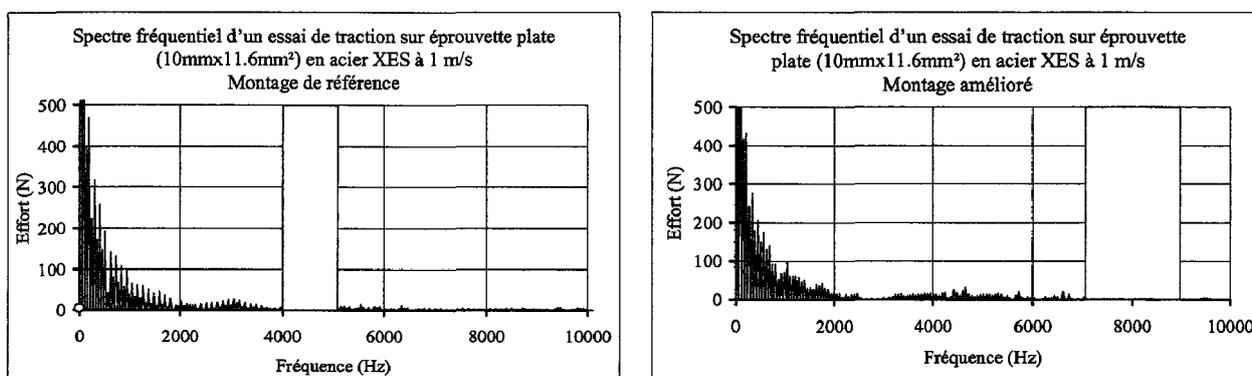


Figure A-3-1 : Comparaison des spectres fréquentiels pour les montages de référence et amélioré à partir d'essais de traction à  $1 \text{ m.s}^{-1}$  sur éprouvette de type I en acier XES.

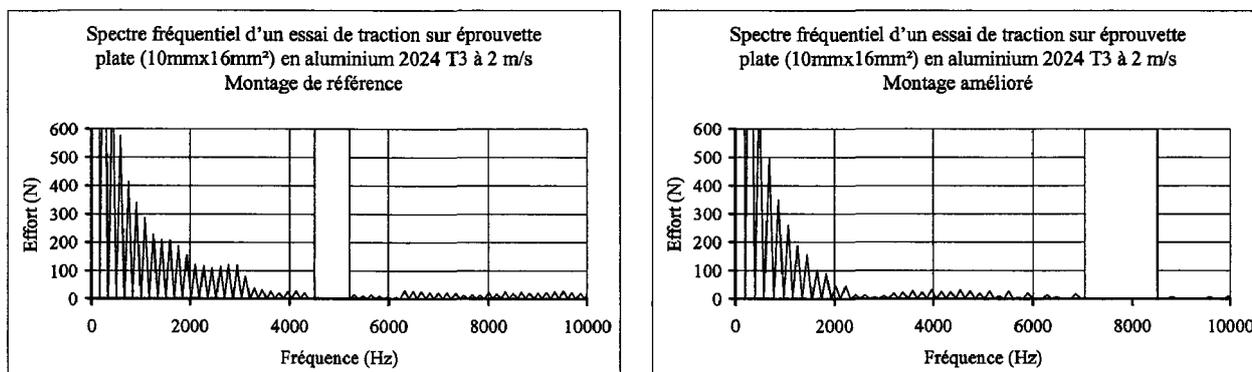


Figure A-3-2 : Comparaison des spectres fréquentiels pour les montages de référence et amélioré à partir d'essais de traction à  $2 \text{ m.s}^{-1}$  sur éprouvette de type I en aluminium 2024 T3.

### Éprouvette de type II :

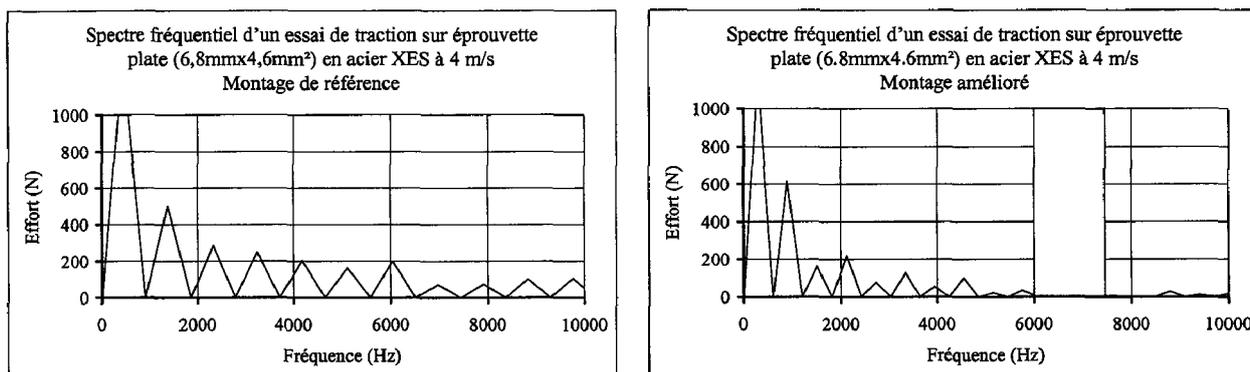


Figure A-3-3 : Comparaison des spectres fréquentiels pour les montages de référence et amélioré à partir d'essais de traction à  $4 \text{ m.s}^{-1}$  sur éprouvette de type II en acier XES.

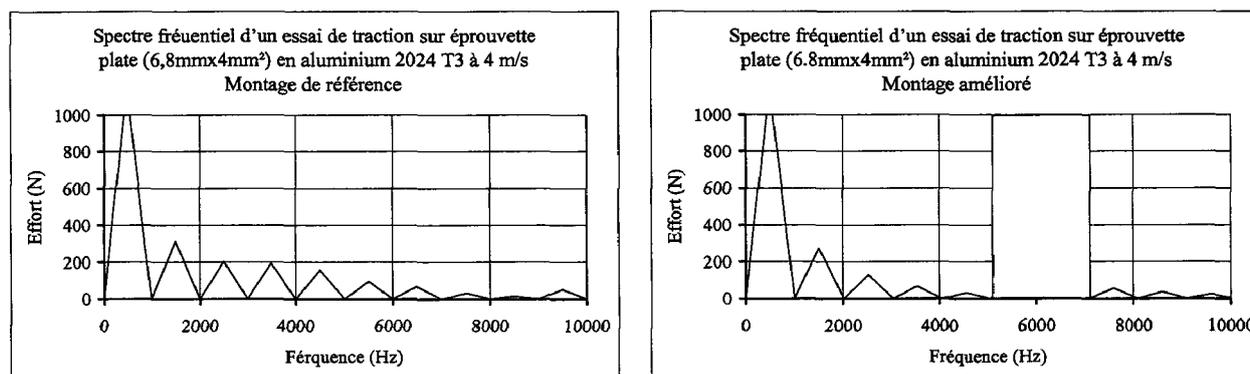


Figure A-3-4 : Comparaison des spectres fréquentiels pour les montages de référence et amélioré à partir d'essais de traction à  $4 \text{ m.s}^{-1}$  sur éprouvette de type II en aluminium 2024 T3.

## Annexe 4

### Comparaison des essais quasi-statiques pour les différentes géométries d'éprouvettes plates métalliques

Les figures A-4-1 et A-4-2 illustrent la bonne concordance des mesures de déformations plastiques obtenues au moyen de l'extensométrie optique et de jauges extensométriques de déformation. Ainsi, l'extensométrie optique fournit les états de déformations jusqu'à rupture de l'éprouvette, et pour des vitesses de sollicitation allant du quasi-statique à la dynamique.

#### Acier doux XES :

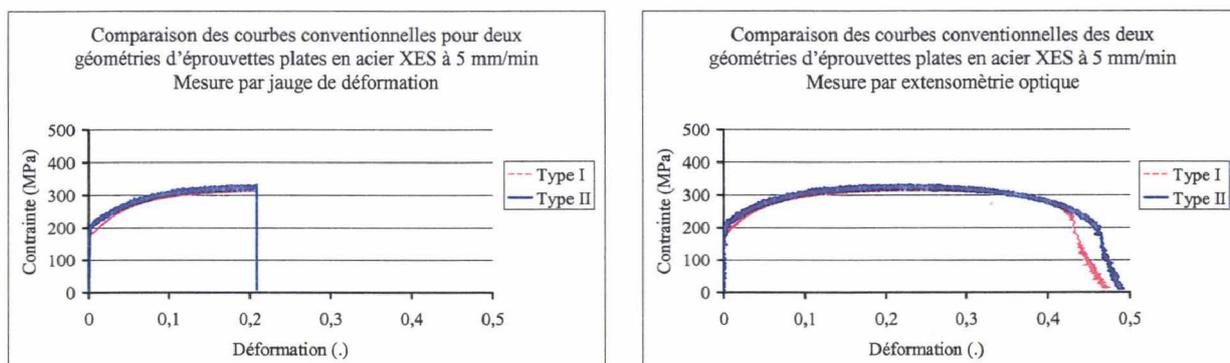


Figure A-4-1 : Comparaison des relations conventionnelles d'essais quasi-statiques pour les géométries d'éprouvettes plates de type I et II prélevées dans une tôle d'acier XES – Mesures des déformations par jauges extensométriques et extensométrie optique.

#### Alliage d'aluminium 2024 T3 :

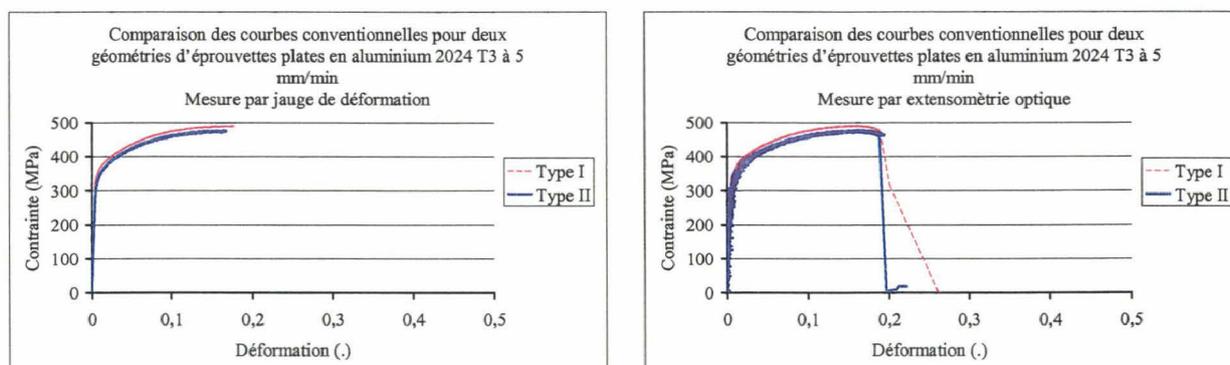


Figure A-4-2 : Comparaison des relations conventionnelles d'essais quasi-statiques pour les géométries d'éprouvettes plates de type I et II dans une tôle d'aluminium 2024 T3 – Mesures des déformations par jauges extensométriques et extensométrie optique.

## Annexe 5

### Géométrie d'éprouvette étagée

Une approche intéressante, pratiquée pour les matériaux métalliques, consiste à calculer la contrainte courante par le biais d'une section élastique de l'éprouvette équipée d'une jauge de déformation. La mesure de l'effort peut être alors vérifiée à travers la loi de Hooke qui permet alors de transposer les déformations élastiques courantes de l'éprouvette en contraintes sur la base de la connaissance du module d'élasticité à la vitesse de déformation considérée lors de l'essai (eq-1). Deux sections élastiques peuvent alors être envisagées pour le calcul des contraintes moyennes (figure A-5-1). Toutefois, leur élancement implique des précautions de mise en place afin de limiter les composantes en effort lors de la sollicitation.

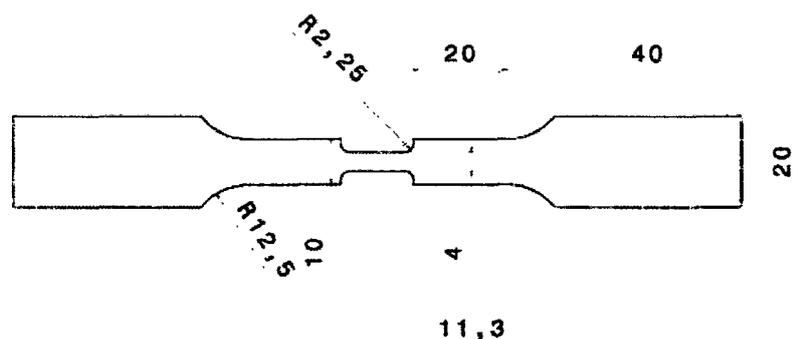


Figure A-5-1 : Éprouvette étagée de caractérisation en traction – Dimensions exprimées en mm.

L'état des contraintes courantes moyennes dans la partie élastoplastique est déterminé par le rapport des sections élastique et élastoplastique de l'éprouvette (ep 1).

$$\tilde{\sigma}_{EP} = \frac{S_E}{S_{EP}} \times E \times \tilde{\varepsilon}_{EXP} \quad (\text{eq-1})$$

$S_E$  et  $S_{EP}$  représentent respectivement les sections élastique et élastoplastique de l'éprouvette étagée d'épaisseur 1.17 mm pour l'acier XES,  $\tilde{\varepsilon}_{EXP}$  la mesure de déformation moyenne des jauges placées sur les sections élastiques  $S_{EP}$  et  $E$  le module d'élasticité du matériau déterminé au moyen de la jauge de déformation placée dans la partie élastoplastique de l'éprouvette.

Une correcte correspondance est à noter entre les courbes d'érouissage dynamique d'un essai filtré par transformation de Fourier d'une éprouvette de type I comparativement à un essai sur une éprouvette étagée pour une vitesse de déformation proche (figures A-5-2 et A-5-3).

L'absence d'oscillations sur les réponses dynamiques obtenues à partir d'essais de traction sur éprouvette à section élastique permet "d'épurer" naturellement le signal des phénomènes vibratoires auxquels est sensible la cellule d'effort piézoélectrique.

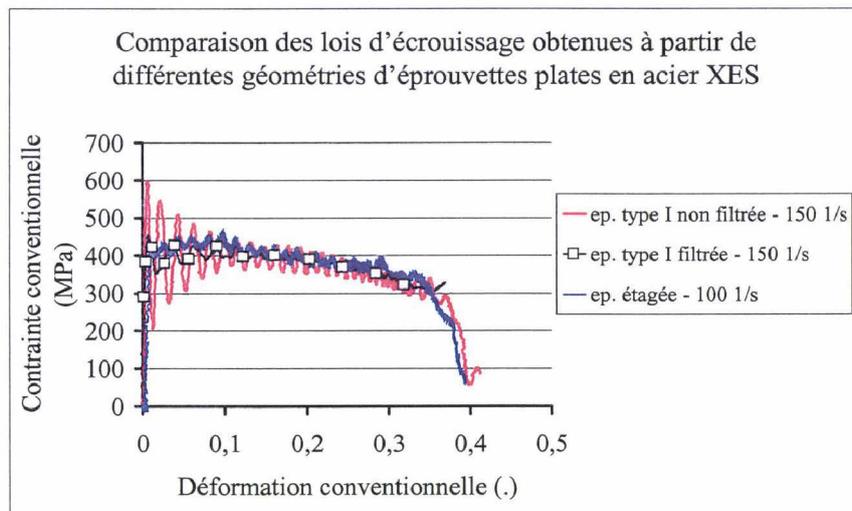


Figure A-5-2 : Comparaison des courbes contrainte/déformation rationnelles plastiques d'essais dynamiques à partir des géométries d'éprouvettes étagée et de type I – Vitesses moyennes de déformation de  $125 \text{ s}^{-1}$ .

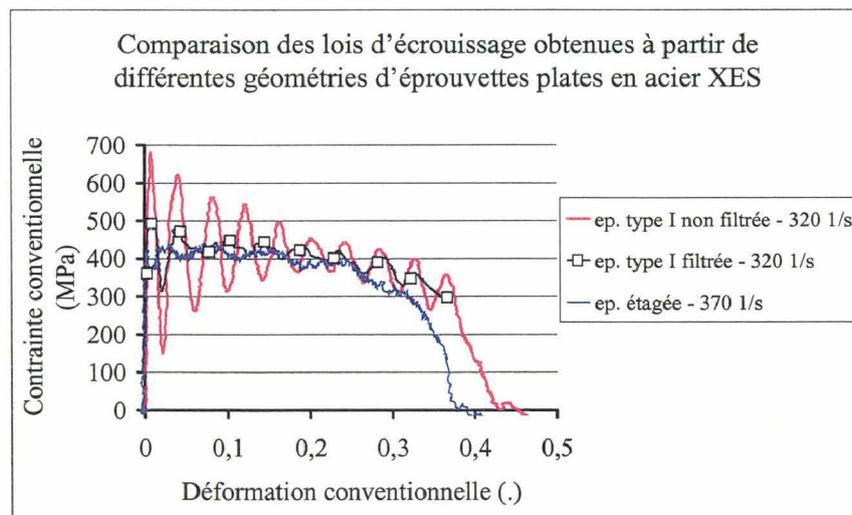


Figure A-5-3 : Comparaison des courbes contrainte/déformation rationnelles plastiques d'essais dynamiques à partir des géométries d'éprouvettes étagée et de type I – Vitesses moyennes de déformation de  $345 \text{ s}^{-1}$ .

## Annexe 6

La vérification des efforts aux interfaces des barres a été faite au moyen d'une cellule d'effort piézoélectrique (Kistler 9031A) placée entre les deux barres de mesure. Le temps de montée des signaux de jauges obtenu au passage des ondes élastiques ainsi que le niveau d'effort calculé sont représentatifs de l'état de chargement aux interfaces (figure A-6-1).

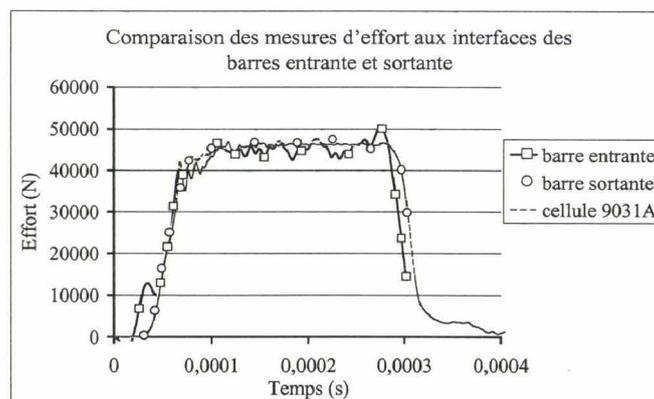


Figure A-6-1 : Signaux de jauge aux barres entrante et sortante du dispositif à barres de Hopkinson.

Par ailleurs, l'influence de la présence d'un film de papier sur la largeur de la bande de fréquence du phénomène dynamique lié à l'impact du projectile sur la barre entrante a été évaluée. Le film de papier placé à l'interface projectile/barre entrante se comporte alors comme un filtre naturel (figure A-6-2).

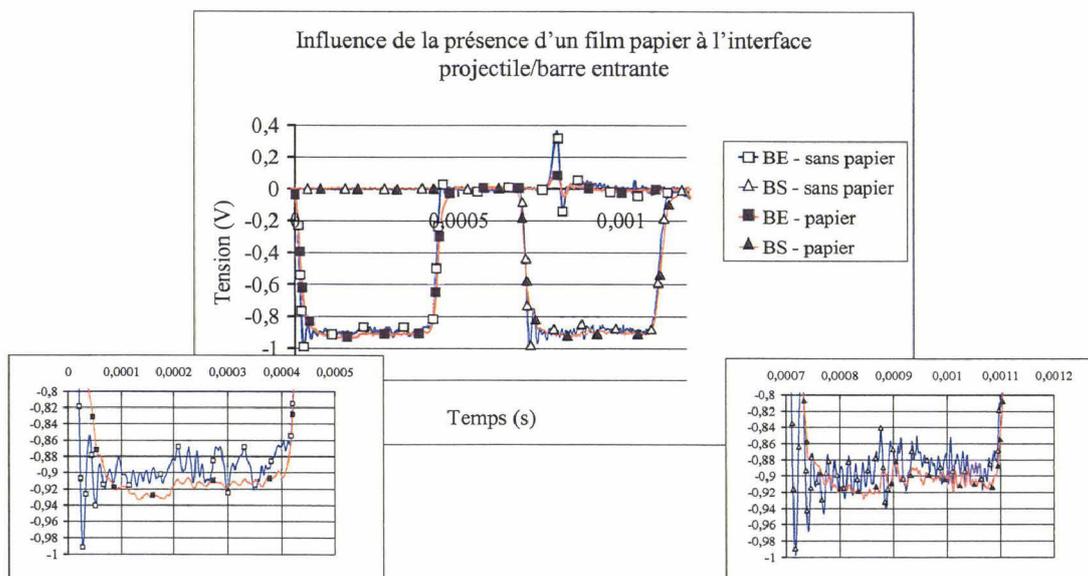


Figure A-6-2 : Signaux de jauges aux barres entrante et sortante du dispositif aux barres de Hopkinson

## Annexe 7

### Équilibre des efforts aux interfaces

#### Essais de compression aux barres de Hopkinson (LMS-Polytechnique)

##### Alliage d'aluminium 2017 A :

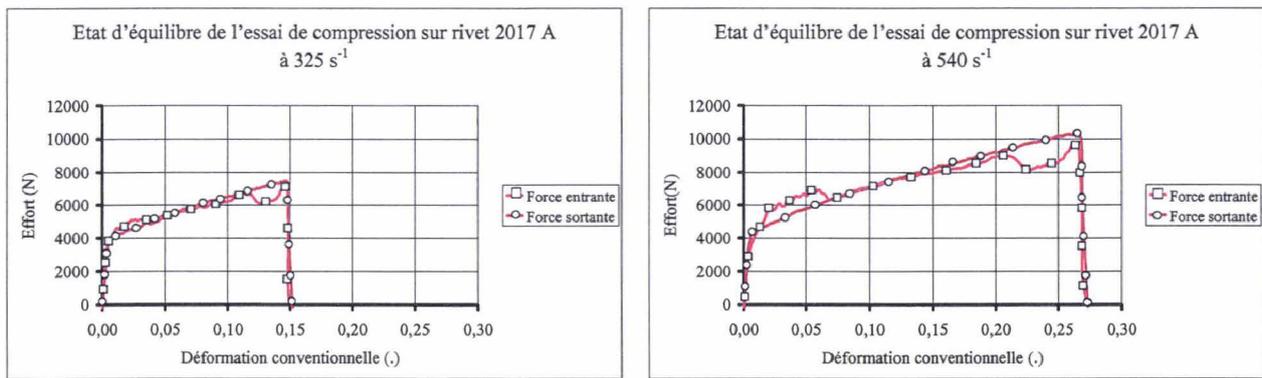


Figure A-7-1 : États d'équilibre des forces aux interfaces des barres – Essais de compression à 325 et 540 s<sup>-1</sup>.

##### Alliage d'aluminium 7050 :

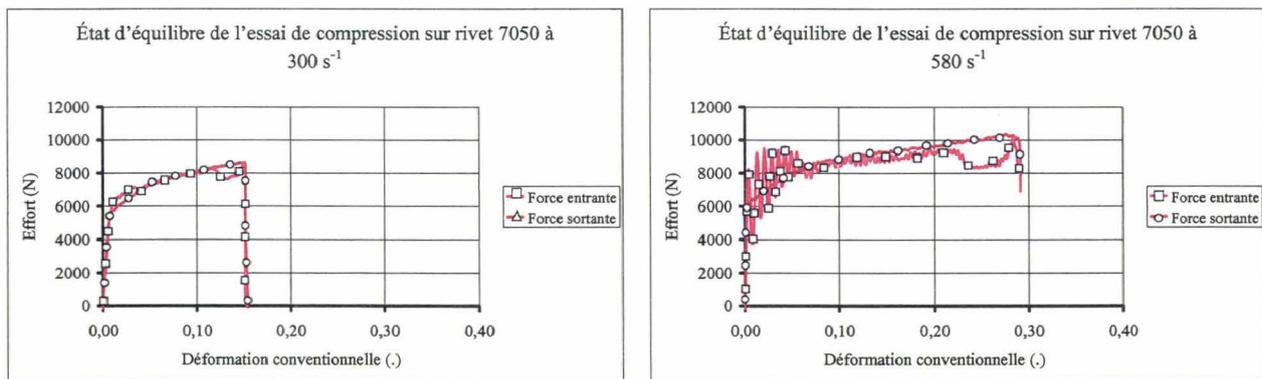


Figure A-7-2 : États d'équilibre des forces aux interfaces des barres – Essais de compression à 300 et 580 s<sup>-1</sup>.

## Annexe 8

### Présentation du dispositif d'essais aux barres de Hopkinson

Le dispositif de traction d'éprouvettes proposé repose sur une mise en vitesse indirecte de la barre sortante par l'impact dynamique d'un projectile cylindrique sur la barre entrante, les deux barres étant jointives (figure A-8-1). Le système d'acquisition est composé d'une baie d'acquisition de type Nicolet à 8 voies de mesure avec pour fréquence d'échantillonnage 1 MHz. Les signaux recueillis sont dépouillés sous le logiciel DAVID (Polytechnique-Palaiseau) pour établir le comportement des matériaux considérés pour des vitesses de déformation dynamiques. Le détail de la mise en place du montage d'éprouvettes est présenté sur la figure A-8-2.

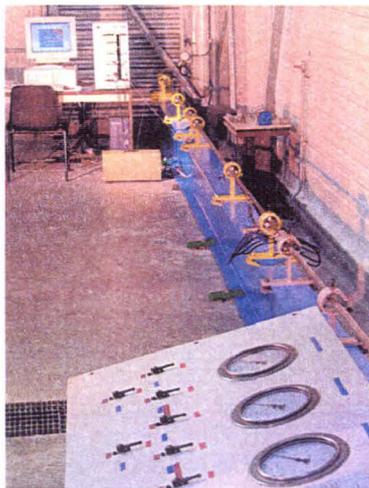


Figure A-8-1 : Dispositif de traction indirecte aux barres de Hopkinson – UVHC/Onera-Centre de Lille.

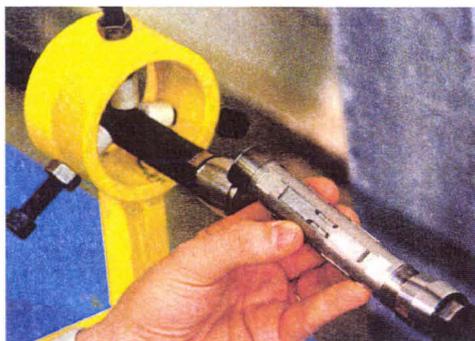


Figure A-8-2 : Montage de traction d'éprouvettes plates collées sur le dispositif aux barres de Hopkinson.

## Annexe 9

### Signaux d'acquisition des essais de traction aux barres de Hopkinson

#### Onera-Centre de Lille

Acier doux XES :

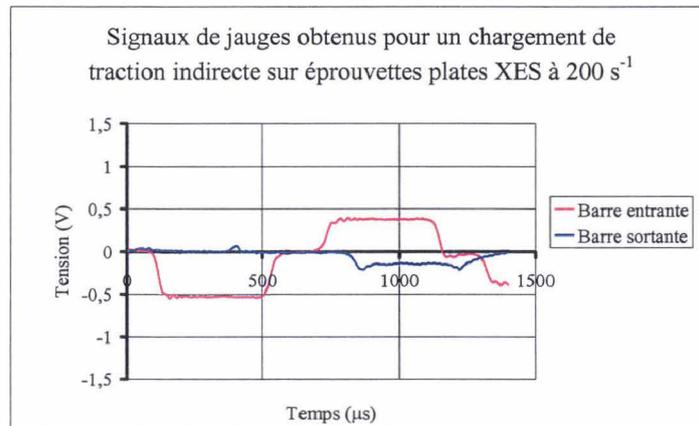


Figure A-9-1 : Signaux bruts d'acquisition d'un essai de traction sur acier XES à  $200 \text{ s}^{-1}$ .

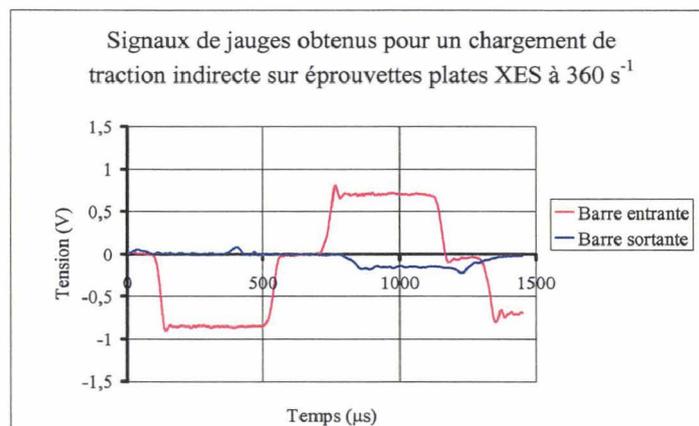


Figure A-9-2 : Signaux bruts d'acquisition d'un essai de traction sur acier XES à  $360 \text{ s}^{-1}$ .

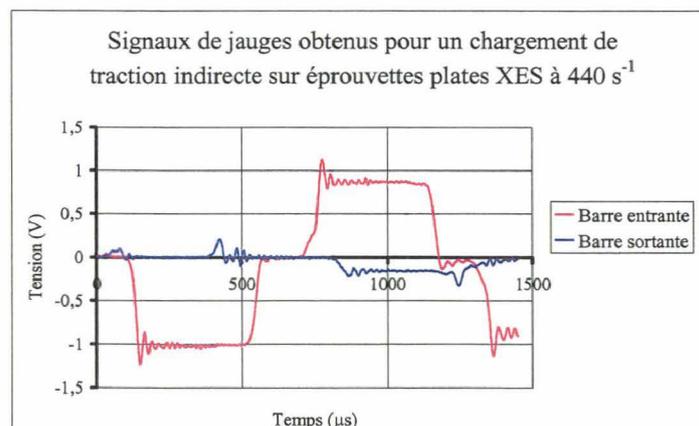


Figure A-9-3 : Signaux bruts d'acquisition d'un essai de traction sur acier XES à  $440 \text{ s}^{-1}$ .

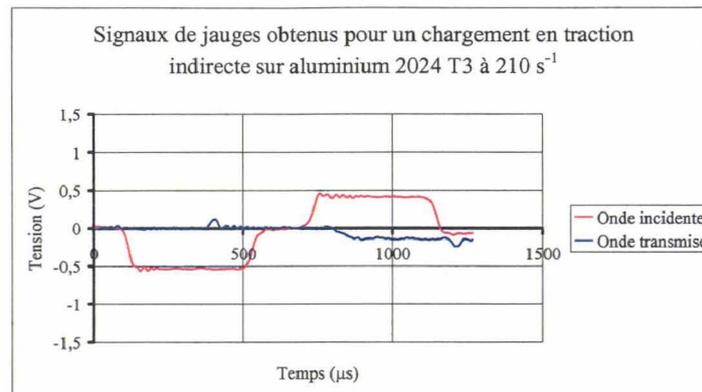
**Alliage d'aluminium 2024 T3 :**

Figure A-9-4 : Signaux bruts d'acquisition d'un essai de traction sur aluminium 2024 T3 à  $210 \text{ s}^{-1}$ .

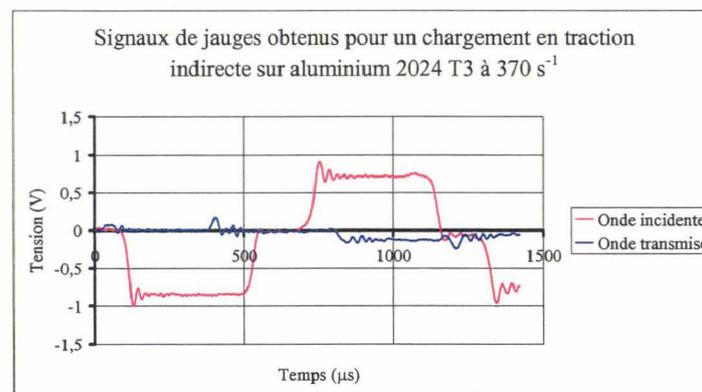


Figure A-9-5 : Signaux bruts d'acquisition d'un essai de traction sur aluminium 2024 T3 à  $370 \text{ s}^{-1}$ .

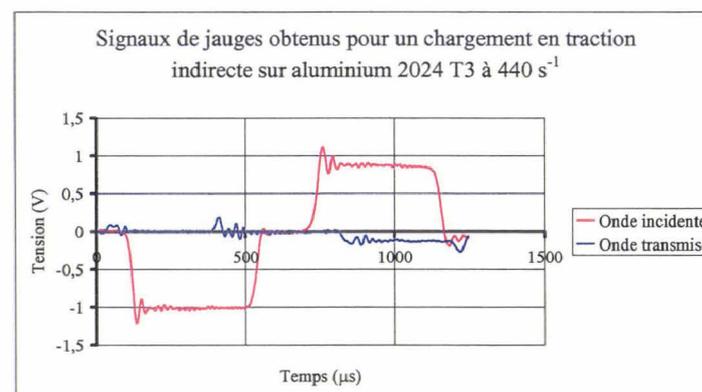


Figure A-9-6 : Signaux bruts d'acquisition d'un essai de traction sur aluminium 2024 T3 à  $440 \text{ s}^{-1}$ .

## Annexe 10

### Signature spectrale des essais de traction sur éprouvettes plates pliées

#### Essais LMS (Polytechnique)

La figure A-10-1 illustre la comparaison de la loi d'évolution de l'acier XES identifiée – jusque 0.2 de déformation plastique – à partir d'essais de traction sur éprouvettes

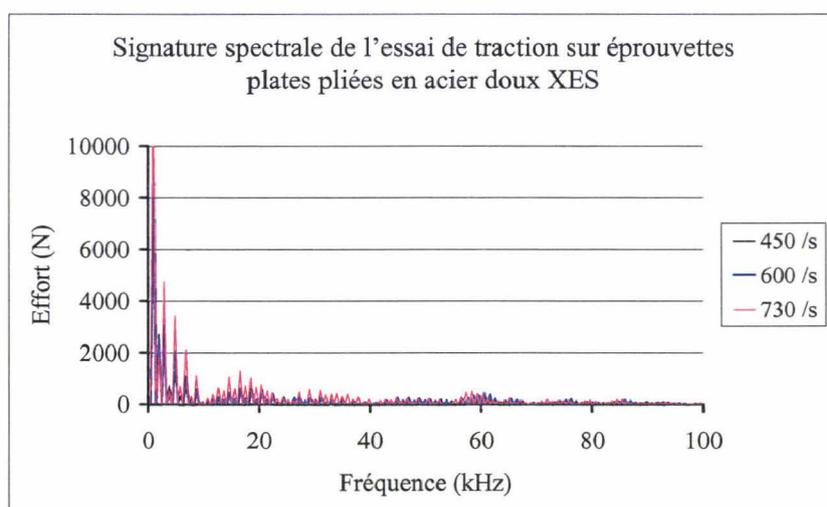


Figure A-10-1 : Contenu fréquentiel des essais menés sur acier doux XES.

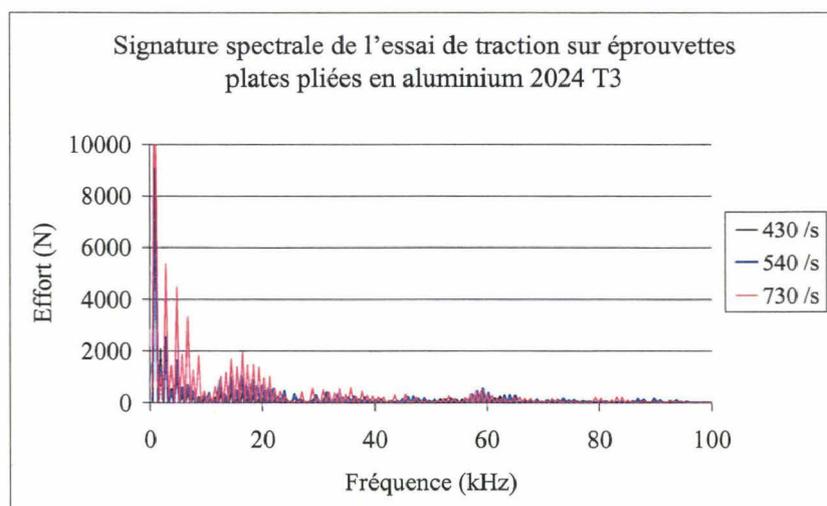


Figure A-10-2 : Contenu fréquentiel des essais menés sur aluminium 2024 T3.



## Moyens d'Essais et de Caractérisation de Lois de Comportement Matérielles en Dynamique Moyennes Vitesses.

La simulation numérique par éléments finis des situations de crash survivables des moyens de transport requiert la connaissance précise des paramètres de modèles de comportement viscoplastique. L'identification de ces paramètres "matériau" repose sur l'utilisation de relations de comportement expérimentales fiables depuis le domaine quasi-statique jusqu'à la dynamique rapide. Or, il est admis par la communauté scientifique que les moyens d'essais potentiellement complémentaires ne sont pas recouvrants aux vitesses moyennes de déformation.

Pour établir un croisement des données expérimentales, une méthode d'amélioration d'un montage d'essais de caractérisation d'éprouvettes plates sur vérin hydraulique rapide est proposée d'une part, afin de repousser les fréquences propres perturbatrices. Un couplage d'analyses modales expérimentale et numérique est alors mis en œuvre. L'accès à des vitesses de déformation de l'ordre de  $300 \text{ s}^{-1}$  est attendu pour les matériaux métalliques. D'autre part, un dispositif de traction indirecte aux barres de Hopkinson est mis en œuvre pour atteindre une limite basse de  $200 \text{ s}^{-1}$ . Un montage original de traction indirecte d'éprouvettes plates par collage est conçu pour être inséré à l'interface des barres de mesure. La validation du dispositif d'essais est faite au moyen d'un second dispositif de traction aux barres de Hopkinson.

Les relations rationnelles – identifiées par le biais de ces trois dispositifs d'essais de caractérisation – sont, au terme de ces travaux, confrontées entre elles pour des vitesses de déformation proches. Enfin, la littérature fournit des études menées pour les mêmes matériaux, et sont utilisées ici comme références.

**Mots-clés** – vitesses moyennes de déformation, domaine de recouvrement, étude modale, vérin hydraulique rapide, barres de Hopkinson.

## Experimental Procedures to Determine Dynamic Behaviour Laws under Moderate Strain Rates Loadings.

FE numerical simulations relative to survivable crash analysis requires the knowledge of multiplicative work-hardening models' parameters. The identification of these parameters is based on the use of reliable experimental data from quasi-static to dynamic loadings. However, it is admitted by the scientific community that the potentially complementary test facilities are not covering at the moderate strain rates.

To verify an experimental data superposition, a method of improvement is proposed first for a characterisation set-up using a high-speed hydraulic machine to through out natural frequencies. An iterative experimental/numerical coupling is built. The access to plastic strain rates up to  $300 \text{ s}^{-1}$  becomes possible for metallic materials. In the other hand, a no-direct tensile testing device is lead using a split Hopkinson bars apparatus so as to reach a low limit closed to  $200 \text{ s}^{-1}$ . An original set-up using glued plate specimens is designed in order to be placed between the cylindrical bars. The validation of the configuration is made using a second device on split Hopkinson pressure bars. The true relations – identified using these three devices – are confronted each over for the same strain rates, approximately. Finally, the testing programmes proposed in the literature for the same metallic materials are exploited as referees.

**Keywords** – moderate strain rates, high speed hydraulic machine, Hopkinson bars apparatus.

Tél

