



**HAL**  
open science

# Caractérisation et modélisation d'une structure sandwich à âme nid d'abeille Nomex sous sollicitations dynamiques complexes

Louis Bridonneau

► **To cite this version:**

Louis Bridonneau. Caractérisation et modélisation d'une structure sandwich à âme nid d'abeille Nomex sous sollicitations dynamiques complexes. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Université Paul Sabatier - Toulouse III, 2022. Français. NNT : 2022TOU30303 . tel-04165725

**HAL Id: tel-04165725**

**<https://theses.hal.science/tel-04165725>**

Submitted on 19 Jul 2023

**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.

Université Fédérale



Toulouse Midi-Pyrénées

# THÈSE

en vue de l'obtention du

## DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

délivré par

Université Toulouse III Paul Sabatier – UT3 Paul Sabatier

---

présentée et soutenue par

Louis Bridonneau

le 16 décembre 2022

### Caractérisation et modélisation d'une structure sandwich à âme nid d'abeille Nomex sous sollicitations dynamiques complexes.

---

**École doctorale et discipline ou spécialité :**

ED MEGeP : École Doctorale Mécanique, Énergétique, Génie Civil & Procédés

**Unité de recherche :**

ICA – Institut Clément Ader

**Codirection de thèse :**

M. Jean-François Ferrero, Professeur, Université Paul Sabatier - Toulouse III

M. Steven Marguet, HDR, Université Paul Sabatier - Toulouse III

**Autres membres du jury :**

M. Daniel Coutellier, Professeur, Université Polytechnique Hauts-de-France, Valenciennes (*Président*)

M<sup>me</sup> Federica Daghia, Maître de conférences HDR, ENS Paris-Saclay, Gif-sur-Yvette (*Rapporteuse*)

M. Jean-Claude Grandidier, Professeur, ISAE-ENSMA, Poitiers (*Rapporteur*)

M. Bruno Castanié, Professeur, INSA Toulouse (*Examineur*)

M. Laurent Gornet, Professeur, Centrale Nantes (*Invité*)

M. Patrick Rozycki, HDR, Centrale Nantes (*Invité*)

M. Severin Halbout, Ingénieur, Airbus Helicopters (*Invité*)



# Table des matières

<i>Table des matières</i> . . . . .	iii
<i>Remerciements</i> . . . . .	vii
<i>Résumé</i> . . . . .	ix
<i>Abstract</i> . . . . .	xi

---

<b>Introduction générale</b> . . . . .	1
<b>1 État de l'art</b> . . . . .	5
1.1 Introduction et généralités . . . . .	6
1.2 Comportement sous sollicitation uni-axiale de compression quasi-statique . . . . .	8
1.2.1 Mise en œuvre expérimentale . . . . .	8
1.2.2 Réponse mécanique . . . . .	8
1.3 Comportement sous sollicitation uni-axiale de cisaillement quasi-statique . . . . .	10
1.3.1 Essais usuels de caractérisation . . . . .	10
1.3.2 Réponse mécanique . . . . .	14
1.4 Comportement sous sollicitations combinées compression-cisaillement quasi-statique . . . . .	18
1.4.1 Essais usuels de caractérisation . . . . .	18
1.4.2 Réponse mécanique . . . . .	24
1.4.3 Critère d'enveloppe élastique . . . . .	29
1.5 Dispositifs d'essais dynamiques uni-axiaux et combinés . . . . .	32
1.5.1 Les barres d'Hopkinson . . . . .	33
1.5.2 Les dispositifs à masse tombante . . . . .	36
1.5.3 Les canons à gaz . . . . .	38
1.5.4 Critère d'enveloppe élastique équivalente dynamique . . . . .	40
1.6 Conclusions . . . . .	42
<b>2 Développement d'un moyen d'essai</b> . . . . .	45
2.1 Cahier des charges . . . . .	46
2.2 Optimisation dimensionnelle de l'éprouvette caractéristique . . . . .	48
2.2.1 Présentation du matériau d'étude . . . . .	48
2.2.2 Détermination de la taille de l'éprouvette caractéristique . . . . .	49
2.3 Développement d'un montage de sollicitations combinées compression-cisaillement . . . . .	51
2.3.1 Principe de fonctionnement . . . . .	51
2.3.2 Choix technologiques & instrumentations . . . . .	53



2.3.3	Étude éléments finis du montage . . . . .	57
2.4	Développement des montages uni-axiaux associés . . . . .	59
2.4.1	Montage de compression . . . . .	61
2.4.2	Montage de cisaillement . . . . .	61
2.5	Validation expérimentale du moyen d'essai . . . . .	62
2.5.1	Analyse des efforts mesurés . . . . .	63
2.5.2	Analyse des déplacements mesurés . . . . .	65
2.5.3	Indicateur d'homogénéité de chargement . . . . .	67
2.6	Conclusion . . . . .	69
<b>3</b>	<b>Caractérisation d'un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> sous chargement quasi-statique combiné</b> . . . . .	<b>71</b>
3.1	Introduction . . . . .	72
3.2	Présentation de la campagne expérimentale . . . . .	72
3.2.1	Fabrication des éprouvettes . . . . .	72
3.2.2	Configurations étudiées . . . . .	72
3.2.3	Conditions d'essais . . . . .	74
3.3	Résultats expérimentaux & analyse . . . . .	77
3.3.1	Compression libre . . . . .	77
3.3.2	Cisaillement . . . . .	79
3.3.3	Chargements combinés compression-cisaillement . . . . .	81
3.3.4	Influence de la configuration $(\alpha, \beta)$ sur l'effort au pic . . . . .	86
3.4	Modification des conditions limites expérimentales . . . . .	89
3.4.1	Mise en œuvre d'essais collés . . . . .	89
3.4.2	Influence sur la réponse mécanique . . . . .	90
3.4.3	Critère d'enveloppe élastique . . . . .	94
3.5	Conclusion . . . . .	96
<b>4</b>	<b>Essais de cisaillement dynamique</b> . . . . .	<b>99</b>
4.1	Introduction . . . . .	100
4.2	Développement d'un dispositif de cisaillement dynamique . . . . .	101
4.2.1	Principe et paramétrage . . . . .	101
4.2.2	Mise en œuvre expérimentale . . . . .	103
4.2.3	Validation expérimentale . . . . .	106
4.2.4	Variation de la vitesse de sollicitation par choc mou . . . . .	109
4.3	Résultats expérimentaux & analyse . . . . .	111
4.3.1	Essais réalisés . . . . .	111
4.3.2	Résultats et analyses . . . . .	111
4.4	Perspectives d'améliorations de l'essai de cisaillement dynamique . . . . .	113
4.4.1	Étude de la cinématique des couteaux . . . . .	113
4.4.2	Proposition d'une conception améliorée des couteaux . . . . .	117
4.5	Conclusion . . . . .	120
<b>5</b>	<b>Ouverture sur la modélisation numérique des matériaux d'âme en nid d'abeille</b> . . . . .	<b>121</b>
5.1	Introduction . . . . .	122
5.2	État de l'art . . . . .	122
5.2.1	Modèles mésoscopiques . . . . .	122
5.2.2	Modèle homogène . . . . .	129

---

5.2.3	Modèle discret . . . . .	131
5.2.4	Conclusion . . . . .	133
5.3	Développement d'un modèle discret . . . . .	134
5.3.1	Contexte de développement du modèle et principes . . . . .	134
5.3.2	Identification des paramètres . . . . .	136
5.3.3	Comportement du modèle BS sous sollicitations combinées . . . . .	143
5.3.4	Conclusion et perspectives d'amélioration . . . . .	148
<b>Conclusions générales &amp; perspectives . . . . .</b>		<b>151</b>
<hr/>		
<b>A</b>	<b>Résultats des essais combinés de compression-cisaillement . . . . .</b>	<b>155</b>
<b>B</b>	<b>Comparaison des essais combinés compression-cisaillement avec peaux collées et libres . . . . .</b>	<b>159</b>
<b>C</b>	<b>Données expérimentales des essais de cisaillement dynamique . . . . .</b>	<b>163</b>
<hr/>		
	<i>Bibliographie</i> . . . . .	165



# Remerciements

Je tiens d'abord à remercier mes encadrant de thèse, Jean-François et Steven pour m'avoir offert l'opportunité de réaliser cette thèse. La liberté technique et scientifique que vous m'avez laissée durant ces travaux m'a permis de m'épanouir durant ces trois années. Jean-François, ton regard posé, omniscient et aiguisé m'a mis face mes problématique et m'a poussé à me dépasser tant professionnellement que personnellement ou encore, dans le passé, rugbystiquement... Steven, je n'ai jamais autant appris qu'à tes côtés. Merci pour ton temps et ton implication sans faille qui m'ont appris à prendre du recul sur les problématiques rencontrées. Aujourd'hui quand je rencontre un problème scientifique je me dis : « Penses comme Steven ! ». Merci pour votre confiance malgré les commandes de matériel qui se sont révélées parfois peu utile... Pablo, ça a été un plaisir de te voir passer dans le bureau et merci pour toute les commandes RS...

Merci à Severin et Thomas, du côté de Airbus Helicopters, qui ont fourni le contexte industriel dans lequel s'inscrit cette thèse. Nos échanges, toujours très intéressants et bienveillants, ont été source d'inspiration et de motivation dans mes travaux de recherche.

Je remercie mes rapporteurs, Federica Daghia et Jean-Claude Grandidier, pour avoir accepté de relire ce mémoire et pour leur participation à mon jury. J'adresse également mes remerciements à Daniel Coutellier pour avoir présidé ce jury ainsi qu'à Bruno Castanié, Laurent Gornet et Patrick Rozycki pour y avoir participé.

J'aimerais adresser mon extrême reconnaissance à tout(es) les technicien(ne)s et ingénieur(e)s de recherche du laboratoire qui ont rendu ces travaux expérimentaux possibles à savoir : Nathalie, Louison, Olivier, Mika, Thierry et Jean-Philippe. Je tiens également à remercier très chaleureusement Abdallah pour son implication et pour les nombreuses heures passées ensemble devant la 5 axes à refaire le monde. Tu as toujours su trouver des solutions pour rendre ce montage possible comme transformer une fraiseuse 5 axes en tour... Je suis désolé d'avoir débloqué ton compteur d'outil cassé qui était à 0 depuis 20 ans...

Merci à tous les doctorants/stagiaires/ingénieurs avec qui j'ai partagé ces trois années de thèse. Julien Souques pour les débriefs rugbistiques du Lundi matin (et avoir été mon taxi nocturne), Julien Laussu pour les actus de nos chantiers respectifs, Arthur dit « Le cycliste » pour m'avoir offert le gîte lors des soirée doctorants et m'avoir fait rencontrer un de mes plus inoubliables compagnon Samy le sang ! Merci à Adrien, mon jumeau de thèse, de ton soutien fraternel lors du sprint final. Alexy, merci de m'avoir appris à jouer de la basse et de nous avoir carry tous les mercredi soir. Merci à tous les autres pour les pauses café, Léa, Angélique, Lisa, Eléonore, Ding Dong, Yohan...

## Remerciements

---

Je tiens à également saluer tous les anciens pour leurs sages conseils et de m'avoir éclairer de leurs lumières dans les périodes sombres ; Angès, Alexandra, Adama, Jenny, Marion, Thibaut, Ldjoudi, Sylvain, Guillaume, Laure, Noémie et Landry.

Une pensée toute particulière va à mes collègues de bureaux : Martha tu as apporté un nouveau souffle hispanique dans le bureau, merci pour ta bonne humeur et ton caractère. Hassan, merci pour toute nos discussion passionnantes qui ont poussées Lara à mettre son casque. J'espère pouvoir un jour ENFIN goûter à tous les plats dont tu m'as parlé. Lara, ton amitié et nos discussion m'ont aidées à traverser ces trois ans. Merci à toi ma nouvelle "meilleure amie"...

Je n'aurai jamais assez de reconnaissance envers mon père et ma mère qui m'ont toujours soutenue dans tous mes projets. Merci pour votre bienveillance et votre amour. Merci à mes sœurs Lucie, Marion et Fanny ainsi que leurs +1 pour tous les bon moments passés ensemble.

Pour finir, j'aimerais te remercier toi, Fiona, pour m'avoir supporté et soutenu durant ces trois années et pour tous les moments magnifiques que l'on partage ensemble de jour en jour.

Une pensée particulière à tout ceux avec qui je partage mes doutes et qui savent ou qui ont su m'apaiser en un regard : Rasco, Yoda, Juba, Kit, Goma, Coka et Tamino.

Et enfin : à toi, l'Auvergne qui, sans façon, m'as donné quatre bouts bois quand dans ma thèse il faisait froid...

# Résumé

Dans l'industrie des transports, les panneaux sandwichs à âme en nids d'abeille sont souvent utilisés pour réaliser des pièces structurelles du fait de leur capacité à apporter un haut niveau de performance spécifique. Ils peuvent présenter des formes courbes et être exposés à des impacts ou à des crashes. L'âme nid d'abeilles est alors exposée à des sollicitations hors-plans combinées de compression-cisaillement de part l'angle du choc et la courbure du panneau. Sa ruine en cours d'écrasement est donc pilotée par le couplage du comportement instable en compression et des réponses mécaniques en cisaillement hors plan, qui proviennent de la nature fortement orientée de la structure alvéolaire du nid d'abeille.

Ces travaux de thèse ont pour objectif de quantifier l'impact de ces deux couplages sur la réponse mécanique macroscopique d'une structure sandwich à âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup>.

Dans un premier temps, un montage expérimental permettant de caractériser le comportement d'une éprouvette sandwich à âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> soumise à plusieurs ratios de chargement compression-cisaillement a été conçu, dimensionné et validé. Ce montage, inédit, est équipé d'une cellule d'effort tri-axiale combinée à un système de corrélation d'images numériques. Il a permis de quantifier l'impact de l'angle de cisaillement dans le plan et du ratio compression-cisaillement sur la réponse mécanique du nid d'abeille stabilisé étudié. Dans un second temps, le montage développé a été mis en œuvre dans un dispositif de tour de chute, afin de réaliser des essais de cisaillement hors-plan dynamiques. Les résultats obtenus ont mis en évidence la dépendance du comportement de cisaillement de la structure sandwich étudiée à la vitesse de déformation.

Ces travaux expérimentaux ont servi de base au développement d'un modèle élément fini discret, basé sur les arêtes verticales de la structure nid d'abeille. Ce modèle a pour ambition de modéliser les couplages observés, tout en assurant un temps de calcul raisonnable pour l'application à des structures de grandes dimensions. La capacité de ce modèle, de cellule élémentaire constituée d'un élément poutre et d'un ressort uni-axial de compression, à modéliser les couplages observés expérimentalement est discutée dans la dernière partie du manuscrit.

Ces travaux de recherche ouvrent la voie à la caractérisation dynamique avec couplage compression-cisaillement, et à un dialogue essais-calculs sur des éprouvettes soumises au crash.



# Abstract

In the transportation industry, honeycomb core sandwich panels are often used for structural parts because of their ability to provide a high level of specific performance. They can have curved shapes and can be exposed to impacts or crashes. The honeycomb core is then exposed to combined out-of-plane compression-shear stresses due to the angle of the impact and the curvature of the panel. Its collapse during crushing is thus driven by the coupling of unstable compressive behavior and out-of-plane shear mechanical responses, which arise from the highly oriented nature of the honeycomb structure. The objective of this thesis work is to quantify the impact of these two couplings on the macroscopic mechanical response of a Nomex<sup>®</sup> honeycomb core sandwich structure.

Firstly, an experimental apparatus allowing to characterize the behavior of a Nomex<sup>®</sup> honeycomb core sandwich specimen subjected to several compression-shear loading ratios has been designed, dimensioned and validated. This new setup is equipped with a tri-axial load cell combined with a digital image correlation system. It allowed us to quantify the impact of the in-plane shear angle and of the compression-shear ratio on the mechanical response of the studied stabilized honeycomb.

In a second step, the developed setup was implemented in a drop tower device to perform dynamic out-of-plane shear tests. The results obtained highlight the dependency of the shear behavior of the studied sandwich structure to the strain rate.

These experimental works were used as a basis for the development of a discrete finite element model, based on the vertical edges of the honeycomb structure. This model aims to simulate the observed couplings, while ensuring a reasonable computation time for the application to large structures. The ability of this model, of an elementary cell composed of a beam element and a uniaxial compression spring, to model the couplings observed experimentally is discussed in the last part of the manuscript.

This research work opens the way to dynamic characterization with compression-shear coupling, and to a test-simulation dialogue on specimens subjected to crash.





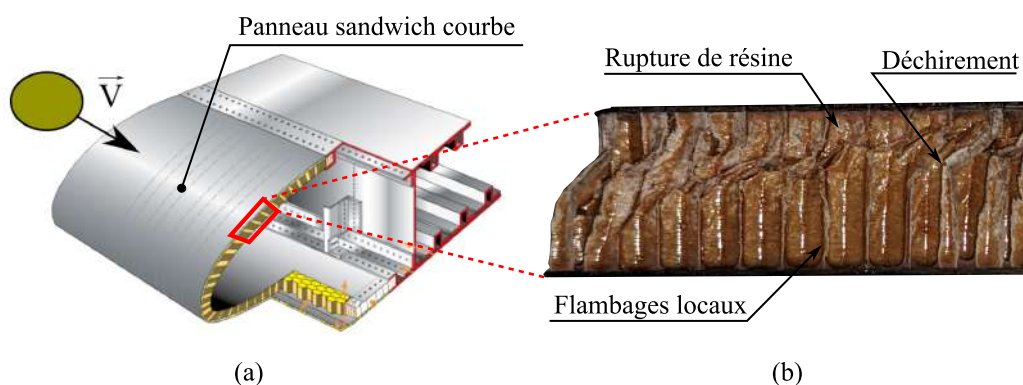
# Introduction générale

## Contexte et problématique

Dans l'industrie du transport, la mise en œuvre de structure de plus en plus légère est motivée par de fortes contraintes économiques et environnementales. Dans ce contexte, l'utilisation de matériaux sandwichs, possédant de hautes performances spécifiques, est une solution souvent adoptée par les constructeurs de structures légères et performantes.

Ces matériaux sont composés d'une âme et de deux peaux. L'âme a pour fonction de reprendre les efforts hors-plan. Les peaux supérieure et inférieure, généralement métalliques et/ou composites, rigidifient la structure face aux sollicitations planes et de flexions. La liaison entre les peaux et l'âme se fait généralement par collage ou par soudage en fonction des matériaux utilisés.

L'âme de la structure sandwich est souvent composée d'un matériau cellulaire périodique ou non-périodique à motif ouvert ou fermé [Zhang1988]. Les matériaux bio-inspirés en nid d'abeille, ayant une structure cellulaire périodique à motif ouvert, sont utilisés comme matériaux d'âme dans les structures aéronautiques et navales, grâce à leurs caractéristiques mécaniques élevées et à la facilité de leur mise en œuvre sur des géométries complexes.



**Figure 1** – (a) Illustration d'une structure sandwich courbe soumise à un impact oblique (b) Endommagements locaux d'un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> suite à un impact.

Dans les structures aéronautiques, les pièces sandwichs à âme nid d'abeille peuvent être utilisées comme :

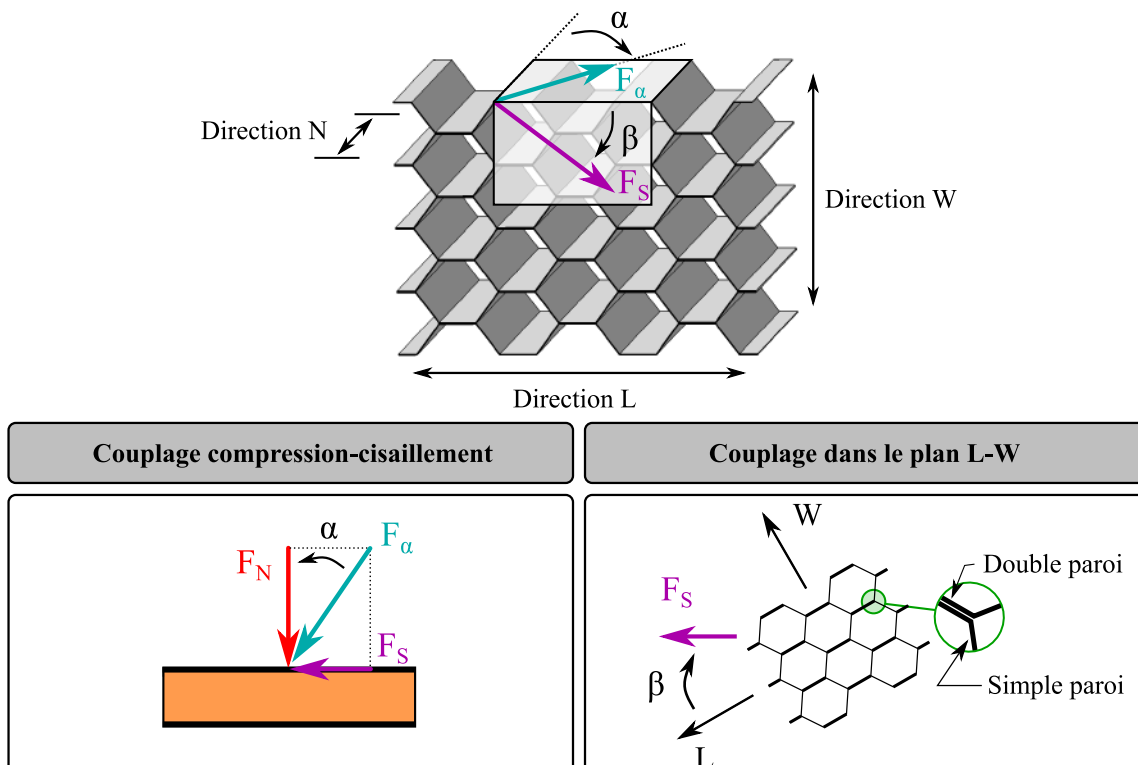
- pièces de protection, afin de protéger des équipements ou des personnes (radôme d'avion) ;

- pièces structurales, généralement pour des pièces élancées soumises à de la flexion (pales d'hélicoptère).

Dans ce contexte, les pièces sandwichs à âme nid d'abeille sont potentiellement exposées à des sollicitations dynamiques d'impact et/ou de crash (Fig. 1a). Dans les deux cas, la sollicitation dynamique peut-être qualifiée de complexe, de par : (1) l'angle de chargement et (2) la géométrie courbe du panneau sandwich. La réponse mécanique des pièces sandwich à âme nid d'abeille face à des sollicitations dynamiques multi-axiales est difficile à prédire à cause des mécanismes de ruines pilotés par une somme de comportements locaux comme le flambage des parois, des ruptures de résine ou encore des déchirements du papier Nomex® [Aminanda2004 ; Rodriguez Ramirez2018] (Fig. 1b).

À l'heure où la modélisation éléments finis devient cruciale dans le processus de certification de nouveaux appareils, il est indispensable de développer des stratégies de modélisation adaptées à des pièces de grandes dimensions, permettant de modéliser le comportement mécanique des matériaux nid d'abeille Nomex® soumis à des sollicitations complexes.

Pour atteindre cet objectif, réaliser une caractérisation expérimentale des structures sandwichs à âme nid d'abeille est une nécessité. Dans une structure nid d'abeille, un chargement hors-plan multi-axial se décompose en deux angles de couplage (Fig. 2) : (1) le couplage compression-cisaillement, qui se définit par l'angle de chargement  $\alpha$  et (2) le couplage dans le plan L-W, défini par l'angle  $\beta$ , qui caractérise l'orientation des alvéoles par rapport à la composante de cisaillement. L'impact des différents couplages sur la réponse dynamique et quasi-statique de la structure, doit donc être quantifié pour être en mesure de développer des modèles numériques adaptés.



**Figure 2** – Représentation des angles de sollicitation, hors plan ( $\alpha$ ) et plan ( $\beta$ ), d'une structure nid d'abeille.

---

## Objectifs et approche développée

Les travaux de thèse présentés dans ce mémoire s'inscrivent dans ce contexte. Ils ont été réalisés au sein du groupe Matériaux et Structures Composites (MSC) de l'Institut Clément Ader (ICA), en collaboration avec Airbus Helicopters.

L'objectif des travaux menés est de développer un dispositif de chargement combiné afin de quantifier l'impact des différents angles de couplages ( $\alpha$  et  $\beta$ ) sur la réponse macroscopique d'un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> d'intérêt dans un contexte de structure sandwich. Cette étude expérimentale est utilisée comme base de développement d'une nouvelle méthode de modélisation éléments finis adaptée aux besoins industriels.

Si la réponse mécanique des structures nids d'abeille soumises à des chargements uni-axiaux de compression et de cisaillement bénéficie d'une large couverture dans la littérature et est encadrée par des normes de référence [ASTM C2732017 ; ASTM C3652017] pour les structures sandwichs, sa caractérisation multi-axiale est plus rare car elle nécessite l'utilisation de moyens d'essais adaptés. En effet, la réalisation d'essais de compression-cisaillement nécessite de contrôler simultanément la cinématique de compression et de cisaillement de l'éprouvette. Bien que des essais de ce type aient été réalisés en quasi-statique et en dynamique sur des nids d'abeille en aluminium [Hong+2004b ; Hou2011c ; Tounsi2014], les dispositifs expérimentaux utilisés induisent l'utilisation d'une éprouvette de dimension restreinte au détriment des effets de bord et/ou limite leurs applications à des chargements à dominante de compression ( $\alpha < 45^\circ$ ).

Dans cette étude, un montage de sollicitation quasi-statique et dynamique a été développé. Ce montage a permis de caractériser le comportement mécanique macroscopique du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> d'intérêt sous plusieurs ratios de compression-cisaillement pour plusieurs orientations de cisaillement dans le plan L-W. Cette première campagne d'essais quasi-statique a servi de base au développement d'un modèle numérique discret qui a pour objectif de modéliser les différents couplages observés expérimentalement.

En parallèle de ces travaux, des essais de cisaillement dynamiques inédits, ont été menés à l'aide du montage expérimental développé sous un dispositif de tour de chute. Ces derniers ont mis en évidence la dépendance, à la vitesse de déformation, du comportement en cisaillement hors-plan du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> étudié.

Ces travaux ouvrent la voie à la caractérisation dynamique avec couplage compression-cisaillement des structures sandwichs à âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> ainsi qu'au développement d'un modèle numérique prometteur.

## Structure du manuscrit

Ce manuscrit de thèse se compose de 5 chapitres.

Le premier chapitre propose un état de l'art des connaissances relatives au comportement mécaniques général des nids d'abeilles Nomex<sup>®</sup> et aluminium sous sollicitations simples, combinées, quasi-statiques et dynamiques. Une attention particulière est portée aux dispositifs de caractérisations associés. Sur la base d'une synthèse de cette revue bibliographique, les principes constructifs essentiels à la conception d'un montage de sollicitation combiné compression-cisaillement sont identifiés.

Le second chapitre porte sur la conception de ce montage, dans le cadre de sollicitations quasi-statique et dynamique. Une cellule d'effort à trois composantes est mise en œuvre, au plus près de l'éprouvette, pour accéder aux distributions d'efforts de compression et de cisaillement hors plan. Une méthode de corrélation d'images numériques lui est associée pour fournir des informations sur la cinématique de l'essai. Une première campagne d'essais, réalisée sur des éprouvettes sandwich à âme Nomex<sup>®</sup> d'intérêt, permet de démontrer la capacité du dispositif développé à caractériser et à quantifier le comportement mécanique, sous sollicitations combinées de compression-cisaillement, du matériau d'âme.

Le troisième chapitre est consacré à la caractérisation mécanique de la structure sandwich à âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> étudiée pour quatre angles de couplage  $\alpha = 0^\circ ; 45^\circ ; 67,5^\circ$  et  $90^\circ$  et cinq angles de couplage LW  $\beta = 0^\circ ; 22,5^\circ ; 45^\circ ; 67,5^\circ$  et  $90^\circ$ . Les configurations  $\alpha = 0^\circ$  et  $90^\circ$  correspondent respectivement à la compression et au cisaillement mono-axiaux. Au cours de cette étude, l'influence des conditions limites imposées sur les résultats obtenue est mise en évidence et discutée.

Le quatrième chapitre montre la faisabilité des essais de cisaillement dynamique à l'aide d'une tour de chute avec le montage développé. Une campagne expérimentale est menée et met en évidence l'impact de la vitesse de déformation, plus ou moins important en fonction de la configuration  $\beta$ , sur le comportement en cisaillement du matériau d'âme d'étude dans un contexte de structure sandwich.

Le dernier chapitre est une ouverture sur la modélisation des nids d'abeille. Après un rappel des principales stratégies de modélisation disponibles dans la littérature, un nouveau modèle, discret, est développé. Sa capacité à modéliser les différents couplages observés expérimentalement est discutée et des axes d'amélioration sont exposés.

Ce manuscrit se termine par une conclusion qui résume le travail effectué dans cette thèse. Des perspectives pour de futurs travaux sont ensuite proposées.

# 1

## État de l'art

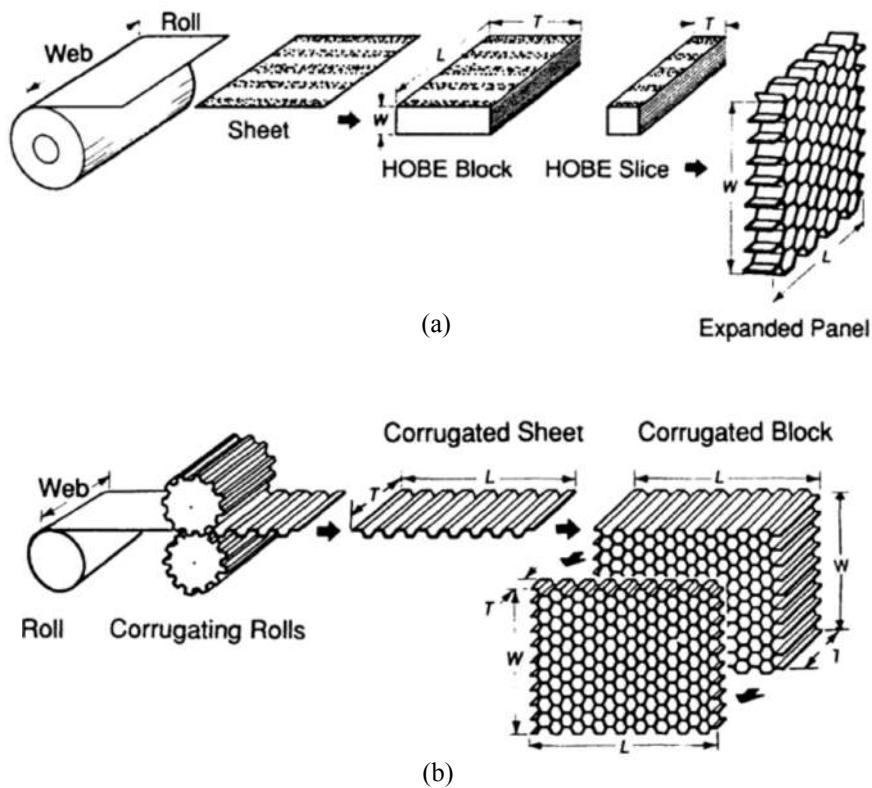
1.1	Introduction et généralités . . . . .	6
1.2	Comportement sous sollicitation uni-axiale de compression quasi-statique . . . . .	8
1.2.1	Mise en œuvre expérimentale . . . . .	8
1.2.2	Réponse mécanique . . . . .	8
1.3	Comportement sous sollicitation uni-axiale de cisaillement quasi-statique . . . . .	10
1.3.1	Essais usuels de caractérisation . . . . .	10
1.3.2	Réponse mécanique . . . . .	14
1.4	Comportement sous sollicitations combinées compression-cisaillement quasi-statique . . . . .	18
1.4.1	Essais usuels de caractérisation . . . . .	18
1.4.2	Réponse mécanique . . . . .	24
1.4.3	Critère d'enveloppe élastique . . . . .	29
1.5	Dispositifs d'essais dynamiques uni-axiaux et combinés . . . . .	32
1.5.1	Les barres d'Hopkinson . . . . .	33
1.5.2	Les dispositifs à masse tombante . . . . .	36
1.5.3	Les canons à gaz . . . . .	38
1.5.4	Critère d'enveloppe élastique équivalente dynamique . . . . .	40
1.6	Conclusions . . . . .	42

## 1.1 Introduction et généralités

Les matériaux cellulaires sont largement utilisés dans de nombreux secteurs de l'industrie des transports pour leur efficacité en termes de ratio rigidité/masse volumique et d'absorption d'énergie spécifique. Les matériaux cellulaires peuvent être classés en deux catégories : les matériaux homogènes comme les mousses, et les matériaux structuraux comme les nids d'abeilles.

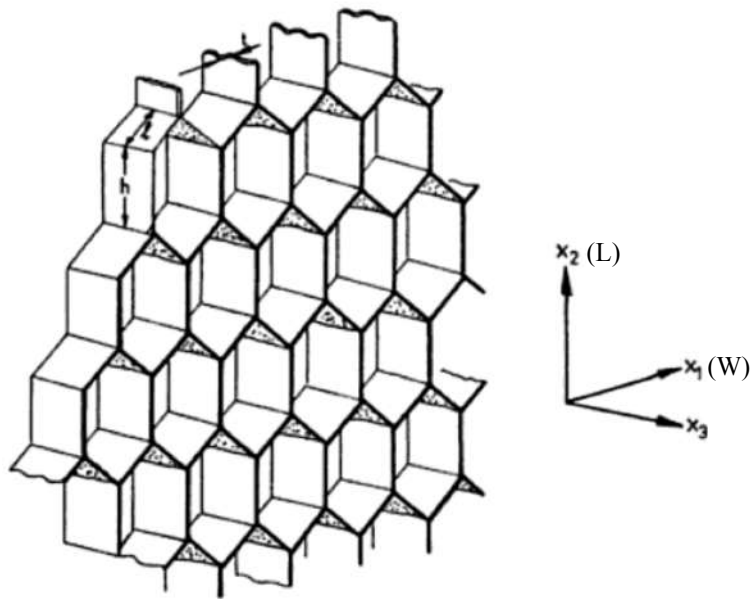
Dans ce travail de thèse, nous nous concentrons sur les nids d'abeilles utilisés comme absorbeurs d'énergie et éléments structuraux dans l'industrie aéronautique.

Comme illustré dans la figure 1.1, les nids d'abeille peuvent être fabriqués par le processus d'expansion ou le processus d'ondulation à partir de matériaux composites tels que le plastique renforcé de verre (nid d'abeille thermoplastique), le papier Nomex<sup>®</sup> (nid d'abeille Nomex<sup>®</sup>) ou un métal (généralement en aluminium).



**Figure 1.1** – Procédés de fabrication d'une âme en nid d'abeille [Bitzer1997] (a) par processus d'expansion (b) par processus d'ondulation.

Les caractéristiques mécaniques fortement anisotropes des matériaux nid d'abeille, liées à leurs géométries cellulaires, leur confèrent des orientations de sollicitations privilégiées [Zhang1988]. D'après le repère défini dans la figure 1.2, les orientations de sollicitations sont dites : (1) 'planes' dans le plan  $(X_1, X_2)$  et (2) 'hors-plan', dans les plans  $(X_1, X_3)$  et  $(X_2, X_3)$ . Dans les structures sandwichs, les peaux (métalliques ou composites) confèrent les propriétés dans le plan alors que le matériau d'âme a pour fonction de reprendre les chargements hors-plan. De ce fait, lorsque les structures nids d'abeilles sont utilisés dans le cadre de structures sandwichs, seul la connaissance de leurs caractéristiques mécaniques sous sollicitations de compression et cisaillements hors-plan sont nécessaires. Les caractéristiques planes des structures nid d'abeilles ne seront donc pas étudiées dans ce manuscrit.



**Figure 1.2** – Repères associés aux structures alvéolaires hexagonales [Zhang1988].

Le comportement du nid d'abeille en compression et cisaillement uni-axiale a été largement étudié au cours des dernières décennies. Pour les essais de compression, l'intérêt est bien évidemment de déterminer la raideur et la résistance du matériau mais également d'estimer la capacité d'absorption énergétique engendrée par sa haute capacité de déformation. À l'opposé, sous chargement de cisaillement uni-axial, la capacité d'absorption énergétique étant faible, l'essai de caractérisation se concentre sur sa raideur et sa résistance. Ces différentes caractéristiques mécaniques induisent des moyens d'essais adaptés permettant d'extraire les différentes grandeurs d'intérêts.

Plus récemment, pour faire face à des sollicitations mécaniques réalistes, les recherches sur le comportement des structures nid d'abeille sous chargement mixte cisaillement-compression sont de plus en plus courantes. Cependant, l'introduction de sollicitations combinés au sein d'un matériau d'âme nécessite le développement de méthodes de caractérisations peu conventionnelles et souvent complexes.

Dans ce chapitre, les méthodes de caractérisations des propriétés mécaniques hors-plan uni-axiales et combinées, quasi-statique et dynamique, des matériaux d'âmes utilisées dans la littérature seront détaillées. Les comportements mécaniques des nids d'abeilles métalliques et Nomex<sup>®</sup> associés à chacune des sollicitations précédemment citées ainsi que leurs dépendance à l'orientation du cisaillement dans le plan L-W seront également analysées.



## 1.2 Comportement sous sollicitation uni-axiale de compression quasi-statique

### 1.2.1 Mise en œuvre expérimentale

La méthode de caractérisation en compression de matériaux d'âmes utilisant la norme ASTM C365-94 [ASTM C3652017] fait l'unanimité dans la littérature. Cette norme est basée sur la compression entre deux plateaux, dont au moins un est rotulé, d'une éprouvette de section carré ou circulaire contenant un minimum de 60 cellules pour une structure nid d'abeille (Fig. 1.3). L'instrumentation de l'essai doit permettre de mesurer de manière fiable l'effort de compression appliqué à l'éprouvette ainsi que le déplacement relatif du plateau supérieur par rapport au plateau inférieur. Dans cette norme, la nature des conditions limites entre les peaux de la structure sandwich et les plateaux d'écrasement n'est pas indiquée.

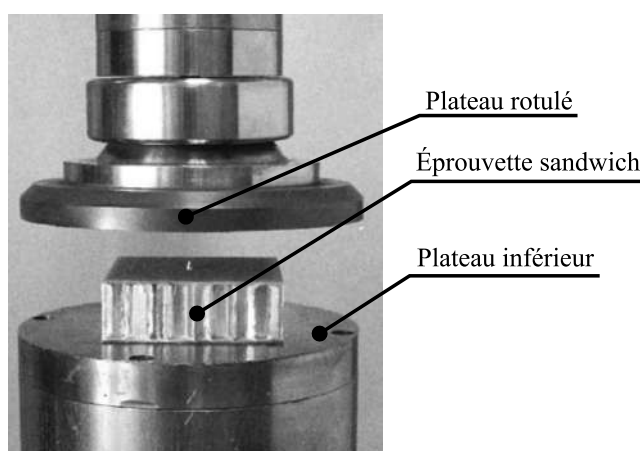
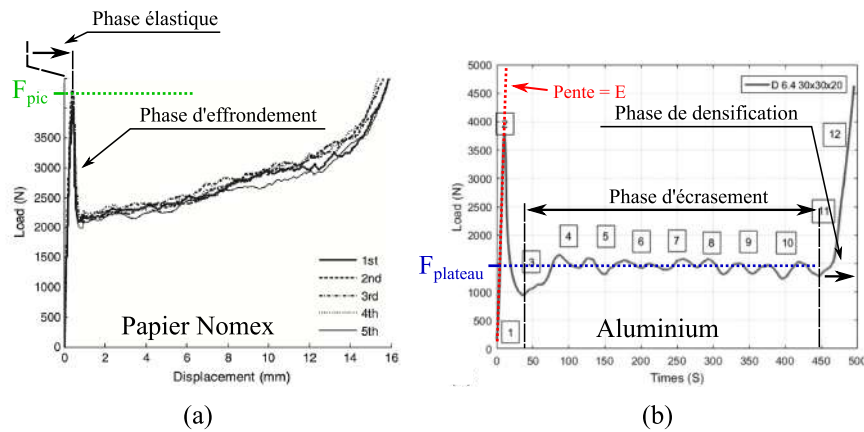


Figure 1.3 – Photo d'un essai de compression sur une éprouvette sandwich [ASTM C3652017].

### 1.2.2 Réponse mécanique

Comme étudiée par [Liu+2015] et illustrée dans la figure 1.4, la réponse mécanique idéalisée d'une structure nid d'abeille soumise à la compression se décompose en quatre phases dans le domaine effort-déplacement : (1) la phase élastique où l'effort augmente linéairement, commence à infléchir et atteint un pic, (2) la phase d'effondrement où l'effort diminue brusquement suite au pic d'effort, (3) la phase d'écrasement où l'effort se stabilise autour d'un plateau et (4) la phase de densification où l'écrasement de l'éprouvette est tel que le matériau ne peut plus se déformer ce qui engendre une augmentation exponentielle de l'effort. Les grandeurs physiques permettant de caractériser la structure étudiée sont donc : le module d'élasticité apparent  $E$  ainsi que l'effort au pic  $F_{pic}$  pour la phase élastique, l'effort  $F_{plateau}$  pour la phase d'écrasement et le déplacement correspondant au début de la phase de densification  $U_d$ . Les contraintes et des déformations macroscopiques équivalentes peuvent être calculés à partir de ces grandeurs caractéristiques et des dimensions de l'éprouvette même si elles ne présentent pas de sens physique au sens de la mécanique des milieux continus.

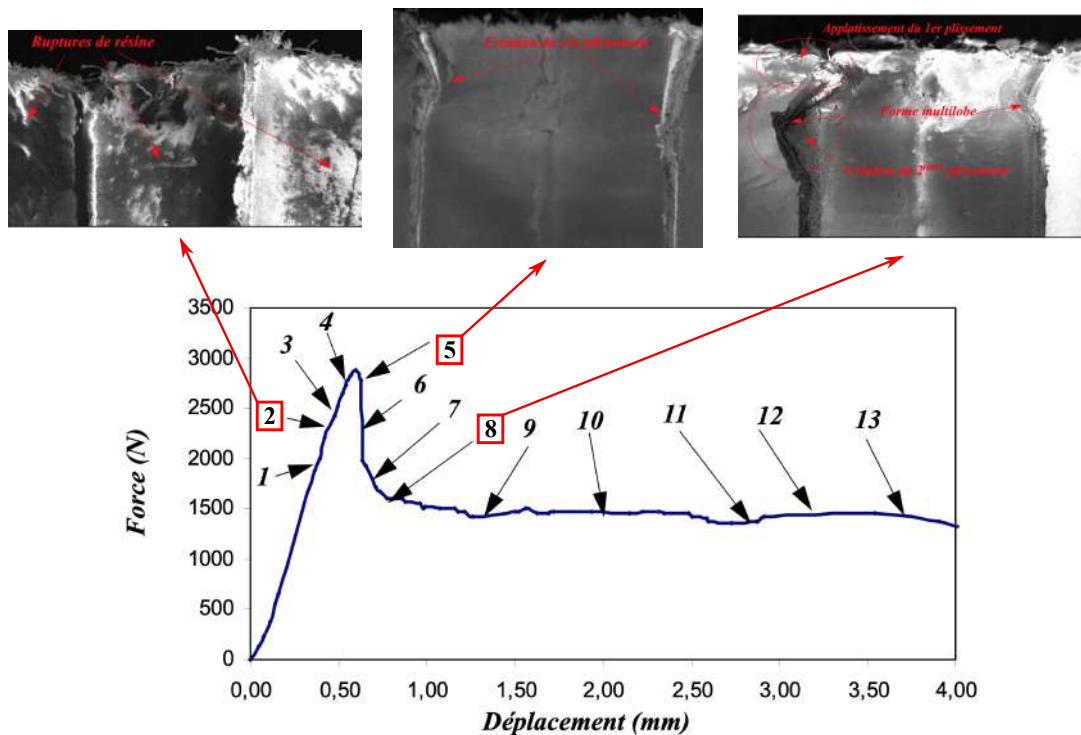
Bien que plusieurs études montrent que l'effondrement de l'effort qui suit la phase élastique est liée à une instabilité géométrique des parois, la phénoménologie d'effondrement du nid d'abeille dépend du matériau utilisé. Dans le cas d'aluminium, l'inflexion de la phase élastique est liée au flambage



**Figure 1.4** – Réponse mécanique typique lors d'un essai de compression d'une structure nid d'abeille en : (a) papier Nomex<sup>®</sup> [Liu+2015] et (b) aluminium [Mertani+2019].

élastique des parois qui mène au flambage plastique des arêtes et donc au pic d'effort. Une fois atteint, la plastification du matériau entraîne un phénomène de plissement successif qui justifie le plateau de la phase d'écrasement [Wierzbicki1983]. Ce plateau est souvent sujet à des oscillations, plus ou moins importantes en fonction du matériau utilisé. Dans le cas du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup>, le phénomène de flambage élastique engendre des ruptures localisées de la résine phénolique qui s'explique par la nature élastique-fragile de cette résine. Ces ruptures entraînent le premier plissement comme illustré dans la figure 1.5 [Aminanda2004].

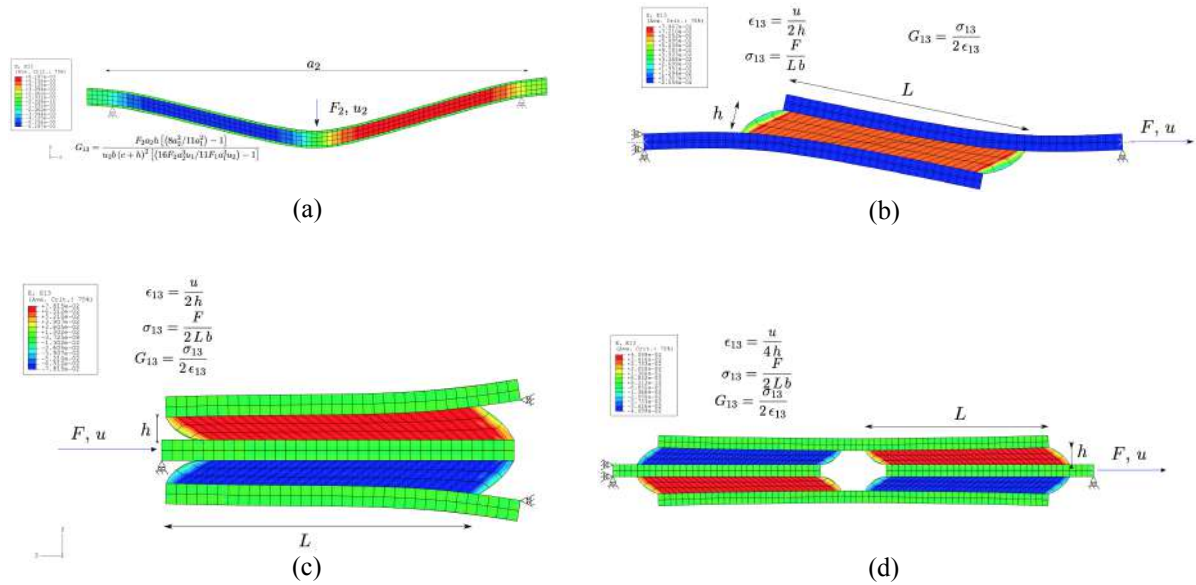
Le comportement non-linéaire de la phase élastique engendré par le flambage élastique des parois, est largement étudié dans la littérature, notamment à l'aide d'essais virtuels [Asprone+2013].



**Figure 1.5** – Phénoménologie d'effondrement du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> [Aminanda2004].

## 1.3 Comportement sous sollicitation uni-axiale de cisaillement quasi-statique

Contrairement à la compression, les méthodes de caractérisation de structures sandwichs sous sollicitation de cisaillement hors plan sont multiples. Les méthodes les plus répandues sont : l'essai de flexion trois points et les essais par cisaillement de blocs (mono, bi ou quad bloc). Les différentes méthodes exposées se distinguent par leurs géométries d'éprouvette différentes qui induisent des natures de sollicitation distinctes (Fig. 1.6).



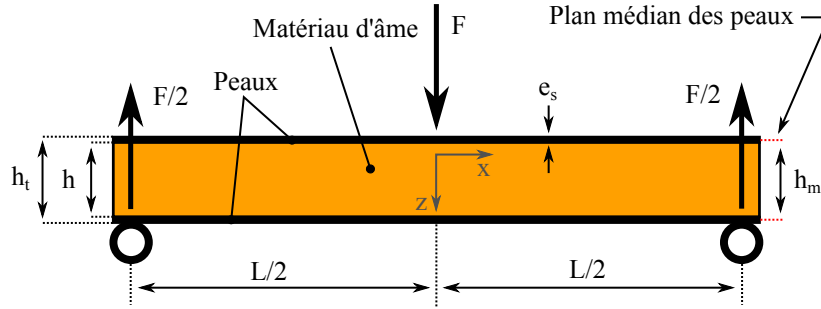
**Figure 1.6** – Image des différentes méthodes de sollicitation en cisaillement hors plan de matériaux d'âmes et illustration du champs de cisaillement associé par éléments finis : (a) flexion trois points, (b) cisaillement mono-bloc, (c) cisaillement bi-bloc, (d) cisaillement quad-bloc [Marguet2007].

### 1.3.1 Essais usuels de caractérisation

#### Essai de flexion trois points

L'essai de Flexion Trois Points (FTP) sur structure sandwich utilisé dans de nombreux travaux de recherche [Giglio+2012b ; Roy+2012], peut être effectué pour déterminer la rigidité en flexion du sandwich, la résistance au cisaillement de l'âme ainsi que son module de cisaillement, ou encore la résistance en traction-compression des peaux. Cet essai peut aussi être utilisé pour caractériser l'interface de collage entre les peaux et l'âme. La géométrie de l'essai de FTP fournit une combinaison de déformation en flexion et en cisaillement. Comme illustré dans la figure 1.7, la poutre sandwich, soumise à la flexion par l'effort central  $F$  et à la force de cisaillement de magnitude  $F/2$ , provoque une déformation de cisaillement transversale qui contribue à la déformation globale de la poutre. Dans la théorie des poutres sandwichs à peaux minces [Allen1969], la force de cisaillement est supposée être entièrement supportée par l'âme et les rigidités en flexion des peaux sont négligeables. Il est donc possible de calculer la déformation maximale théorique totale  $\delta_{Total}$  à l'aide de l'équation 1.1 [Bitzer1997] où  $F$  est l'effort central,  $L$  la distance entre les deux appuis latéraux,  $I_b$  le moment quadratique de la section par unité de largeur et  $AG_{zx}$  la rigidité en cisaillement du sandwich avec  $A = bh_m^2/h$  [Nordstrand+1997] où  $b$  est la largeur de l'éprouvette. La mesure expérimentale de

l'effort  $F$  et du déplacement  $\delta_{Total}$  permet donc de calculer le module de cisaillement équivalent  $G_{zx}$  du matériau d'âme testé.



**Figure 1.7** – Schéma d'un essai de flexion trois points.

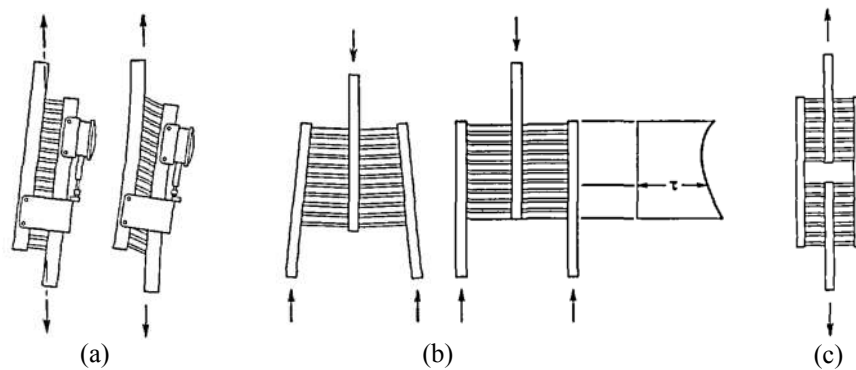
$$\delta_{Total} = \delta_{Bending} + \delta_{Shear} = \frac{FL^3}{48bI_b} + \frac{FL}{4AG_{zx}} \quad (1.1)$$

Lors de ces essais, il a été observé que l'éprouvette est d'abord endommagée sous la sollicitation de compression induite par l'indenteur central [Kelsey+1958 ; Rodriguez Ramirez2018], zone où l'état de cisaillement est minium, avant d'être endommagée sous l'effet du cisaillement dans les zones où la déformation en cisaillement est maximale (Fig 1.6.a). Cet effet local de l'indenteur est d'autant plus important que la résistance en compression du nid d'abeille testée est faible. Malgré ces effets parasites liés à l'architecture de l'essai, il est possible de déterminer de manière fiable les caractéristiques du matériau d'âme en cisaillement en réalisant et en comparant l'essai FTP dans différentes configurations d'écartement  $L$  [Kelsey+1958]. De plus, comme évoqué dans les travaux de J. Rodriguez-Ramirez [Rodriguez Ramirez2018] il est possible d'outre passer les limites exposées précédemment en remplissant d'une résine spécifique les alvéoles du nid d'abeille proche de l'indenteur afin de stabiliser les cellules sensibles à la compression induite par l'effort ponctuel et ainsi, imposer une rupture en cisaillement dans les zones éloignées de l'appui central. Cependant, il est important de bien maîtriser le processus de remplissage afin d'assurer la symétrie géométrique de l'éprouvette par rapport à l'axe de chargement.

La norme ASTM C393 [ASTM C3932017] définit un cadre de mise en œuvre de l'essai FTP et définit des conditions expérimentales telle que :  $e_s/h < 0,1$  ou encore  $L/h_t > 20$ . Ce document, faisant référence dans l'application de l'essai FTP, définit aussi le cadre d'application de l'essai par Flexion Quatre Points (FQP). Cette dernière est également une méthode de caractérisation en cisaillement de structure sandwich mais est moins répandue du fait des effets locaux très prononcés induits par les points de contacts rapprochés comme évoqué dans les travaux de Kelsey [Kelsey+1958]. Cette même norme dit qu'il est préférable d'utiliser la méthode de cisaillement mono-bloc encadré par la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017] afin de déterminer la résistance au cisaillement et la raideur en cisaillement du matériau d'âme d'une structure sandwich.

### Essai de cisaillement mono-bloc

L'essai mono-bloc, initialement conçu pour l'armée américaine et défini par la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017], est illustré par la figure 1.8a. Lors de cet essai, la force appliquée à l'éprouvette est orientée suivant la diagonale de l'âme et le déplacement relatif est mesuré à l'aide d'une instrumentation adaptée. La méthode de dépouillement de cet essai est basée sur l'hypothèse d'homogénéité du champ de cisaillement au sein de l'éprouvette. Cependant, la figure 1.8b montre qu'un gradient de contrainte de cisaillement se produit le long du bord libre ce qui induit la flexion



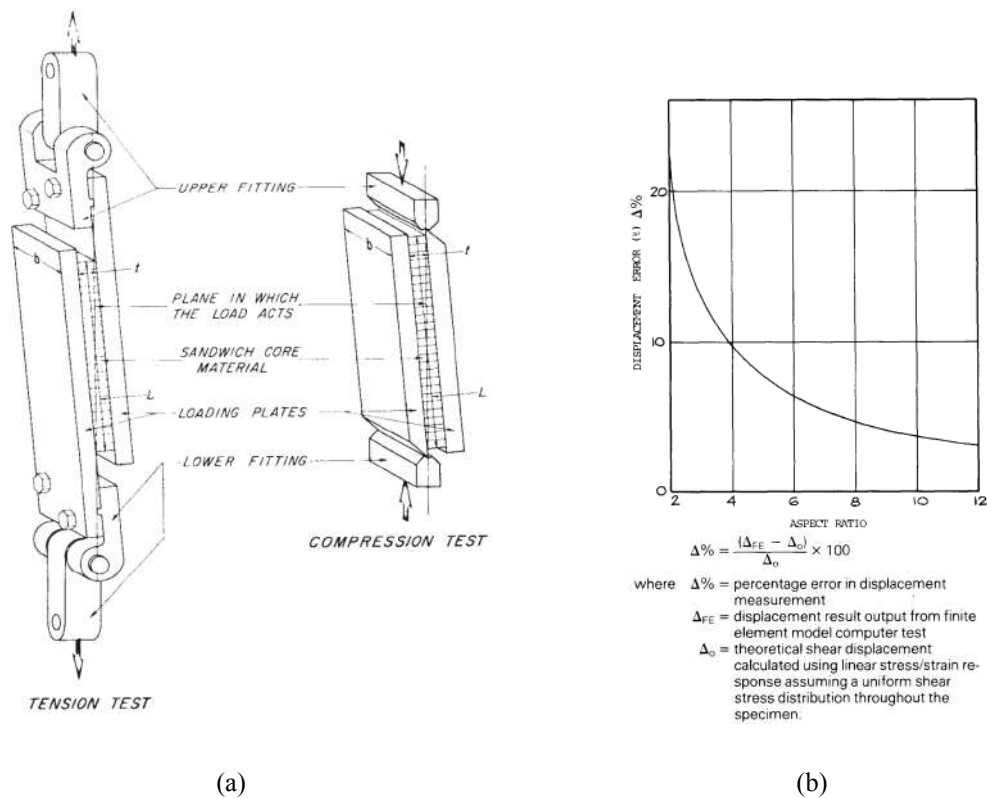
**Figure 1.8** – Schéma de trois différents essais de cisaillement [Kelsey+1958] : (a) mono-bloc et son défaut de flexion associé, (b) bi-bloc et son défaut de rotation associé, (c) quad-bloc.

des plaques métalliques. La présence de ces effets de bord, clairement mis en évidence dans les travaux de Grédiac [Grediac+2002], implique que l'hypothèse d'homogénéité de chargement peut être acceptable sous condition que le ratio  $L/h$  soit suffisamment élevé. L'impact de ce ratio, nommé ratio d'aspect, sur le module de cisaillement identifié lors d'un essai mono-bloc, a été étudié dans les travaux de O'Connor [OConnor1984]. Dans ces travaux, l'étude de l'évolution de l'erreur de mesure de déplacement induite par la flexion des plaques en fonction du ratio d'aspect, visible sur la figure 1.9b, montre qu'un ratio d'aspect de 12, comme recommandé dans la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017], induit une erreur de mesure de déplacement de 3 %. Cette erreur se répercute sur la déformation macroscopique équivalente et donc, de manière proportionnelle, sur le module de cisaillement identifié du bloc. Une des solutions indiquées face au problème de la flexion des peaux [Kelsey+1958] est d'augmenter l'épaisseur des éprouvettes tout en réduisant leurs longueurs pour réduire le moment de flexion induit, au détriment du ratio d'aspect et donc de la prédominance des effets de bords.

D'après la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017], l'essai de cisaillement mono-bloc peut-être mis en œuvre à l'aide d'un actionneur mono-axiale de traction ou de compression sous condition que les plateaux soient en liaison pivot avec l'actionneur ou le bâti comme illustré dans la figure 1.9a.

### Essai de cisaillement bi-bloc

L'essai de cisaillement bi-bloc a été pensé avec l'idée d'imposer un champ de cisaillement 'pur' au matériau à caractériser. En effet, comme illustré sur la figure 1.8b, le cisaillement simultané de deux éprouvettes séparées par une plaque centrale permet d'éviter la rotation de cette dernière du fait de la symétrie géométrique de l'essai. Cependant, les plaques latérales ont tendance à avoir une cinématique de rotation qui conduit à un champ de déformation non-homogène du fait de l'apparition de contraintes de traction et de compression hors plan (Fig. 1.8c). L'étude de Kelsey [Kelsey+1958] a montré que l'impact de ces effets parasites tend à sous-estimer le module de cisaillement identifié jusqu'à un facteur 2 ce qui peut expliquer la faible utilisation de cet essai pour la caractérisation en cisaillement de matériaux d'âmes dans la littérature. Cependant, dans le cas de caractérisation de nid d'abeille à forte épaisseur, la méthode par cisaillement bi-bloc est une alternative potentielle lorsque la mise en œuvre d'un essai de cisaillement mono-bloc avec le ratio d'aspect recommandé engendre une dimension d'éprouvette trop importante pour la réalisation d'essais in-situ [Hodge+1991].



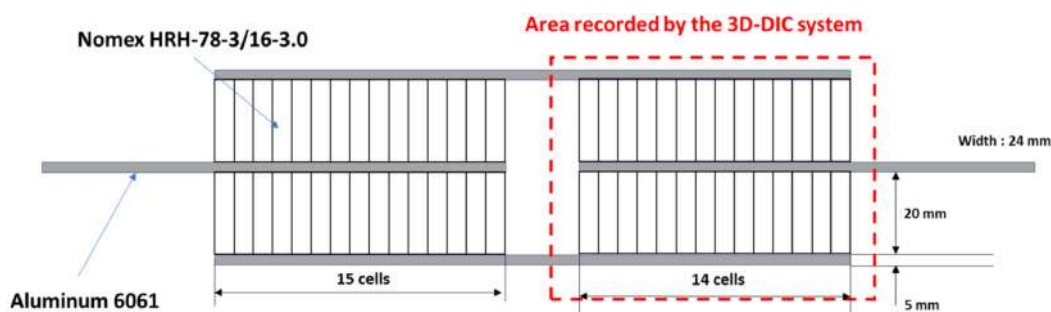
**Figure 1.9** – (a) Etude de convergence de l’erreur de mesure de déplacement sur un essai de cisaillement mono-bloc [OConnor1984] (b) Mis en œuvre de l’essai de cisaillement mono bloc d’après la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017].

### Essai de cisaillement quad-bloc

L’essai de cisaillement quad-bloc, illustré sur la figure 1.8c, se veut être une solution aux problématiques de rotation des peaux constatées lors de l’essai bi-bloc [Kelsey+1958]. En effet, la double symétrie géométrique de l’éprouvette neutralise la rotation mais, comme montré dans les travaux de Wada et al. [Wada+2003], les peaux extérieures sont tout de même soumises à de la flexion qui parasite le chargement du matériau à caractériser. Le centre de flexion des peaux est située entre les deux éprouvettes de la peau. Wada et al. montre que, comme pour les essais de cisaillement mono et bi-bloc, l’identification du module de cisaillement tend à se stabiliser lorsque le ratio d’aspect est augmenté. Malgré le fait que l’étude précédente ait été menée sur de la mousse acrylique, cette conclusion est généralisable à tous types de matériaux d’âmes. L’essai de cisaillement quad-bloc, étant utilisé pour l’identification du comportement en cisaillement de matériaux d’âmes [Pablo2010], est limité dans l’analyse approfondie du comportement en cisaillement de par le caractère aléatoire de la zone de rupture. Dans l’objectif d’analyser de manière détaillée le caractère non-linéaire du comportement en cisaillement du nid d’abeille en réduisant la zone d’étude, J. de D. Rodriguez Ramirez et al. [RodriguezRamirez+2018] ont développé un type d’éprouvette permettant de localiser la zone de rupture en plaçant, sur un des côtés, deux éprouvettes de plus petites dimensions comme illustré dans la figure 1.10. Ceci lui a permis de réaliser une étude de corrélation d’image sur une zone plus concentrée de manière à obtenir une meilleure résolution.

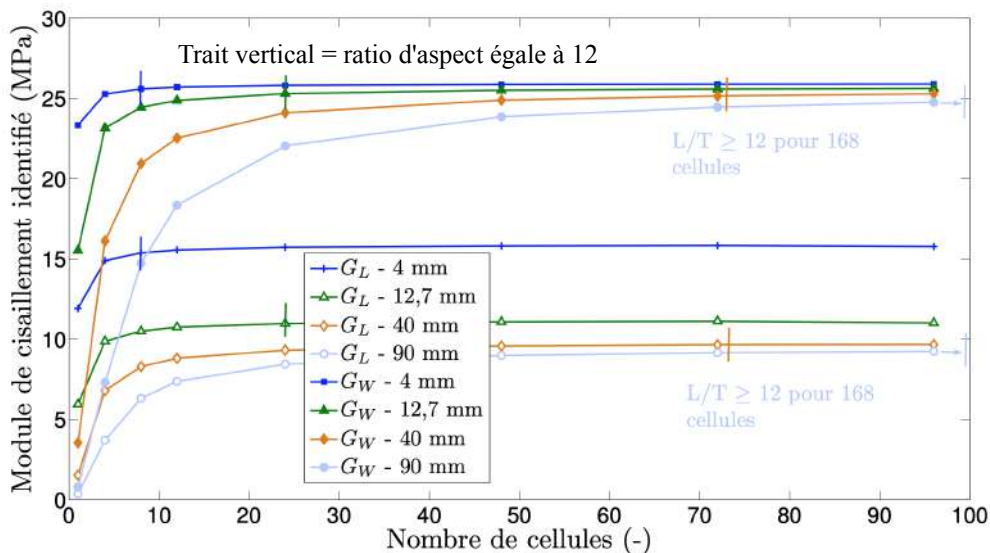
En utilisant un essai virtuel avec le logiciel Abaqus d’un essai de cisaillement quad-bloc sur des nids d’abeilles à cellules rectangulaires à épaisseur variable, S. Marguet [Marguet2007] a étudié l’influence de la dimension de l’éprouvette lors de cette essai. Partant du principe que le nid d’abeille





**Figure 1.10** – Caractéristiques de l'éprouvette de cisaillement quad-bloc modifiée [RodriguezRamirez+2018].

est une structure dont l'architecture mesoscopique (taille des alvéoles variant de 3,2 mm à 9,5 mm [DataSheet2017]) peut être de l'ordre de grandeur de son épaisseur, la variable dimensionnelle utilisée est exprimée en fonction du nombre d'alvéoles cisillées et non pas en fonction du ratio d'aspect. L'étude arrive à la conclusion que le nombre d'alvéoles nécessaires pour obtenir la convergence du module de cisaillement apparent est dépendant de l'épaisseur du nid d'abeille et que l'épaisseur influe directement sur le module de cisaillement identifié tant dans la direction  $L$  que  $W$  (Fig. 1.11). L'auteur précise que ces deux conclusions ne font pas l'objet de précision dans les catalogues des constructeurs [DataSheet2017 ; EuroComposites2020]. De plus, Il semble que le nombre de cellules nécessaires à la convergence du module de cisaillement soit inférieur aux préconisations de la norme ASTM C273 [ASTM C2732017] propre à l'essai de cisaillement mono-bloc sans que l'auteur n'en évoque les raisons.

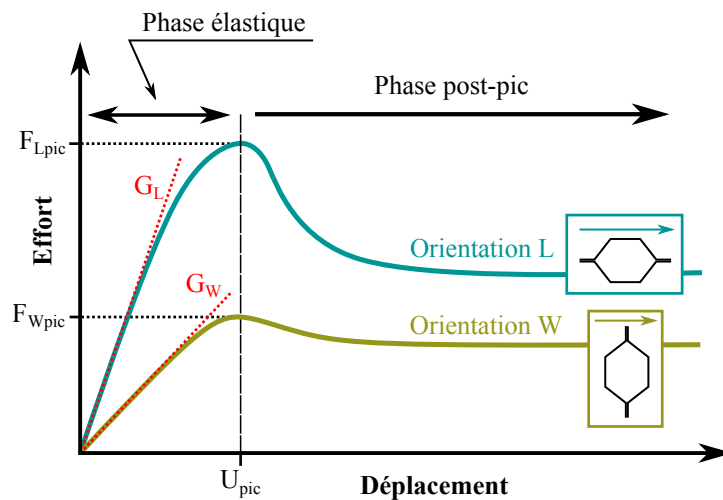


**Figure 1.11** – Influence du nombre de cellules cisillées et de la hauteur de bloc sur le module de cisaillement identifié [Marguet2007].

### 1.3.2 Réponse mécanique

La réponse mécanique d'une structure nid d'abeille soumise à un essai de cisaillement de deux natures distinctes,  $L$  et  $W$ , est présentée dans la figure 1.12. La première observation est la forte dépendance du comportement en cisaillement de ces structures à l'orientation de cisaillement dans le

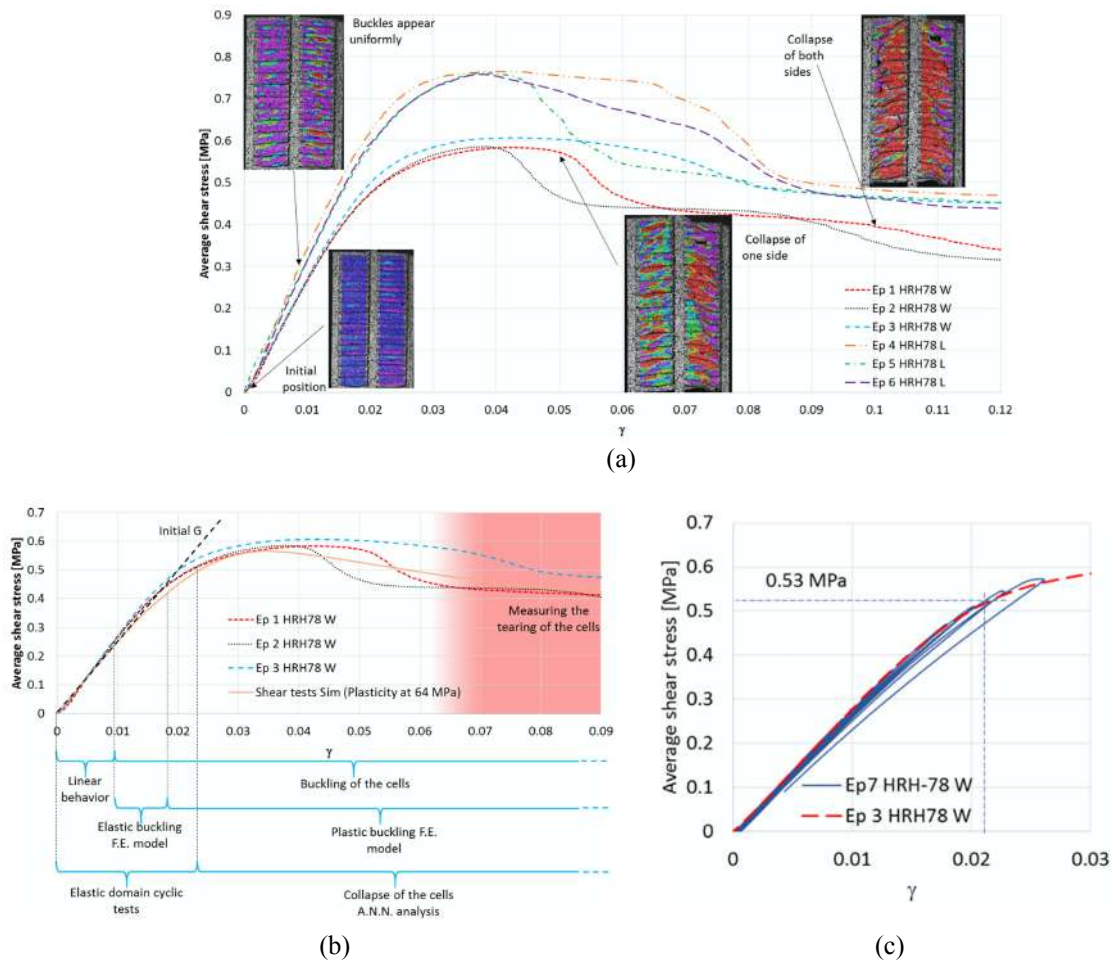
plan  $L - W$ . Ceci s'explique par l'architecture du matériau qui lui confère des caractéristiques plus ou moins orthotropes en fonction de la forme des alvéoles (hexagonale, rectangulaire, circulaire...) [Meraghni+1999]. Les structures nids d'abeilles ont donc une orientation de sollicitation dite « forte », orientation L, et une orientation dite « faible », orientation W. Dans les deux cas, la réponse mécanique lors d'essai de cisaillement se distingue en deux phases : (1) la phase élastique où l'effort augmente de façon linéaire, infléchit et atteint un pic et (2) la phase post-pic où l'effort a diminué par rapport au pic mais reste constant. Les grandeurs caractéristiques relevées lors des essais en cisaillement sont : (1) le module de cisaillement  $G$  correspondant à la pente de la partie linéaire lors de la phase élastique dans le domaine contraintes-déformations et (2) la résistance mécanique de cisaillement correspondant à l'effort, ou à la contrainte équivalente, relevée au pic d'effort. De manière usuel, les constructeurs fournissent ces deux valeurs pour les deux orientations principales de cisaillement L et W [DataSheet2017].



**Figure 1.12** – Réponse mécanique typique d'une structure nid d'abeille lors d'un essai de cisaillement d'orientation L et W.

Plusieurs travaux de recherche ont été menés afin de déduire de manière analytique les caractéristiques mécaniques en cisaillement des structures nids d'abeilles. Dans un premier temps, Kelsey et al. [Kelsey+1958] ont proposé une formulation analytique d'encadrement du module d'élasticité  $G$  en fonction de l'orientation du cisaillement. Dans un second temps, en 1992, Zhang et Ashby [Zhang+1992] ont étudiés les propriétés hors-plan des nids d'abeilles et ont proposé une approche analytique de la résistance en cisaillement basée sur l'hypothèse que la rupture de ces structures apparaît lorsque les parois commencent à flamber. Plus récemment, des études réalisées sur des nids d'abeilles métalliques par Pan et al. [Pan+2006], ont montré que les critères analytiques développés par Zhang et Ashby tendent à sous estimer le critère de rupture jusqu'à 56 %. En 2008, Bianchi et al. [Bianchi+2012], ayant mené une analyse analytique de la charge critique de flambage sur les nids d'abeilles métalliques, émettent l'hypothèse que le comportement en cisaillement de ces structures est principalement piloté par le régime de post-flambage des cellules. De nombreux auteurs ont développé des essais virtuels par méthode éléments finis pour confirmer cette hypothèse malgré la forte sensibilité des paramètres de modélisation (taille de maille, conditions limites...) sur le phénomène non-linéaire géométrique qu'est le flambage élastique des cellules [Giglio+2012a; Heimbs2009; Seemann2017]. Plus récemment, Rodriguez Ramirez [Rodriguez Ramirez2018] a développé un protocole expérimental basé sur de la corrélation d'images numériques couplé à la méthode numérique de réseau de neurones artificiels afin de capturer expérimentalement le scénario de flambage des nids d'abeilles Nomex<sup>®</sup> sous sollicitation de cisaillement hors-plan.



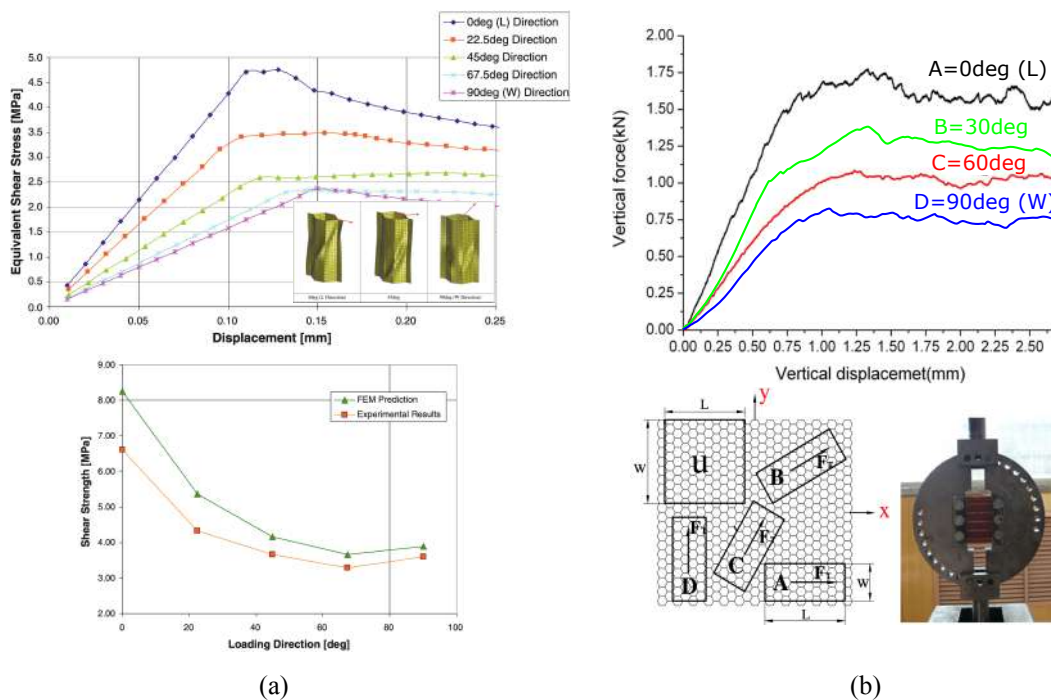


**Figure 1.13** – Résultats et interprétation du comportement non-linéaire en cisaillement quad-bloc du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> [Rodriguez Ramirez2018] : (a) courbes contrainte-déformation obtenues pour une orientation de cisaillement L et W et images associées, (b) explication phénoménologique sur cisaillement W, (c) essais de cisaillement cyclique sur une éprouvette.

Les résultats de l'étude menée par Rodriguez Ramirez (Fig. 1.13) montrent clairement que le chargement des cellules se distingue en deux étapes : (1) l'apparition de flambages locaux qui cause une diminution de la raideur suivie de (2) l'effondrement successif des cellules qui tend à diminuer sévèrement la raideur, qui aboutit à la chute de l'effort. Une fois que toutes les cellules sont effondrées (phase post-pic) l'effort résiduel peut être attribué à la rupture et au déchirement du papier Nomex<sup>®</sup> constituant du nid d'abeille. L'hypothèse que l'effondrement du nid d'abeille en cisaillement est lié aux mécanismes de post-flambage élastique des parois fait donc aujourd'hui consensus.

Comme évoqué précédemment et illustré dans les figures 1.12 et 1.13.a, la direction de sollicitation de cisaillement dans le plan L-W impacte fortement la réponse mécanique. L'approche analytique proposée par [Kelsey+1958] permet d'appréhender l'impact de l'angle de cisaillement sur le module de cisaillement mais s'avère peu précise comparée aux résultats expérimentaux. Plus récemment, avec le fort développement de la modélisation par élément finis, la compréhension des phénomènes de couplage dans le plan devient cruciale afin de développer des lois de comportements adaptées. C'est dans ce contexte que Bianchi et al. [Bianchi+2012] ont étudié le comportement mécanique de

deux nids d'abeilles hexagonaux en aluminium sous des sollicitations de cisaillement multiples via un essai de cisaillement mono-bloc. En réalisant un modèle éléments finis à l'échelle cellulaire, Bianchi et al. confirment les tendances observées expérimentalement sur les deux types de nids d'abeilles, c'est à dire une diminution de la résistance mécanique et du module de cisaillement homogène lorsque l'angle de cisaillement tend vers le sens de cisaillement faible  $W$  (Fig. 1.14a). Les auteurs mettent en lumière l'évolution non-linéaire de la résistance mécanique en fonction de l'angle de cisaillement. Bien que non évoqué par l'auteur, il est intéressant de noter la chute brutale de l'effort post-pic observée pour l'orientation  $L$  qui s'adoucit avec le changement d'orientation, phénomène largement observé par ailleurs de manière expérimentale dans la littérature. Ces tendances sont également observées par Zhou et al. [Zhou+2012] mais cette fois-ci sur un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> hexagonal (Fig. 1.14b). Ces conclusions sont donc généralisables aux nids d'abeilles hexagonaux indépendamment du matériaux utilisé [Zhang+1992]. La dépendance du comportement mécanique à l'angle de cisaillement s'explique par l'architecture alvéolaire du nid d'abeille. En effet, la contribution plus ou moins importante des doubles parois en fonction de l'angle de sollicitation joue un rôle majeur dans la détérioration de ses propriétés mécaniques.



**Figure 1.14** – Étude de l'influence de l'orientation du cisaillement hors-plan : (a) approche numérique sur des nids d'abeilles aluminium [Bianchi+2012] (b) approche expérimentale sur nids d'abeilles Nomex<sup>®</sup> [Zhou+2012].

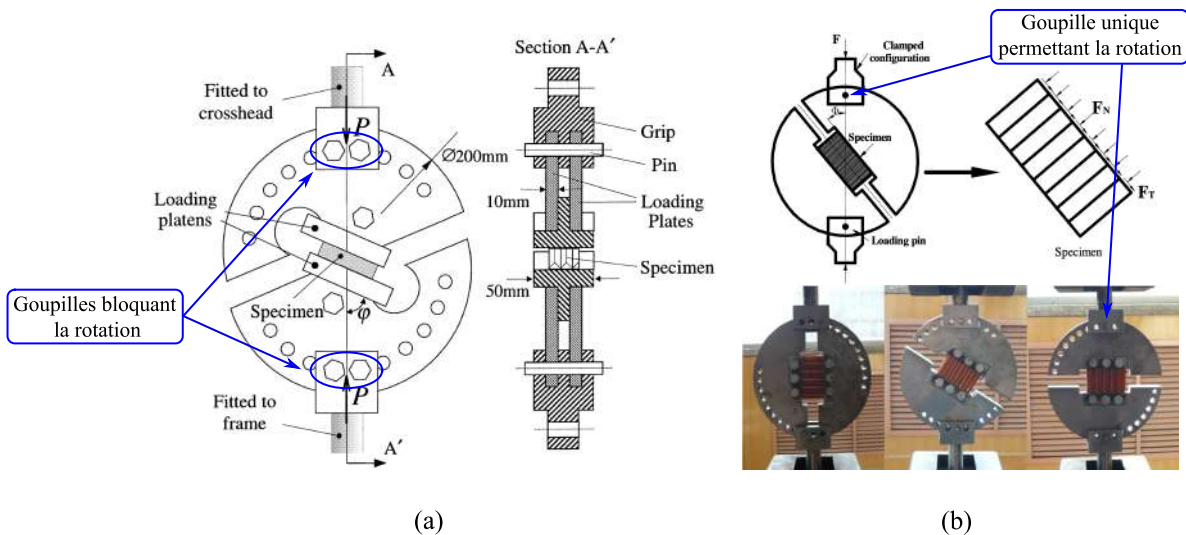
Maintenant que les différents essais hors-plans uni-axiaux ont été évoqué, les travaux réalisés sur le chargements combinés compression-cisaillement de matériaux d'âmes sont maintenant présentés.

## 1.4 Comportement sous sollicitations combinées compression-cisaillement quasi-statique

### 1.4.1 Essais usuels de caractérisation

#### Essais Arcan

Les essais Arcan, initialement développés par Arcan et al. [Arcan+1978 ; BanksSills+1984], permettent de varier la nature de sollicitation (cisaillement, compression-cisaillement, traction-cisaillement, compression et traction) du matériau testé avec un unique montage. Le chargement combiné induit par ce montage modulaire est rendu possible par le biais de la géométrie du montage de fixation de l'éprouvette. Ce type de dispositif est largement répandu dans la caractérisation de matériaux d'interfaces type collage et a récemment été adapté à des sollicitation dynamiques [Valès2017].



**Figure 1.15** – Exemples de montages Arcan pour la caractérisation de nids d'abeilles : (a) [Petras+2000] (b) [Zhou+2012].

Dans l'objectif de déterminer les résistances en compression, cisaillement et sous sollicitations combinées compression-cisaillement d'un matériau nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> de densité 128 kg/m<sup>3</sup>, Petras et al. [Petras+2000] ont adapté le principe développé par Arcan et al. en bloquant les rotations des substrats (fig. 1.15a) avec deux goupilles. En 2012, Zhou et al. [Zhou+2012] reprennent le montage adapté par Petras et al. afin de mener l'étude avec des orientations de cisaillement multiples dans le plan L-W (fig. 1.15b). Lors de cette dernière étude, la rotation des substrats métalliques est laissée libre sans justification explicite des auteurs.

Lors de ces essais Arcan sous machine de compression quasi-statique, deux grandeurs sont relevées : (1) le déplacement  $U$  de la traverse mobile et (2) l'effort vertical  $F_V$  induit par la machine de compression quasi-statique. Dans les deux études, les contraintes moyennes de résistance en cisaillement ( $\tau$ ) et en compression ( $\sigma$ ) sont identifiées par projection géométrique de l'effort au pic de la courbe  $F_V(U)$  (eq. 1.2 and 1.3). La décomposition géométrique des efforts en fonction de l'angle de chargement, suppose donc que les contributions des composantes de compression et de cisaillement sont équivalentes dans le mécanisme de rupture du nid d'abeille dans le cas d'un angle de sollicitation de 45°. On peut considérer cette projection comme valide dans le cas

où les rotations des substrats sont laissées libres. Cependant, dans ce cas, l'angle de chargement peut varier au cours de l'essai en fonction des déformations de l'éprouvette. Dans le cas où les rotations des substrats sont bloquées, l'angle de chargement est assuré constant durant l'essai mais la décomposition compression-cisaillement par projection géométrique est discutable étant donné qu'un effort horizontal et un moment peuvent être introduits au niveau des liaisons entre les substrats et la machine d'essai. Dans ces deux études, aucun élément n'est apporté pour discuter ces deux observations. De plus, les travaux réalisés par Mohr et al. [Mohr+2002], montrent explicitement que le fait de négliger l'effort horizontal dans une configurations où les rotations sont bloquées, comme dans les travaux de Petras et al., tend à sur-estimer l'enveloppe de rupture du matériau testé de manière non-négligeable.

$$\sigma = \frac{F_V^{Pic} \cos(\phi)}{Lb} \quad (1.2)$$

$$\tau = \frac{F_V^{Pic} \sin(\phi)}{Lb} \quad (1.3)$$

Face à ces biais de post-traitement, Doyoyo et al. [Doyoyo+2003 ; Mohr+2003] développent un nouveau montage Arcan à éprouvette papillon dans l'objectif d'étudier la réponse de la micro-structure d'un nid d'abeille aluminium. Le montage Arcan développé dans ces travaux présente deux modifications majeures : (1) un contrôle cinématique entre les substrats supérieurs et inférieurs couplé à une mesure de déplacement relatif et (2) une mesure d'effort localisé sous l'éprouvette (Fig. 1.16). De par l'architecture du montage, l'effort de compression ( $F_y$ ) appliqué à l'éprouvette s'obtient donc par mesure direct. L'effort de cisaillement ( $F_x$ ) est, quant à lui, obtenu de manière analytique par équilibre des efforts suivant l'axe vertical (Eq. 1.4). Les efforts de frottement du système de guidage, dans l'équilibre des efforts verticaux, ne sont cependant pas pris en compte par l'auteur.

Sans être évoqué par l'auteur, les efforts de frottement du système de guidage ne sont pas pris en compte dans l'équilibre des efforts verticaux.

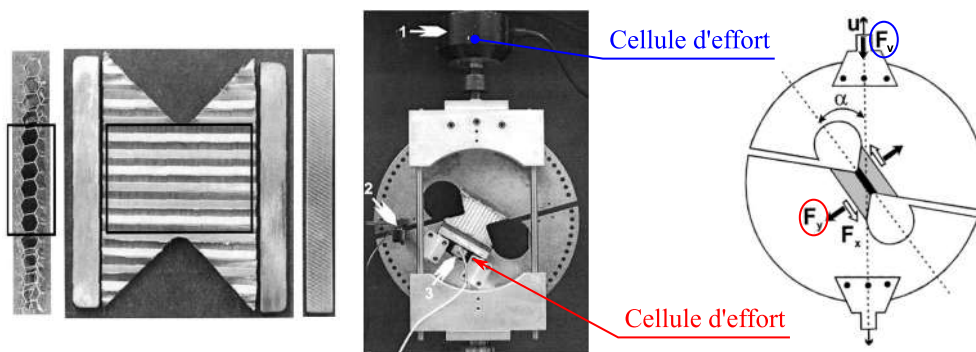


Figure 1.16 – Montage Arcan avec éprouvette papillon [Doyoyo+2003].

$$F_x = \frac{F_V}{\cos(\alpha)} - F_y \tan(\alpha) \quad (1.4)$$

Pour chaque étude citée, les dimensions des éprouvettes utilisées sont présentées dans le tableau 1.1. Il est intéressant de noter que les éprouvettes testées ont toutes un ratio longueur sur épaisseur

	Configurations testées (°)	$L$	$b$	$h$	$R_{Lh}$
Zhou et al.	(10;20;30;40;50;60;70;80;90)	42,5	19	25	1,7
Petras et al.	(21,5;51,5;81,5)	46	30	9,4	4,9
Doyoyo et al.	(10;20;30;45;60;65;70;80;90)	24	8	n/a	n/a

**Tableau 1.1** – Récapitulatif des configurations testées et des dimensions d'éprouvettes utilisées pour des essais Arcan sur nid d'abeille.

( $R_{Lh}$ ) largement inférieur au ratio de 12 recommandé par la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017]. Comme évoqué dans la section 1.3.1, plus ce ratio est grand, plus l'impact des effets de bords sur le comportement macroscopique de l'éprouvette est négligeable. Pour les essais Arcan, l'architecture du montage rend complexe l'implémentation d'éprouvette de grande dimension et donc, tend à limiter le ratio  $R_{Lh}$ .

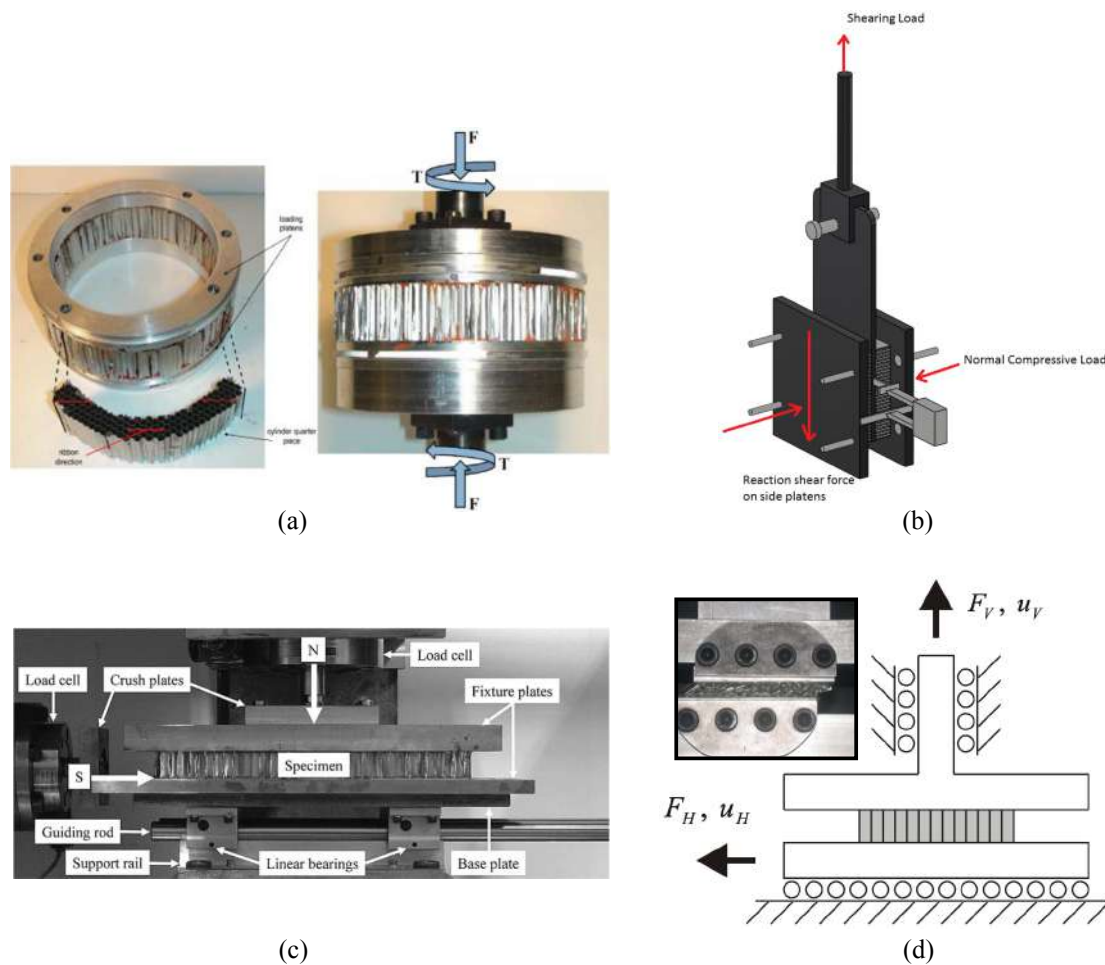
### Montage à actionneurs multiples

La sollicitation d'un matériau selon deux axes de chargement peut également être réalisée à l'aide d'une machine à plusieurs actionneurs. Ces dispositifs permettent de générer des cas de charges non proportionnelles. Dans la littérature, deux méthodes de montage à actionneurs multiples sont proposées : (1) à l'aide d'une machine de torsion-compression (Fig. 1.17a) et (2) avec deux actionneurs de translation perpendiculaire l'un à l'autre (Fig. 1.17b,c et d).

En utilisant une machine de torsion-compression, Czabaj et al. [Czabaj+2011] ont étudié le comportement d'un nid d'abeille en aluminium soumis à plusieurs ratio compression-cisaillement. Lors de ces essais, l'éprouvette, collée sur les plateaux inférieur et supérieur, est soumise à un chargement de compression due au mouvement vertical du plateau supérieur ainsi qu'à une sollicitation en cisaillement induite par la rotation de ce même plateau autour de l'axe vertical. La singularité de cet essai vient de la géométrie circulaire creuse de l'éprouvette. La géométrie de cette éprouvette induit un champ de cisaillement non uniforme en son sein. C'est pourquoi, les dimensions de l'éprouvette utilisée dans cette étude (50,8 mm pour le rayon intérieur et 63,5 mm pour le rayon extérieur), doivent être le meilleur compromis entre : (1) un champ de cisaillement homogène et (2) un nombre de cellules suffisant pour minimiser les effets de bords. La géométrie d'éprouvette circulaire creuse présente également une complexité dans sa fabrication. En effet, bien que non détaillé par l'auteur, ce genre d'éprouvette peut être obtenue de deux manière distinctes : (1) par enroulement d'une bande à orientation L-W fixe ou (2) par découpe dans un panneau de nid d'abeille de la géométrie de l'éprouvette : dans ce cas, l'orientation du cisaillement dans le plan L-W est locale par rapport au moment de torsion appliqué. La méthode de fabrication dernièrement citée est utilisée par l'auteur. Cette architecture d'essais semble donc complexe à mettre en œuvre et sa géométrie n'est pas propice à l'étude du comportement en cisaillement de nid d'abeille soumis à une orientation de cisaillement L-W définie.

Les montages à double actionneurs perpendiculaires sont plus répandus dans la littérature [Hong+2006a; Mohr+2005; Soltani+2014]. Ceci peut s'expliquer par la géométrie de l'éprouvette et la méthode de sollicitation en cisaillement qui se rapprochent des méthodes de cisaillement conventionnellement utilisées dans la caractérisation mécanique de matériaux d'âmes. Dans l'objectif de caractériser des nids d'abeilles en aluminium, Hong et al. [Hong+2006a] ainsi que Mohr et al. [Mohr+2005], ont utilisé une machine bi-axiale munie d'un actionneur vertical et d'un actionneur horizontal. L'actionneur vertical soumet l'éprouvette à une sollicitation de compression alors que l'actionneur horizontal induit un champ de cisaillement hors-plan dans le matériau. L'éprouvette repose sur une plaque fixée par une liaison glissière au bâti de la machine. L'effort de frottement résultant de cette



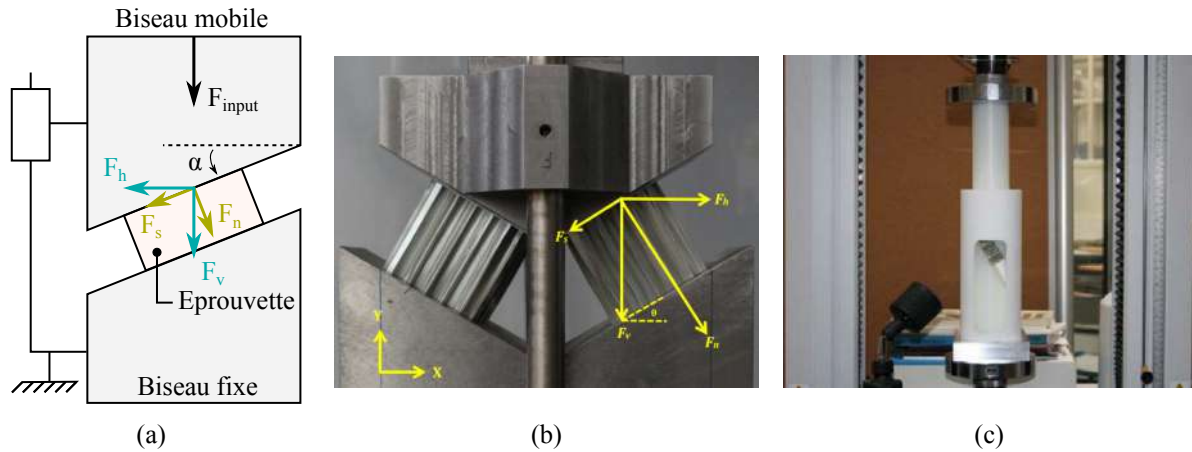


**Figure 1.17** – Différentes architectures de dispositifs de sollicitation compression-cisaillement à actionneur multiple : (a) [Czabaj+2011] (b) [Soltani+2014] (c) [Hong+2006a] (d) [Mohr+2005].

interaction doit donc être pris en compte dans la composante de cisaillement. Hong et al. proposent une méthode de prise en compte de cet effort alors que Mohr et al. le considère comme négligeable. Cette méthode de sollicitation multi-axiale permet également de réaliser les essais mono-axiaux associés : compression pure et cisaillement pur. Dans le cadre d'un essai de cisaillement, le dispositif assure une compensation de l'effort vertical de telle sorte qu'il reste nul tout au long de l'essai.

Plus récemment, Soltani et al. [Soltani+2014] ont développé un dispositif d'essai compression-cisaillement sous contrainte variation thermique afin d'obtenir les propriétés de cisaillement-compression d'une âme en nid d'abeille dans des conditions de cuisson en autoclave de panneaux sandwichs. L'architecture de ce montage est basé sur l'essai de cisaillement bi-bloc avec l'ajout d'un vérin pneumatique horizontal dans l'objectif d'induire une sollicitation constante de compression dans l'éprouvette testée.

Bien qu'ayant comme avantage de pouvoir induire une infinité de ratio compression-cisaillement au sein de l'éprouvette testée avec un unique montage-éprouvette, l'essai à actionneurs multiples nécessite un équipement spécifique peu conventionnel. De plus, sa déclinaison à des sollicitations dynamiques y est d'autant plus complexe.



**Figure 1.18** – Illustration des montages spécifiques géométriques : (a) schéma de principe (b) montage à double éprouvettes symétriques [Ashab+2016] (c) montage cylindrique [Hou2011c].

### Montage géométriques

Les montages géométriques sont composés d'une partie fixe et d'une partie mobile, nommées respectivement biseau fixe et biseau mobile. L'éprouvette se situe entre les plans des deux biseaux inclinés d'un angle  $\alpha$ . Ces derniers sont en relation cinématique de manière à bloquer tous les degrés de liberté excepté la translation verticale du biseau mobile. D'un point de vue technologique, le guidage du biseau mobile peut être effectué soit par une glissière externe bloquant sa rotation autour de l'axe de translation libre (Fig. 1.18b), soit par une interaction pivot glissant à l'aide d'un contact cylindre-cylindre avec le bâti, auquel cas, sa rotation est neutralisée par le contact plan-plan avec l'éprouvette (Fig. 1.18c). Il est intéressant de noter que certains auteurs écrasent simultanément deux éprouvettes de manière symétrique. Même si cette méthode augmente le degré d'hyperstatisme du montage, elle permet de neutraliser les efforts horizontaux appliqués au système de guidage et à l'actionneur afin de les protéger [Ashab2016 ; Zhang+2019].

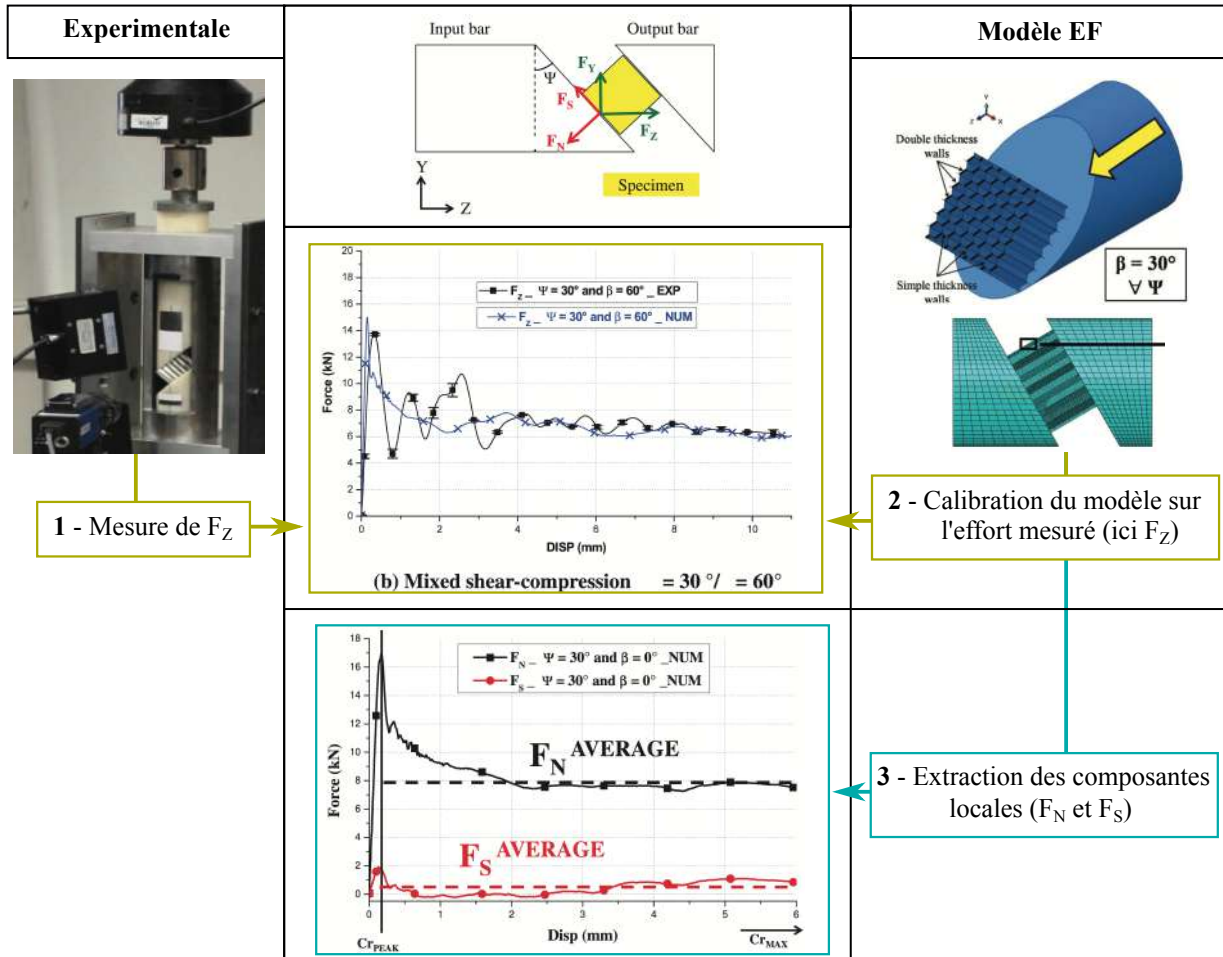
L'effort d'entrée, induite par un actionneur extérieur à la partie mobile ( $F_{input}$ ), engendre une sollicitation de compression-cisaillement au sein de l'éprouvette testée. Dans le repère machine, cela se traduit localement par un effort vertical ( $F_v$ ) induit par l'actionneur et un effort horizontal ( $F_h$ ) résultant de l'inclinaison des plans d'écrasement. Dans le repère de l'éprouvette, un effort de cisaillement ( $F_s$ ) ainsi qu'un effort de compression ( $F_n$ ) en résultent. Comme précisé dans l'équation 1.5, ces deux repères sont liés à l'angle  $\alpha$  par projection géométrique.

$$\begin{cases} F_h = F_n \sin(\alpha) - F_s \cos(\alpha) \\ F_v = F_n \cos(\alpha) + F_s \sin(\alpha) \end{cases} \quad (1.5)$$

De part cette relation, et comme évoqué précédemment pour les montages Arcan, la seule mesure uni-axiale de l'effort vertical ( $F_v$ ) n'est pas suffisante pour évaluer les composantes locales de cisaillement et de compression. Dans le cas de l'unique mesure de la composante verticale, plusieurs configurations d'angle  $\alpha$  peuvent tout de même être comparées entre elles sans quantification des composantes locales [Ashab+2015 ; Zhou+2013].

Des auteurs comme, Hou et al. [Duan+2020 ; Hou2011a ; Hou2011b] et Tounsi [Tounsi2014], qui étudient des éprouvettes en nid d'abeille aluminium sous sollicitations de compression-cisaillement, arrivent à estimer les composantes locales ( $F_n$  et  $F_s$ ) en utilisant une mesure uni-axiale par

l'intermédiaire d'un modèle élément fini (EF). En effet, comme illustré dans la figure 1.19, suite à leurs essais expérimentaux, ils calibrent un modèle EF afin d'obtenir une réponse de l'effort uniaxial identique à celle mesurée expérimentalement. Les composantes locales sont ensuite extraites du modèle EF précédemment calibré. Cette méthode nécessite une capacité de modélisation précise du matériau d'étude à l'échelle mesoscopique qui peut s'avérer complexe dans le cas de matériaux architecturés comme les matériaux nid d'abeille. De plus, cette méthode d'extraction des composantes locales est chronophage lorsque plusieurs configurations sont à testées.

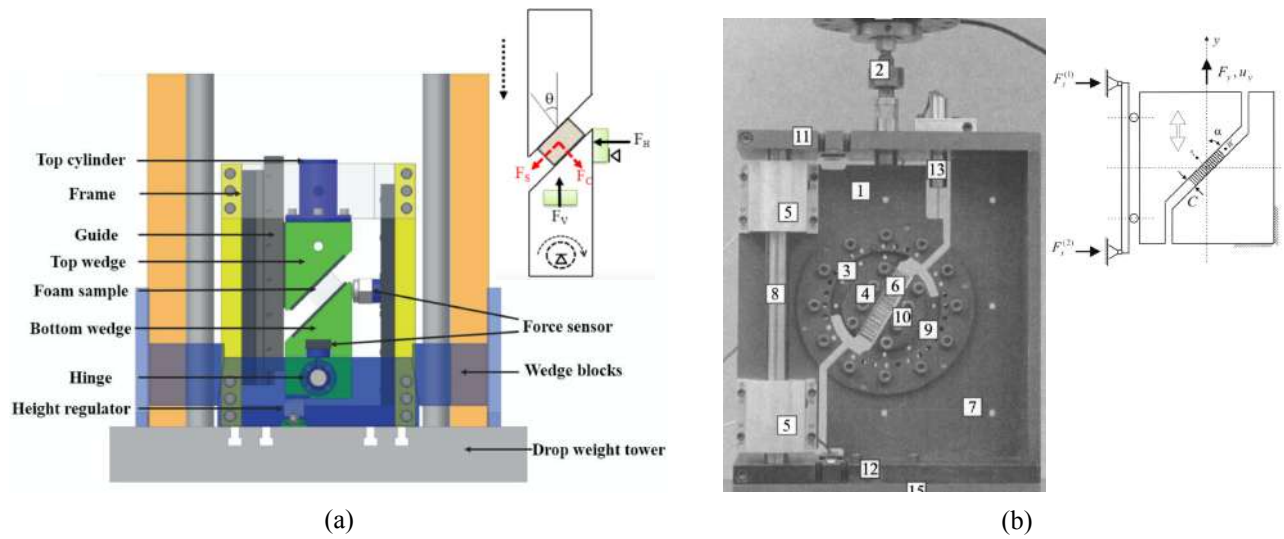


**Figure 1.19** – Illustration de la méthode d'extraction des composantes locales par l'intermédiaire d'un modèle EF [Tounsi2014].

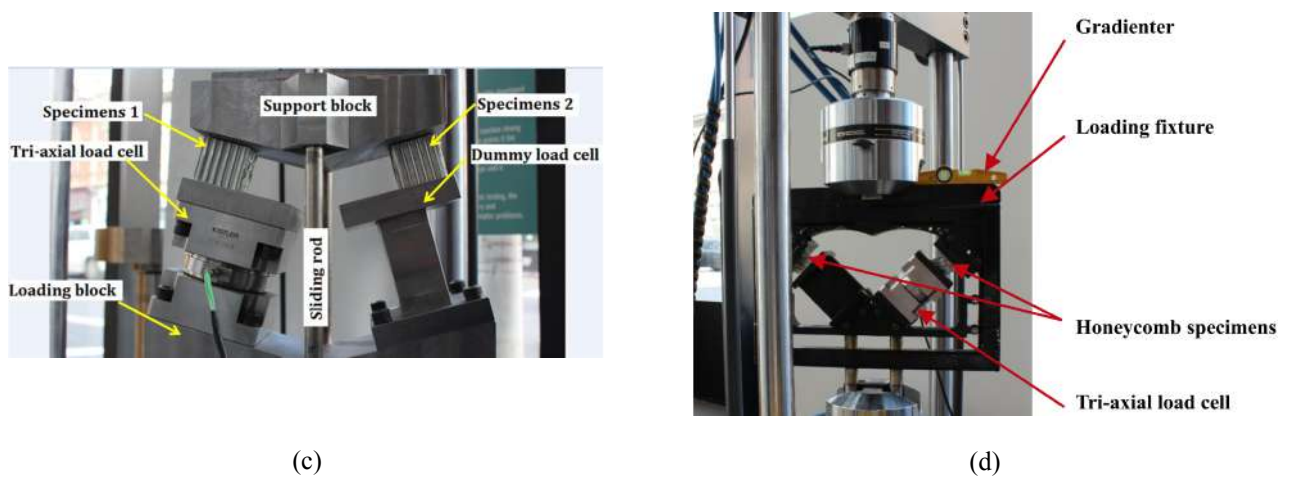
D'un point de vue expérimental, la mesure des composantes locales peut se faire soit : (1) par projection en mesurant l'effort horizontal  $F_h$  appliqué à l'éprouvette par l'implémentation de plusieurs capteurs mono-axiaux supplémentaires (Fig 1.20a et b) soit (2) en plaçant une cellule d'effort tri-axiale sous l'éprouvette qui permet de mesurer directement l'effort de cisaillement  $F_s$  et l'effort de compression  $F_n$  (Fig 1.20c et d).



Montages avec plusieurs capteurs d'effort uni-axiaux



Montages avec un capteur d'effort tri-axes



**Figure 1.20** – Exemples de montages avec plusieurs capteurs uni-axiaux ou un capteur tri-axes (a) [Ling+2018a ; Ling+2018b] (b) [Mohr+2004b] (c) [Ashab2016] (d) [Zhang+2019].

### 1.4.2 Réponse mécanique

Dans la littérature, un nombre restreint d'études portent sur la caractérisation du comportement mécanique sous sollicitations combinées compression-cisaillement des matériaux d'âmes nid d'abeille. La plupart de ces études traitent des nids d'abeilles métalliques.

#### Nid d'abeille aluminium

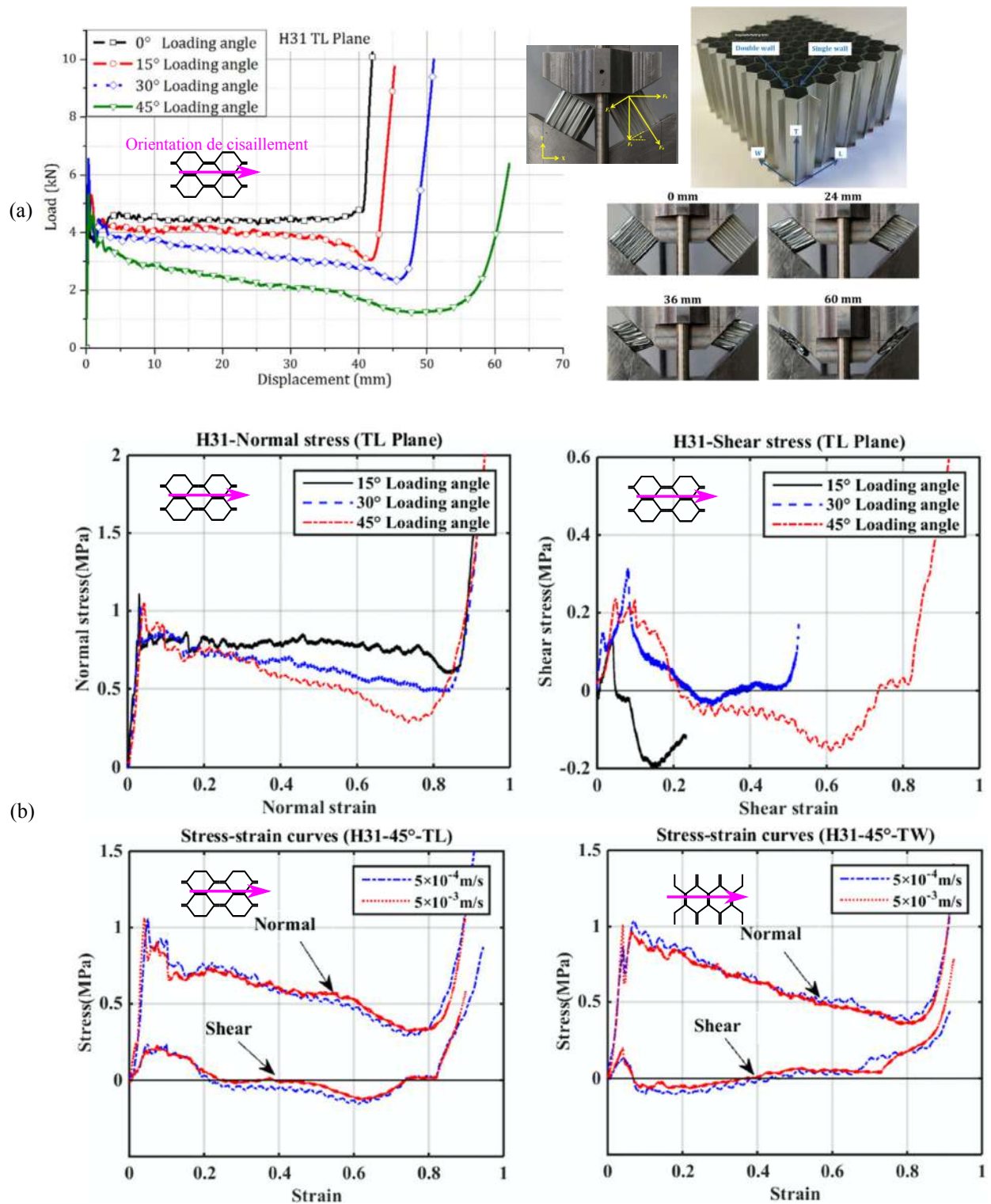
En 2016, Ashab et al. [Ashab+2016] ont étudié le comportement sous sollicitations combinées de compression-cisaillement (TL et TW) de trois nids d'abeilles métalliques de forte épaisseur (50 mm), à densité et taille d'alvéole différentes, à l'aide d'un montage géométrique à double éprouvette cubiques (50 × 50 × 50 mm) symétriques. Dans le cadre de cette étude, les courbes effort-déplacement de la composante vertical d'une éprouvette ont été comparées pour trois angles de sollicitations combinées ( $\alpha = 15^\circ$ ,  $\alpha = 30^\circ$  et  $\alpha = 45^\circ$ ). Les résultats sont présentés dans la figure 1.21a. Le

comportement des courbes est comparable au profil décrit pour l'essai de compression pure défini dans la section 1.2. Les propriétés mécaniques de l'éprouvette étudiée diminuent avec l'augmentation de l'angle de chargement et donc, avec l'augmentation de la composante de cisaillement. Cependant, avec le montage précédemment utilisé, la quantification des contributions des composantes locales ne peut pas être réalisée.

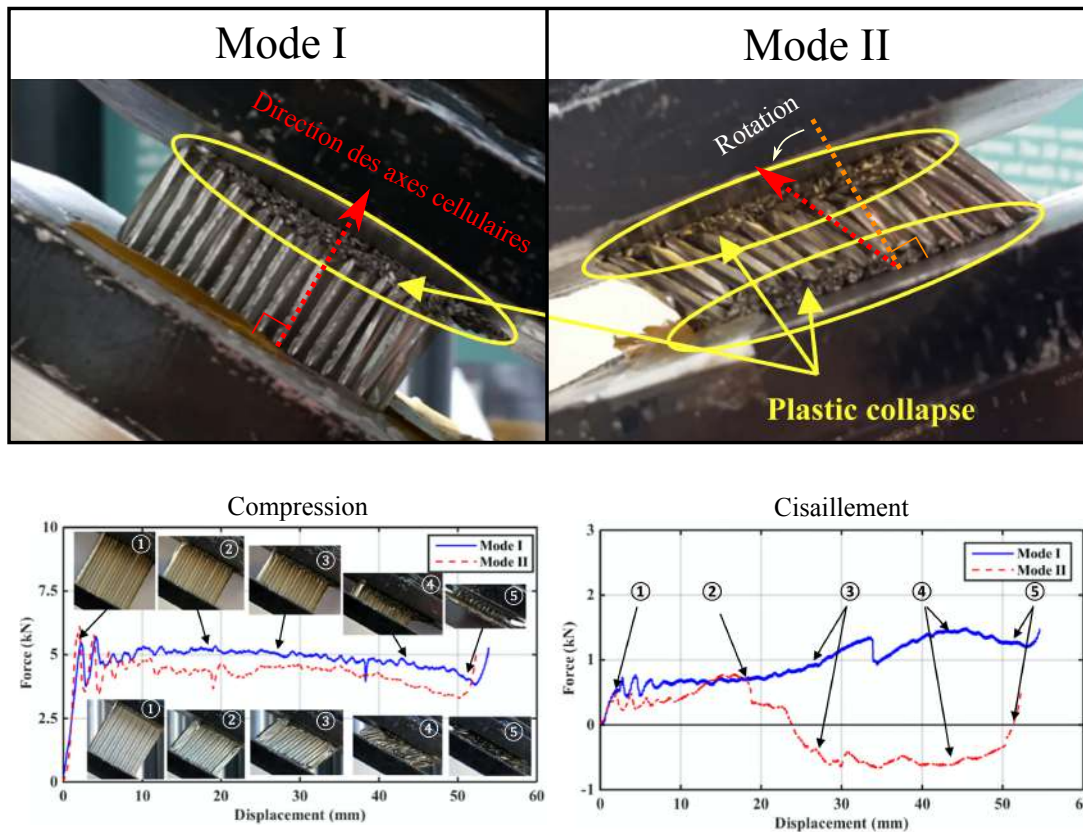
Pour répondre à ce verrou, Zhang et al. [Zhang+2019] ont mené la même étude mais cette fois-ci en positionnant une cellule d'effort tri-axiale sous une des deux éprouvettes écrasées dans l'objectif de quantifier les composantes locales. Les résultats obtenus sont présentés dans la figure 1.21b. Les auteurs constatent que le profil de la composante normale (compression), est proche de la composante verticale décrite par Ashab et al. A contrario, le profil de la composante de cisaillement diffère de la composante verticale au niveau de la phase de plateau de l'effort. Au regard des résultats obtenus par Zhang et al., la diminution du pic de chargement avec l'augmentation de l'angle de chargement constaté par Ashab et al. est attribuée à la composante de cisaillement alors que la diminution du plateau est caractéristique de l'évolution de la composante de compression.

Les valeurs caractéristiques extraites dans les travaux de Zhang et al. sont : (1) pour la compression : la valeur de la contrainte au pic et la valeur moyenne du plateau post-pic ; (2) pour le cisaillement : la valeur de la contrainte au pic. En cisaillement, aucun plateau post-pic ne peut être mis en évidence, la valeur de la contrainte diminuant régulièrement (Fig 1.21b). Pour une configuration angulaire à  $45^\circ$ , les observations majeures qui se dégagent de cette étude sont : (1) la synchronisation des pics entre les deux composantes, (2) la non proportionnalité de la répartition des efforts en fonction de l'angle de chargement et (3) l'énergie de déformation totale, majoritairement pilotée par la composante de compression.

Sur la base de l'observation de la ruine des éprouvettes, les auteurs identifient deux modes d'effondrement (Fig. 1.22) : (1) le mode I, qui se définit par l'effondrement local des alvéoles depuis la face laissée libre (déformation similaire à l'essai de compression pure) et (2) le mode II, où l'effondrement des cellules a lieu de manière simultanée et diagonalement opposé combiné à la rotation des axes cellulaires initialement perpendiculaires au plan d'écrasement sous l'effet de l'effort de cisaillement. Statistiquement, pour les essais présentés, à conditions d'essai identiques ( $\alpha$ ,  $\beta$ ), 80 % des éprouvettes présentent une déformation de mode II contre 20 % pour le mode I. Le mode de déformation semble apparaître de manière aléatoire en fonction des conditions d'essai ( $\alpha$ , orientation TW ou TL, référence du matériau). De plus, d'après les auteurs, le mode de déformation impacte peu la phase élastique (raideur et pic d'effort) du matériau mais a une influence non-négligeable sur la réponse mécanique durant la phase de plateau (Fig. 1.22). A titre de comparaison, ces modes de déformations sont également rapportés par d'autres études : mode I [Hong+2006a ; Hong+2006b ; Hong+2008 ; Tounsi2014], mode II [Ashab2016], mode I & II [Tounsi2014] et par Hou al. dans le cadre d'essai avec peaux [Duan+2020 ; Hou2011a ; Hou2011b ; Hou2011c]. L'étude des modes de déformation sous ce type de sollicitation semble fastidieuse et leur impact sur le comportement mécanique dans le cadre de la caractérisation des nids d'abeilles en aluminium reste flou.



**Figure 1.21** – Résultat expérimentaux d'essais de compression-cisaillement sur une éprouvette nid d'abeille aluminium : (a) déplacement vertical vs effort vertical pour trois essais combinés à 45°, 30° et 15° [Ashab+2016] (b) décomposition compression-cisaillement de l'essai [Zhang+2019].



**Figure 1.22** – Images des différents modes de déformation observés associés à leurs comportements mécaniques sur du nid d’abeille en aluminium durant un essai de sollicitation combiné compression-cisaillement [Zhang+2019].

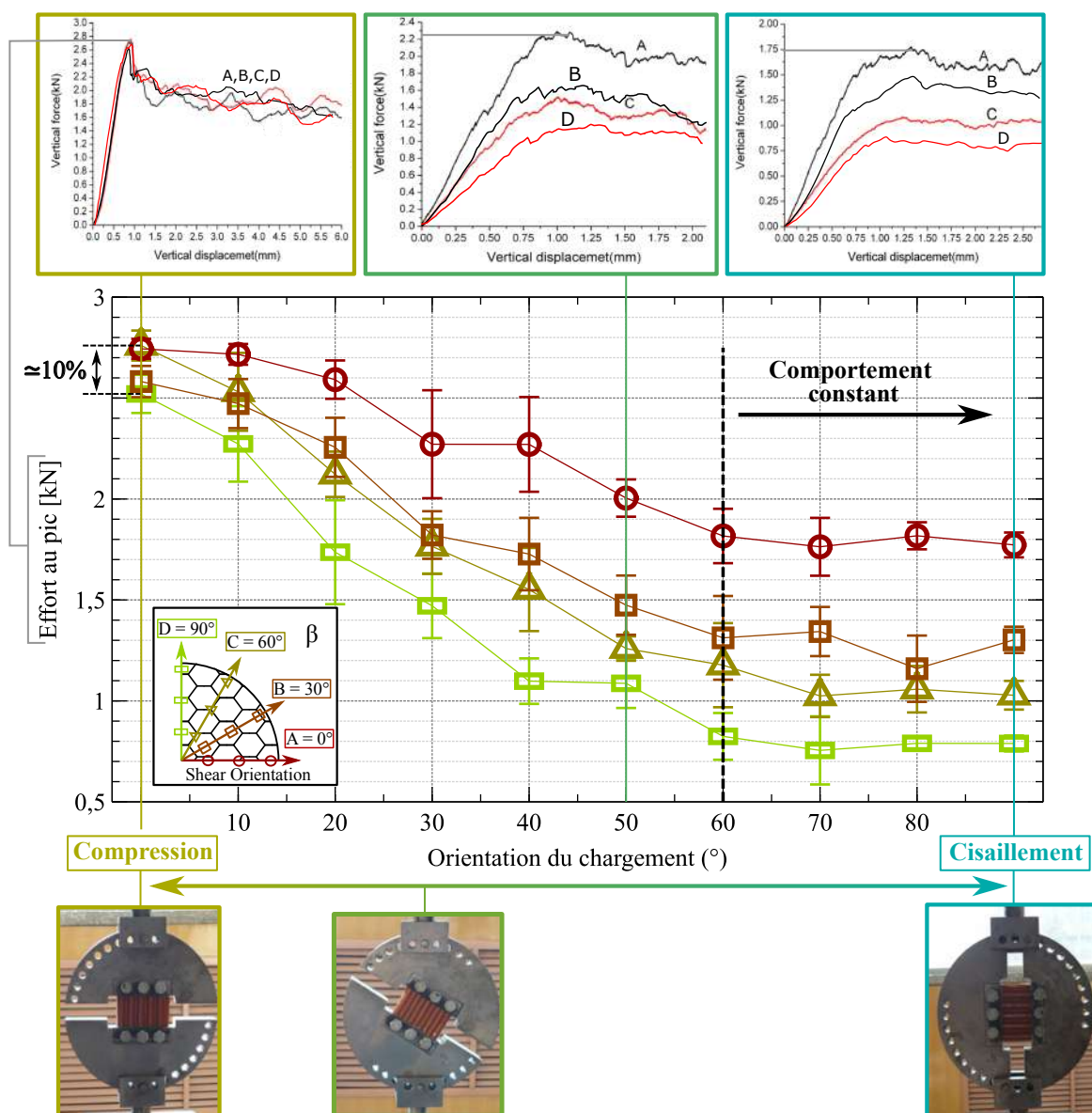
### Nid d’abeille Nomex®

Comme démontré précédemment, plusieurs équipes de recherche à travers le monde ont mené des études de chargement combiné sur des structures nid d’abeille en aluminium. Cependant, le cas d’étude des structures Nomex® sous sollicitation combinée est, quant à lui, peu documenté.

En 2012, Zhou et al. [Zhou+2012] ont mené des essais de compression-cisaillement sur du nid d’abeille Nomex® de 25 mm d’épaisseur à l’aide d’un montage Arcan. Les caractéristiques du nid d’abeille étudié sont les suivantes : une densité de  $72 \text{ kg/m}^3$ , une taille de cellule de 4,76 mm pour une épaisseur de paroi de 0,065 mm. Le montage Arcan, développé pour tester une éprouvette d’une dimension de  $42,5 \times 18 \text{ mm}$ , est monté dans une machine de compression quasi-statique pilotée avec un déplacement imposé de 1 mm/min. Grâce au montage modulaire qu’est l’Arcan, huit angles de chargements combinés sont testés ainsi que les deux chargements uni-axiaux complémentaires. Pour chaque configuration étudiée, quatre types d’éprouvettes possédant une orientation alvéolaire précise, dans le plan L-W, par rapport à la composante de cisaillement sont testés. La cellule d’effort présente sur la machine de compression quasi-statique étant la seule mesure d’effort implémentée, seule les composantes verticales d’effort et de déplacement sont étudiées. Pour chaque essai, les efforts maximums mesurés correspondant au pic d’effort sont extraits et analysés. Les résultats de cette étude sont résumés dans la figure 1.23.

Le comportement et la phénoménologie constaté en compression et en cisaillement sont identiques au comportement généralement observé pour des nids d’abeilles Nomex® sous sollicitation uni-axiale (cf. section 1.3 et 1.2). La seule divergence vient de l’absence de chute d’effort une fois le pic atteint





**Figure 1.23** – Évolution de l’effort au pic pour 4 orientations de cisaillement en fonction de l’angle chargement [Zhou+2012].

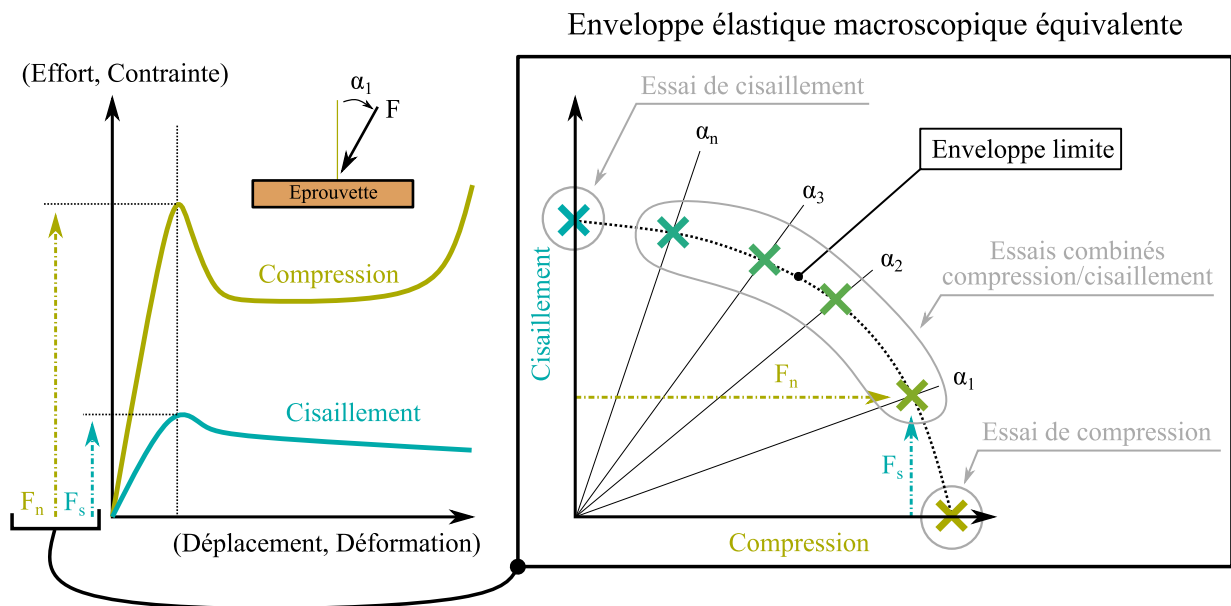
en cisaillement. Bien que non évoquée par les auteurs, la relation cinématique entre la machine de compression quasi-statique et le montage Arcan qui ne contraint pas la rotation, peut être une piste d’explication d’adoucissement du phénomène d’effondrement. Les auteurs constatent une forte dépendance des caractéristiques en cisaillement (effort au pic, raideur et plateau) à l’orientation de cisaillement  $\beta$ . Cela se traduit par une chute de : (1) 45,7% du pic d’effort et de (2) 60% de la raideur entre  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 90^\circ$ . Pour l’essai de compression, la réponse semble peu conditionnée à l’orientation  $\beta$  bien qu’un écart de 10% soit constaté sur la valeur du pic d’effort entre  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 90^\circ$ .

Pour les essais de chargement combiné compression-cisaillement, le comportement observé par Zhou et al. est similaire aux essais de cisaillement, au niveau d’effort près. Comme pour les essais de cisaillement, le changement de raideur constaté dans la partie élastique est expliqué par le flambage

élastique des parois des alvéoles. L'ordre des niveaux des pics d'effort en fonction de l'orientation  $\beta$  de l'éprouvette testée est identique à l'ordre observé pour l'essai de cisaillement. Plus la configuration de chargement se rapproche d'une configuration de cisaillement pure, plus l'orientation du cisaillement  $\beta$  semble discriminant sur les niveaux d'effort observés. Le comportement semble constant entre les configurations  $60^\circ$  et  $90^\circ$ . Pour finir, il est intéressant de noter que les plus grandes dispersions des efforts au pic sont relevées sur la configuration d'éprouvette d'orientation  $\beta = 0^\circ$ , qui est la configuration avec les pics d'effort les plus élevés.

Les différentes études évoquées précédemment poussent à conclure que l'augmentation de la composante de cisaillement induite par l'augmentation de l'angle de chargement  $\alpha$  diminue : (1) la capacité d'absorption énergétique du matériau et (2) les niveaux de chargements admissibles des matériaux nids d'abeilles métalliques et Nomex<sup>®</sup>. De plus, comme évoqué dans la section 1.3, lorsque l'orientation du cisaillement  $\beta$  tend vers la direction de cisaillement faible W, les niveaux de performances de la structure (raideur et effort au pic) sont également diminués. A ce jour, aucune étude portant sur la quantification de ces précédentes observations, nécessitant une mesure découplée des composantes de compression et de cisaillement, n'a pas été observée dans littérature pour des nids d'abeilles Nomex<sup>®</sup>.

### 1.4.3 Critère d'enveloppe élastique



**Figure 1.24** – Principe de construction de l'enveloppe élastique dans le domaine compression-cisaillement.

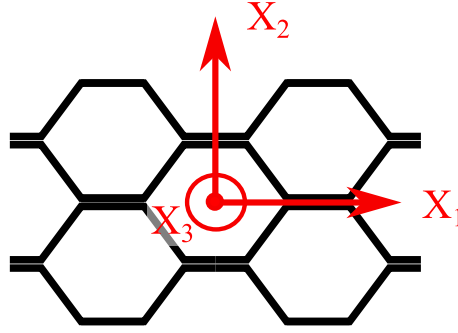
Lorsque des essais de chargement combinés sont effectués, l'enveloppe élastique macroscopique équivalente dans le domaine compression-cisaillement de l'effort au pic est souvent extraite. Cette enveloppe permet d'avoir une représentation des contributions des composantes de compression et de cisaillement dans le phénomène d'effondrement de raideur du nid d'abeille. De manière à construire cette enveloppe, les efforts au pic sont extraits et placés dans un graphique ayant pour ordonnée la composante de cisaillement et pour abscisse la composante de compression, ou *vice versa*, comme illustré dans la figure 1.24. Chaque configuration de chargement ayant un angle  $\alpha$  donné dans le cas de montages géométriques et Arcan ou un ratio compression-cisaillement donné dans le cas d'actionneurs multiples, est représentée par un point dans le domaine compression-cisaillement.

Les points correspondants aux chargements uni-axiaux sont situés sur leur axe respectif. Un modèle de critère d'enveloppe élastique limite peut ensuite être calculé.

Le comportement macroscopique des matériaux orthotropes incompressibles est décrit par le modèle de critère d'enveloppe élastique quadratique de Hill [Hill1948] défini dans l'équation 1.6.

$$F(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + G(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + H(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + 2L\sigma_{23}^2 + 2M\sigma_{31}^2 + 2N\sigma_{12}^2 = 1 \quad (1.6)$$

Dans la formulation de ce critère,  $F$ ,  $G$ ,  $H$ ,  $L$ ,  $M$  et  $N$  sont des constantes intrinsèques au matériau et peuvent être déterminées expérimentalement. Ici,  $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$  et  $\sigma_{33}$  sont les contraintes normales et  $\sigma_{23}$ ,  $\sigma_{31}$  et  $\sigma_{12}$  sont les contraintes de cisaillement par rapport aux axes de symétrie du matériau  $X_1$ ,  $X_2$  et  $X_3$  définis dans la figure 1.25.



**Figure 1.25** – Les axes de symétrie de la structure en nid d'abeille à cellules hexagonales.

Dans le cas du chargement combiné étudié, les conditions de chargement impliquent uniquement des contraintes de cisaillement et de compression combinées hors du plan ( $\sigma_{11} = \sigma_{22} = \sigma_{12} = 0$ ). Le critère peut donc être réécrit suivant l'équation 1.7.

$$(F + G)\sigma_{33}^2 + 2L\sigma_{23}^2 + 2M\sigma_{31}^2 = 1 \quad (1.7)$$

D'après Hill, les constantes  $F$ ,  $G$ ,  $L$ , et  $M$  peuvent être calculées à l'aide de l'équation 1.8 où  $\sigma_{L23}$ ,  $\sigma_{L33}$ ,  $\sigma_{L13}$  sont les limites élastiques en compression et  $\tau_{L23}$  et  $\tau_{L31}$  les limites élastiques en cisaillement dans les directions principales d'anisotropie.

$$\begin{aligned} F &= \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\sigma_{L22}^2} + \frac{1}{\sigma_{L33}^2} - \frac{1}{\sigma_{L11}^2} \right) \\ G &= \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\sigma_{L33}^2} + \frac{1}{\sigma_{L11}^2} - \frac{1}{\sigma_{L22}^2} \right) \\ L &= \frac{1}{2\sigma_{L23}^2} \\ M &= \frac{1}{2\sigma_{L31}^2} \end{aligned} \quad (1.8)$$

En combinant les équations 1.7 et 1.8 on obtient :

$$\sigma_{33}^2 + \underbrace{\frac{\sigma_{L33}}{\sigma_{L23}^2}}_{\text{constante}} \sigma_{23}^2 + \underbrace{\frac{\sigma_{L33}}{\sigma_{L31}^2}}_{\text{constante}} \sigma_{31}^2 = \sigma_{L33}^2 \quad (1.9)$$

Comme clairement expliqué dans les travaux de Tounsi [Tounsi2014], l'équation 1.6 présente un critère d'élasticité pour les matériaux orthotropes incompressibles. Mais les nids d'abeilles, dans des conditions de collision réalistes, sont compressibles. Seule une contrainte normale est impliquée dans cet essai. La seule contrainte normale  $\sigma_{33}$  dans l'équation 1.8 produit la déformation normale  $\epsilon_{33}$ . Un coefficient de poisson plastique supposé nul peut donner la compressibilité plastique. Dans ce contexte, la surface d'écoulement pour les spécimens de nid d'abeille en aluminium est étudiée lorsque les charges normales et de cisaillement atteignent le plateau. Cette définition de la surface d'écoulement semble raisonnable puisque les nids d'abeilles en aluminium et Nomex<sup>®</sup> sont fréquemment modélisés comme des matériaux rigides-plastiques [Harrigan+1999 ; Liu+2015 ; Zhang+1992]. De plus, les principales applications des nids d'abeilles en aluminium et Nomex<sup>®</sup> sont les renforcements structurels et les absorbeurs d'énergie. De ce fait, l'équation 1.9 peut être remplacée par une notation plus appropriée :

$$\sigma^2 + A\tau_{31}^2 + B\tau_{23}^2 = \sigma_{comp}^2 \quad (1.10)$$

où A et B sont des constantes du matériau homogène équivalent,  $\sigma$  la composante de compression,  $\tau_{23}$  et  $\tau_{31}$  les composantes de cisaillement suivant leur axe de symétrie respectif et  $\sigma_{comp}$  la contrainte au pic relevée lors de l'essai uni-axial de compression. Pour une orientation dans le plan défini par l'angle  $\beta$ , la composante de cisaillement  $\tau$  se décompose géométriquement en  $\tau_{23}$  et  $\tau_{31}$ . En intégrant l'angle  $\beta$  dans l'équation 1.10, le critère d'enveloppe peut se réécrire sous la forme :

$$\sigma^2 + (A \cos^2(\beta) + B \sin^2(\beta))\tau^2 = \sigma_{comp}^2 \quad (1.11)$$

L'équation 1.11 permet donc de représenter par une courbe quadratique le critère d'enveloppe élastique dans le plan  $\sigma/\tau$  (compression-cisaillement) en prenant en compte l'orientation  $\beta$  de la direction du cisaillement dans le plan LW.

Zhou et al ont identifié les valeurs des paramètres  $A = 2,251$  et  $B = 9,654$  pour un nids d'abeilles Nomex<sup>®</sup> de densité  $72 \text{ kg/m}^3$ . Les résultats obtenus sont présentés dans la figure 1.26. Les auteurs concluent que le critère d'enveloppe élastique macroscopique utilisé décrit les tendances observées expérimentalement bien qu'il tend à sous-estimer les valeurs au pic pour  $\beta = 60^\circ$ .

Les applications de ce critère à des nids d'abeilles aluminium sont plus répandues dans la littérature [Mohr+2004a ; Tounsi2014 ; Zhang+2018].



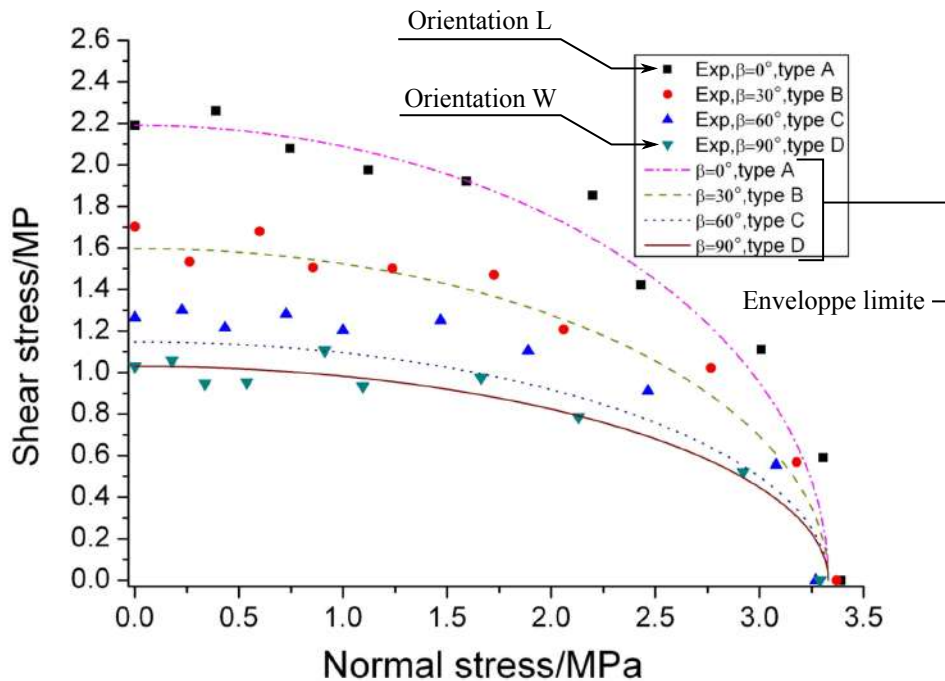


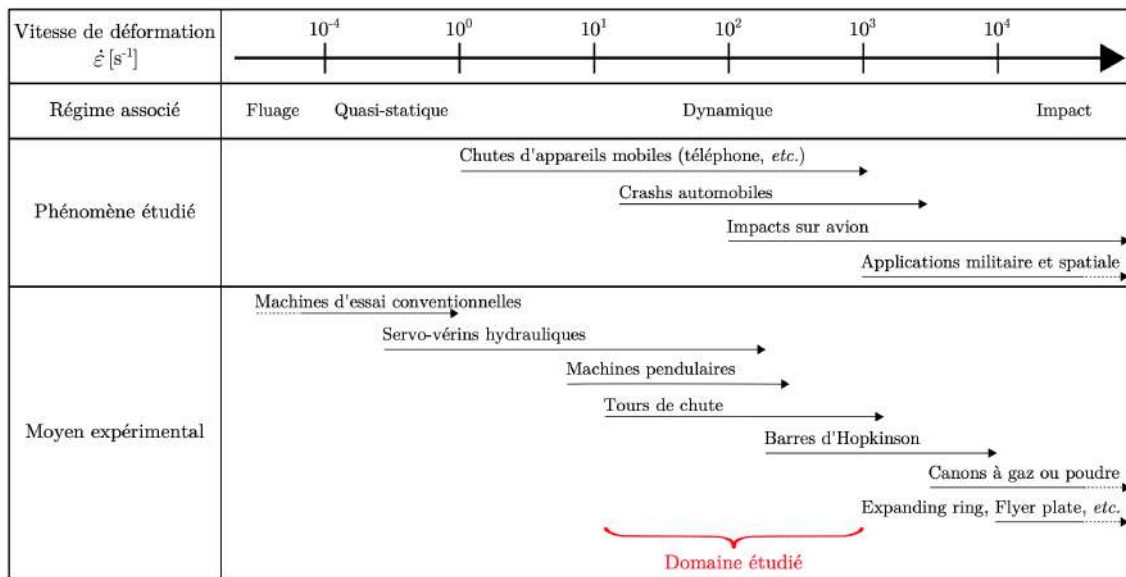
Figure 1.26 – Enveloppe élastique macroscopique d'un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> [Zhou+2012].

## 1.5 Dispositifs d'essais dynamiques uni-axiaux et combinés

Les structures nids d'abeilles étant utilisées comme absorbeurs d'énergie ou éléments structuraux d'appareils à forte énergie cinétique, l'étude de la sensibilité de leur réponse mécanique à la vitesse de déformation est essentielle. Les chargements rapides induisent communément une augmentation de l'effort au pic précédent le plateau des matériaux d'âmes nids d'abeilles [Hou2011a ; Zhang+2018]. La physique entraînant ce changement de caractéristiques peut venir de deux phénomènes : (1) la dépendance du comportement mécanique des matériaux constitutifs des parois à la vitesse de sollicitation et (2) le phénomène de coussin d'air induit par la présence d'air piégé dans les alvéoles. La contribution de ces deux phénomènes dans la réponse globale est rarement étudiée.

Dans la littérature, de nombreux auteurs réutilisent les montages et éprouvettes développées pour les essais quasi-statique, dans un contexte dynamique. Cependant, l'actionneur utilisé, pour solliciter l'éprouvette, tant pour des essais uni-axiaux que bi-axiaux, varie en fonction de la vitesse de sollicitation visée (Fig. 1.27).

La figure 1.27, issue des travaux de thèse de Valès [Valès2017], dresse un comparatif des principaux dispositifs de sollicitation existants en dynamique. Ils sont classés en fonction des phénomènes étudiés et des vitesses de déformation associées. De la littérature sur le comportement des nids d'abeilles à haute vitesse de déformation, trois moyens d'essais se dégagent : la tour de chute, les barres d'Hopkinson et le Canon à gaz.



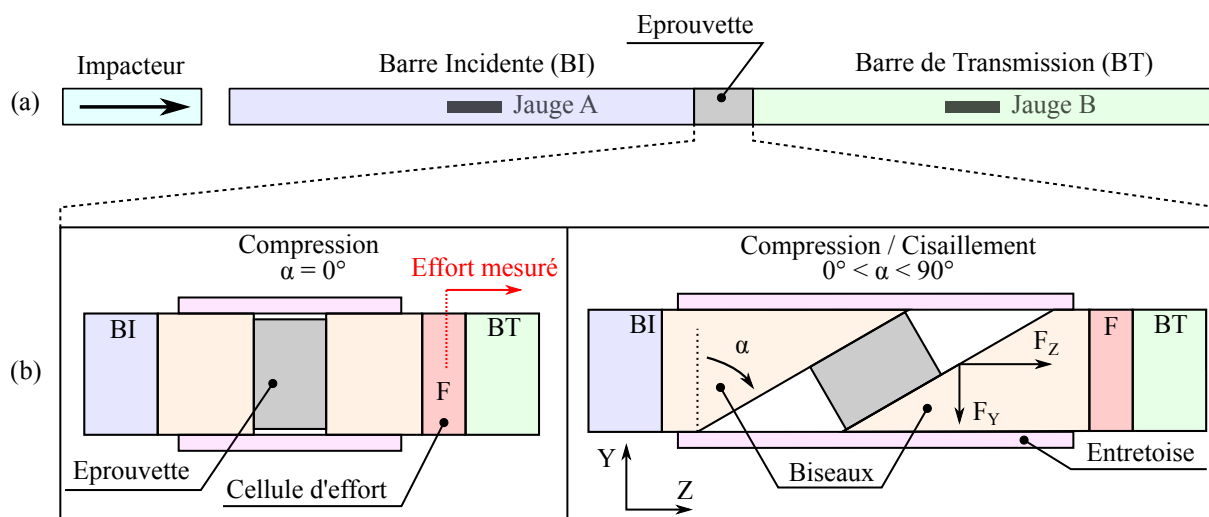
**Figure 1.27** – Relation entre les phénomènes étudiés, les vitesses de déformation associées et les moyens expérimentaux générant ces vitesses [Valès2017] [Field+2004 ; Hamouda+1998 ; Silva+2011].

### 1.5.1 Les barres d'Hopkinson

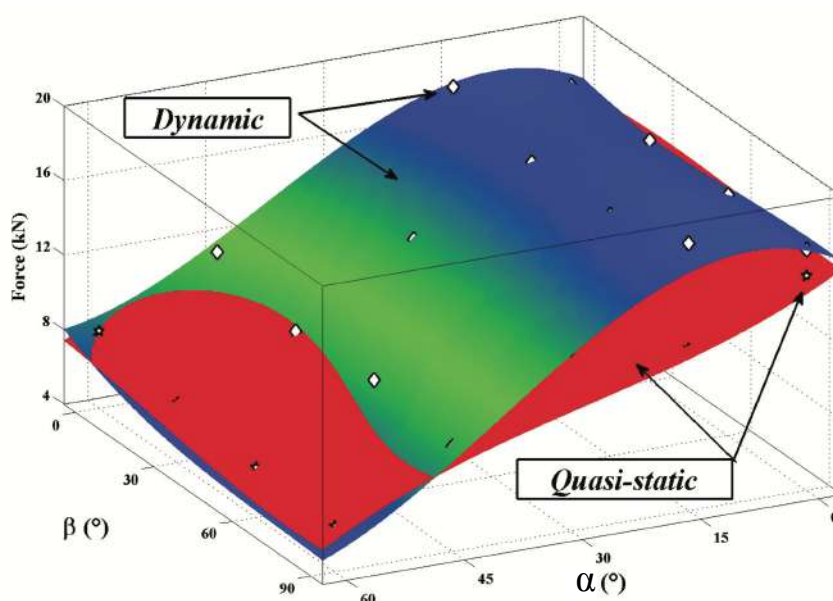
Les dispositifs de sollicitation à barre d'Hopkinson, développé en 1914 dans les travaux de Hopkinson [Hopkinson1914], ont été conçus pour l'étude d'explosions, d'impacts balistiques et de caractérisations mécaniques sous sollicitation de compression dynamique. Le dispositif est équipé d'un système de propulsion, généralement à air comprimé, d'un impacteur ou projectile et de deux longues barres de sections identiques comme illustré dans la figure 1.28a. Le choc créé par l'impacteur va induire une onde de compression dans la barre incidente. Au contact de l'éprouvette, une partie de l'onde va être réfléchiée et l'autre transmise. La barre de transmission, située en aval de l'éprouvette va donc subir l'onde transmise. Les jauges de déformation, situées sur les deux barres, permettent de remonter à l'effort transitant dans l'éprouvette, par l'intermédiaire des caractéristiques mécaniques du matériau constituant des barres.

Les dispositifs à barre d'Hopkinson ont souvent été utilisés pour caractériser les nids d'abeilles métalliques sous sollicitation de compression dynamique [Zhao+1998 ; Zhao+2005]. Dans les travaux récents de Tounsi [Tounsi+2016], basé sur les précédents travaux de Hou [Hou2011c], le dispositif des barres d'Hopkinson a été adapté pour solliciter une éprouvette de nid d'abeille aluminium ( $44 \times 41 \times 12$  mm) en compression ainsi qu'en chargement combiné compression-cisaillement (Fig 1.28b). L'implémentation d'un montage de compression-cisaillement est rendu possible grâce à des biseaux guidés de manière relative par une entretoise en téflon ajoutée au montage initial. Tounsi a montré que l'effort vertical  $F_Y$ , induit par l'angle  $\alpha$  non nul, perturbe l'onde transmise dans la barre de transmission et donc, fausse la mesure d'effort issue de la jauge de déformation de cette même barre. L'introduction d'une cellule d'effort mono-axial entre le biseau et la barre de transmission est la solution retenue pour mesurer la composante horizontale de l'effort appliqué à l'éprouvette.

Les résultats expérimentaux obtenues par Tounsi sous sollicitations combinées pour plusieurs orientations  $\beta$ , montrent que l'effort horizontal au pic est supérieur en dynamique ( $V_{Impacteur} = 15m/s$ ) qu'en quasi-statique pour  $\alpha < 45^\circ$  (Fig. 1.29) quelle que soit la configuration  $\beta$ .



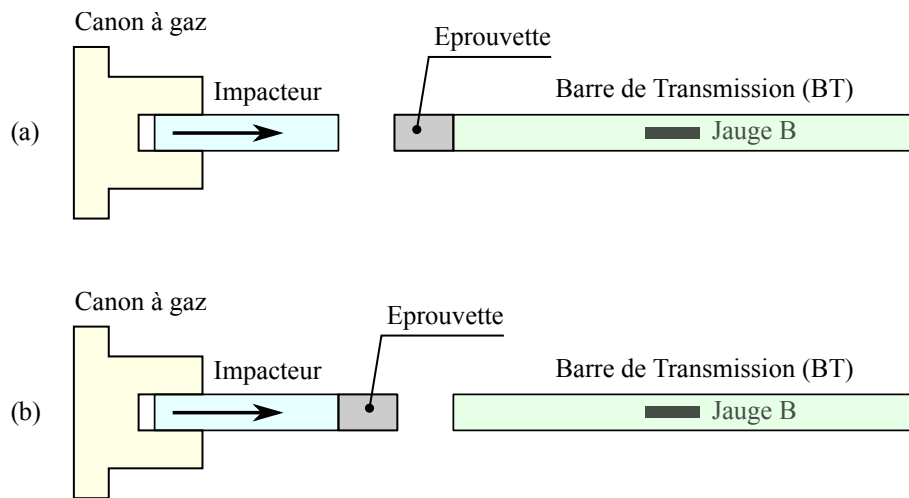
**Figure 1.28** – Utilisation des barres d’Hopkinson pour des essais de compression et combinés compression-cisaillement.



**Figure 1.29** – Variation du pic d’effort horizontal en fonction de l’angle de chargement  $\alpha$  et de l’orientation du cisaillement  $\beta$  sous sollicitation dynamique et quasi-statique pour un nid d’abeille aluminium [Tounsi+2016].

Concernant les applications aux nids d’abeilles Nomex<sup>®</sup>, seule l’étude de la compression dynamique a été étudiée par Shan et al. et Zhang et al. [Shan+2019; Zhang+2018; Zhang+2020]. Dans ces travaux, le principe des barres de Kolsky, aussi appelé barres d’Hopkinson séparées ou à impact direct, développé par Kolsky [Kolsky1949] et permettant d’atteindre des vitesses de sollicitation plus grande qu’avec les dispositifs classiques, est utilisé. Le principe constructif, basé sur les barres d’Hopkinson, consiste à supprimer la barre incidente et à impacter directement une face de l’éprouvette. Deux configurations sont possibles. La première, impact sur surface avant (Fig. 1.30a), où l’éprouvette est collée sur la barre de transmission et impactée par l’impacteur et la seconde,

impact sur surface arrière (Fig. 1.30b), où l'éprouvette est collée sur l'impacteur et impactée par la barre de transmission.



**Figure 1.30** – Principe des barres de Kolsky en compression : (a) configuration d'impact sur surface avant (b) configuration d'impact sur surface arrière.

Les résultats de l'étude menée par Shang et al. [Shan+2019] montre clairement l'influence de la vitesse de sollicitation (plage comprise entre  $10^{-5} \text{ s}^{-1}$  et  $2100 \text{ s}^{-1}$ ) sur les propriétés mécaniques en compression des nids d'abeilles en papier d'aramide quelles que soient les configurations testées (épaisseur des parois, épaisseur de l'éprouvette, conditions limite des extrémités...). Comme illustré dans la figure 1.31, l'auteur montre que la raideur de la partie linéaire ainsi que l'effort au pic augmentent avec la vitesse de sollicitation mais qu'il semble y avoir peu de différence entre les vitesses de sollicitations  $900 \text{ s}^{-1}$  et  $2100 \text{ s}^{-1}$ . Cependant, des phénomènes de ruptures inhabituels de la structure attribués à des effets de bords liés au faible nombre d'alvéoles dans l'éprouvette sont constatés par les auteurs.

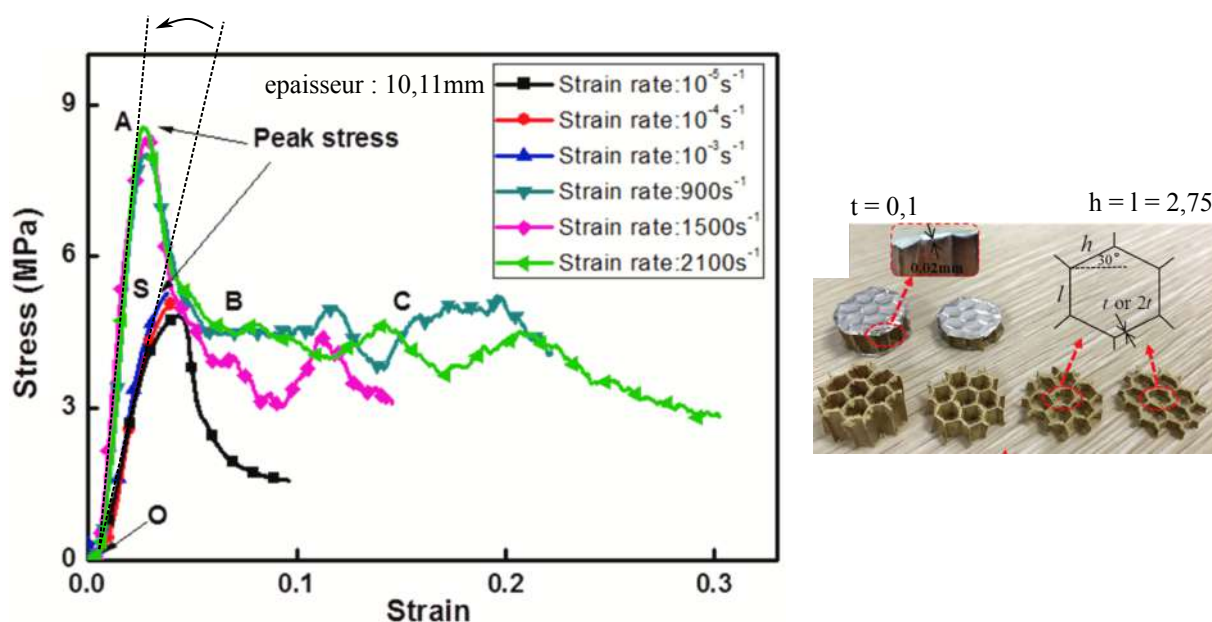


Figure 1.31 – Courbe contrainte-déformation macroscopique d'un nid d'abeille Nomex® sous sollicitation de compression quasi-statique et dynamique [Shan+2019].

## 1.5.2 Les dispositifs à masse tombante

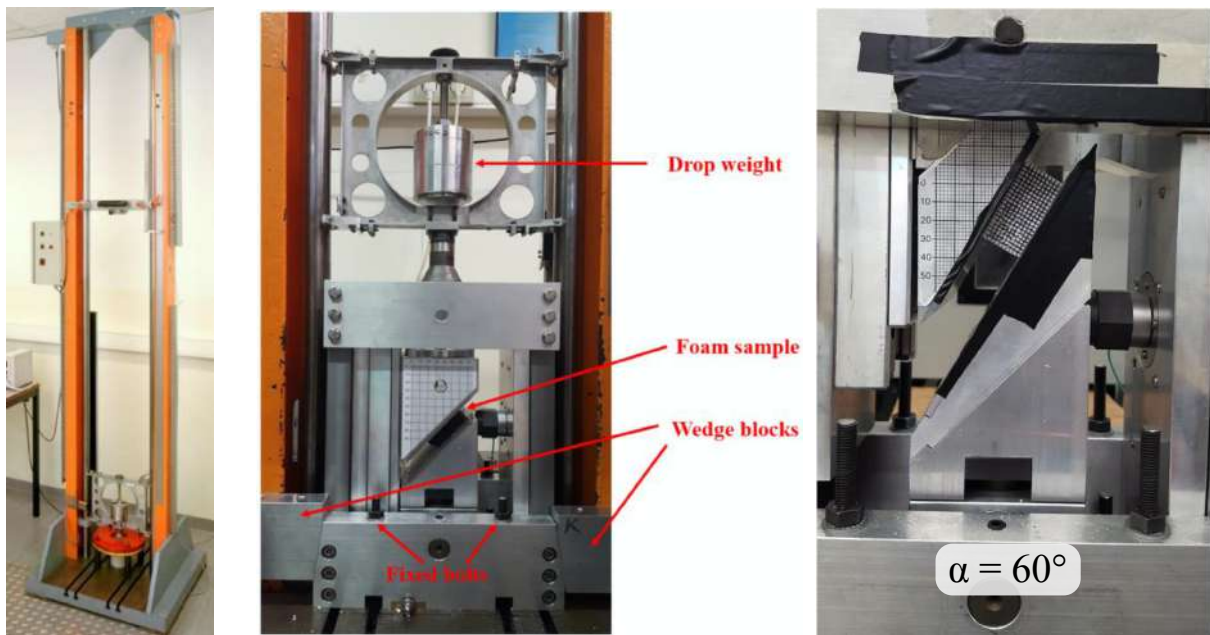
Les dispositifs de chute de masse sont des moyens simples et peu coûteux de tester dynamiquement des éprouvettes. Ils sont généralement composés d'une tour en forme de cadre, d'un dispositif de fixation de l'éprouvette et d'un système de guidage de la masse lors de sa chute. La masse en chute comporte un impacteur sur sa partie inférieure qui peut avoir une forme particulière (hémisphérique, plate, etc.). Pendant l'essai, la masse est élevée jusqu'à une certaine hauteur pour emmagasiner de l'énergie potentielle de pesanteur. Elle est ensuite lâchée, ce qui entraîne sa chute puis son impact au contact de l'éprouvette. En raison de la conservation de l'énergie, la vitesse maximale atteinte par la masse avant l'impact dépend essentiellement de la hauteur de chute (très souvent, la masse frotte sur les éléments de guidage). Elle est de l'ordre de  $5 \text{ m s}^{-1}$  à  $7 \text{ m s}^{-1}$  pour des hauteurs de chute de 1,2 m et 2,5 m avec des dispositifs classiques. Elle peut atteindre des vitesses supérieures à  $20 \text{ m s}^{-1}$  pour des dispositifs accélérés, l'apport étant obtenu par des systèmes de stockage d'énergie supplémentaires tels que des ressorts [Aubry2013 ; Galliot+2012 ; Galliot2007]. L'énergie cinétique délivrée par l'impacteur à l'éprouvette dépend de la masse du poids qui tombe ainsi que de sa vitesse. Le contrôle masse-hauteur de l'essai permet d'adapter la vitesse et l'énergie de sollicitation.

Les dispositifs à masse tombante sont souvent utilisés afin de réaliser des essais d'indentation dynamique de structures sandwichs avec plusieurs géométries d'indenteurs [Castanié+2008a ; Griškevi+2010 ; Liu+2020]. En substituant l'impacteur situé sous la masse par une plaque, l'éprouvette peut facilement être soumise à une sollicitation de compression dynamique [Chawla+2003 ; Heimbs+2007 ; Wang+2015]. Les travaux de Wang et al. [Wang+2015], ayant investigué les propriétés en compression hors plan du nid d'abeille Nomex® pour des vitesses de sollicitations comprises entre  $10^{-3} \text{ s}^{-1}$  et  $200 \text{ s}^{-1}$ , montre encore une fois l'augmentation de la contrainte au pic avec la vitesse de sollicitation.

Bien que plus rarement utilisés pour des sollicitations combinées compression-cisaillement dynamique, le potentiel des dispositifs à masse tombante sur ce genre d'application commence à être développé. Valès et al. [Valès+2017 ; Valès+2019] ont adapté un montage Arcan à un dispositif de tour

de chute afin de caractériser des adhésifs structuraux sous sollicitation dynamique et combiné compression-cisaillement et traction-cisaillement. Bien que la capacité du montage Arcan développé a été prouvée, son élargissement à la caractérisation de matériaux d'âme de moyenne épaisseur se heurte à des problématiques dimensionnelles et de mesures d'effort précédemment évoquées dans la section 1.4.1.

Plus récemment, Ling et al. [Ling+2018b] ont étudié le comportement de mousses, utilisées comme matériaux d'âmes, sous sollicitation combinée dynamique. Le montage développé dans cette étude, visible dans la figure 1.32, utilise une architecture géométrique (Fig. 1.20a) soumise à l'impact d'une masse tombante de 5 kg avec une hauteur de chute variant de 50 à 175 cm, sur des éprouvettes orientées à  $\alpha = 45^\circ$  et  $60^\circ$ .



**Figure 1.32** – Essais combinés compression-cisaillement dynamique sur de la mousse sous tour de chute [Ling+2018b].

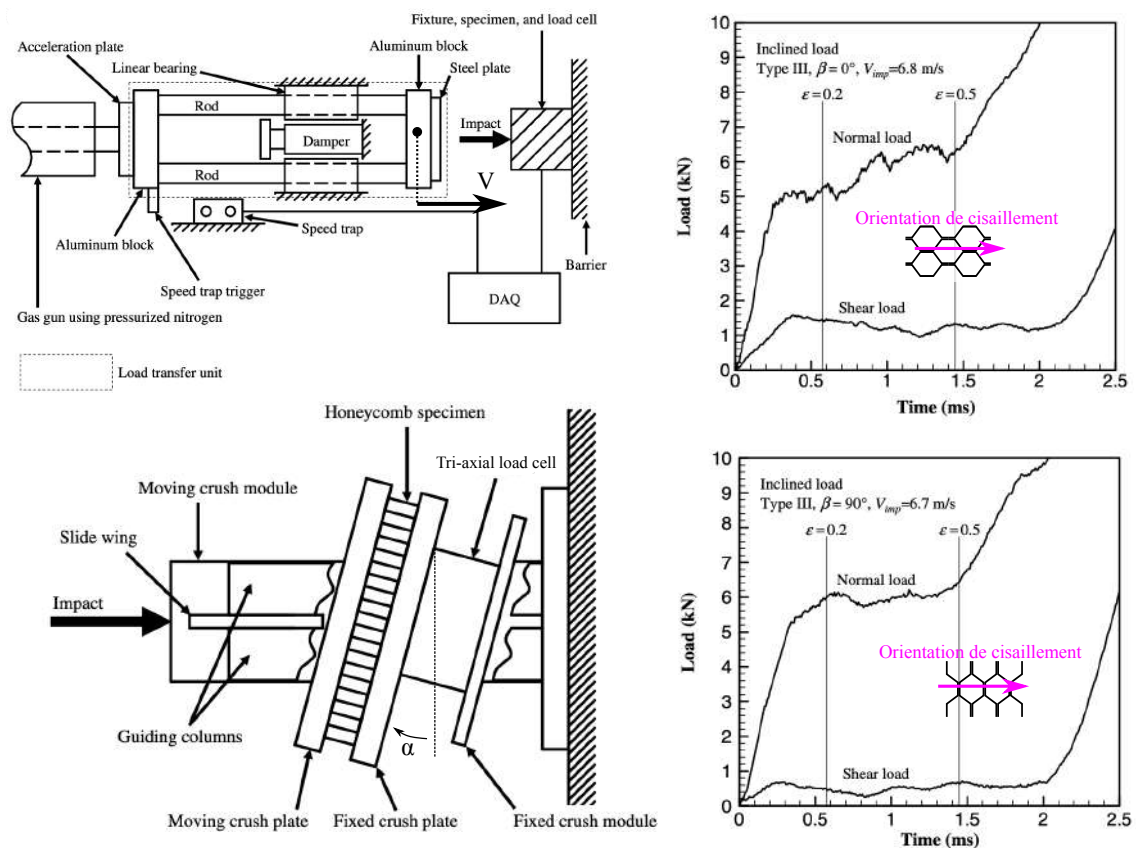


### 1.5.3 Les canons à gaz

Les canons à gaz sont des dispositifs de sollicitation haute vitesse largement répandus. Ils sont généralement utilisés dans des configurations de choc dur ou choc mou. Ils sont composés d'un réservoir de gaz sous pression qui propulse un projectile dans une chambre de guidage lors de la détente du gaz. L'impact du projectile sur l'éprouvette placée comme cible, induit une vitesse de déformation élevée au sein de la matière. L'observation peut être qualitative, en comparant les déformés initiales, quasi-statiques et dynamiques ou quantitative en introduisant un dispositif de mesure d'effort entre l'éprouvette et le bâti. Un dispositif de mesure de vitesse du projectile doit être mis en place afin de connaître son énergie d'impact.

Les structures sandwichs ayant souvent un rôle de protection, les canons à gaz sont utilisés pour tester leur résistance à des phénomènes d'impacts locaux sous haute vitesse comme les impacts balistiques ou de choc à l'oiseau [Buitrago+2010 ; Goldsmith+1992 ; Kolopp+2013 ; Wilhem2017].

La caractérisation d'un matériau d'âme sous sollicitation dynamique en utilisant les canons à gaz, est plus rare mais peut également être réalisé [Baker+1998 ; Wu+1997]. Dans ces deux études traitant de structures métalliques, le contact direct plan-plan entre le projectile et l'éprouvette, permet d'obtenir ses caractéristiques sous sollicitation de compression dynamique. Encore une fois, le pic d'effort en compression est supérieur aux essais quasi-statique quelle que soit la structure testée.

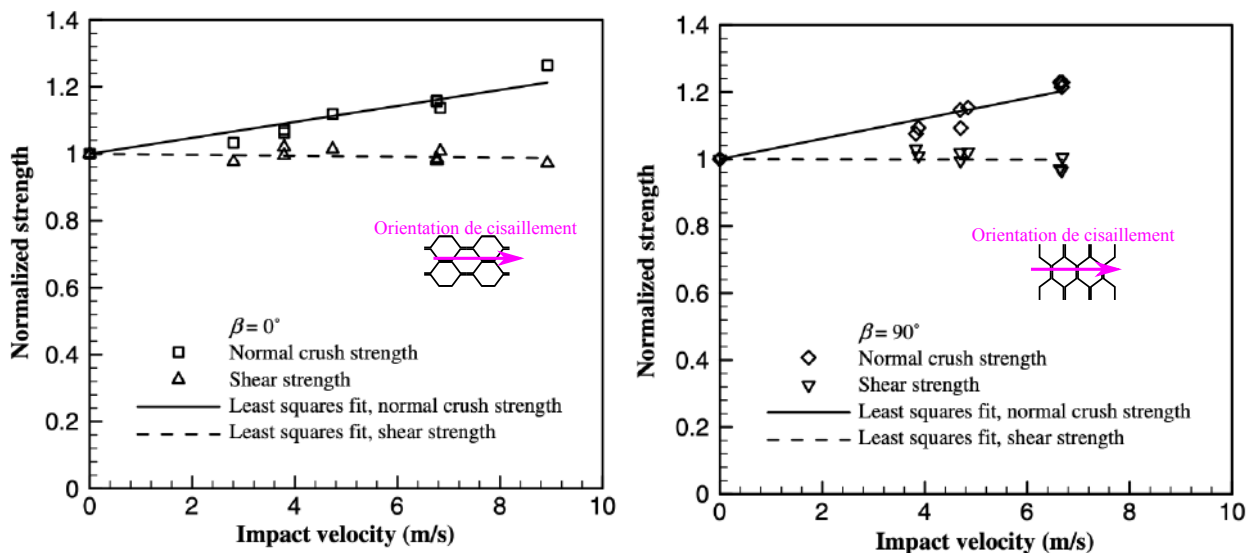


**Figure 1.33** – Schéma d'un montage de compression-cisaillement dynamique avec mise en vitesse d'un projectile par canon à gaz [Hong+2008].

Dans le but de caractériser un nid d'abeille en aluminium sous sollicitation dynamique combiné compression-cisaillement, Hong et al. [Hong+2004a ; Hong+2004b ; Hong+2008] ont développé un

montage géométrique utilisant un impacteur mis en vitesse par un canon à gaz. Dans l'étude la plus récente (Fig. 1.33), le canon met en mouvement un cadre coulissant qui met en vitesse un module mobile par impact. La nature de cet impact n'est pas discutée par les auteurs. Le plan de contact du module mobile en contact avec l'éprouvette étant incliné d'un angle  $\alpha$  par rapport à la direction perpendiculaire à l'axe d'impact, une sollicitation combinée de compression-cisaillement dynamique est induite dans le matériau. Une cellule d'effort tri-axiale est placée sous l'éprouvette afin de mesurer indépendamment les composantes de compression et cisaillement. Le projectile n'ayant pas d'impact direct avec le matériau d'étude, on peut qualifier ce dispositif de montage de caractérisation par contact indirect.

Plusieurs configurations  $\alpha$  et  $\beta$  d'éprouvette sont testées dans l'étude. Dans la figure 1.33, les résultats pour deux orientations de cisaillement  $\beta$  d'éprouvettes d'épaisseur 19 mm et de dimension  $229 \times 76$  mm sont présentés. Les auteurs constatent que le profil des composantes de compression et de cisaillement sont en adéquation avec les essais quasi-statiques. Cette étude conclue que la résistance élastique en compression est dépendante de la vitesse de sollicitation sous chargement combiné alors que la composante en cisaillement est peu impactée par la variation de vitesse de sollicitation (Fig. 1.33). D'après les auteurs, le profil d'enveloppe de limite élastique est donc modifié par la vitesse de sollicitation.



**Figure 1.34** – Dépendance des composantes de compression et de cisaillement de la composante élastique à la vitesse de sollicitation d'un nid d'abeille aluminium pour deux orientations de cisaillement [Hong+2008].



### 1.5.4 Critère d'enveloppe élastique équivalente dynamique

Les études dynamiques de compression-cisaillement menées sur les nids d'abeilles montrent que les propriétés mécaniques peuvent être impactées par la vitesse de sollicitation. De ce fait, Hong et al. [Hong+2008] ont proposé une nouvelle définition de l'enveloppe élastique basée sur l'équation 1.12 et prenant en considération la vitesse de sollicitation.

$$\sigma^2 + (A_d(V_{Imp}) \cos^2(\beta) + B_d(V_{Imp}) \sin^2(\beta))\tau^2 = \sigma_{comp}(V_{Imp})^2 \quad (1.12)$$

Dans cette nouvelle expression, les constantes du matériau  $A_d(V_{Imp})$  et  $B_d(V_{Imp})$  sont des fonctions de la vitesse d'impact  $V_{Imp}$ .  $\sigma_{comp}(V_{Imp})$  représente la limite élastique de l'éprouvette nid d'abeille sous une sollicitation de compression dynamique. Les enveloppes basées sur les résultats expérimentaux de Hong et al. sont visibles dans la figure 1.35a.

Ayant réalisé des essais de chargement combiné compression-cisaillement dynamique sur des nids d'abeilles aluminium menés avec le dispositif des barre d'Hopkinson, Tounsi [Tounsi2014] a également utilisé le critère d'enveloppe élastique développé par Hong et al. (Eq. 1.12). Le profil des enveloppes quasi-statique et dynamique obtenue par Tounsi est présenté dans la figure 1.35b.

Cette nouvelle méthode de calcul de l'enveloppe élastique équivalente prenant en compte les effets dynamiques, met en évidence l'impact de la vitesse de sollicitation sur les valeurs obtenues. Tounsi indique la présence d'un ratio compression-cisaillement critique en deçà duquel l'enveloppe élastique en dynamique est inférieure à celle en quasi-statique quelle que soit la configuration  $\beta$ . L'auteur explique ceci par un changement de mécanisme d'effondrement des parois de la structure nid d'abeille aluminium. Dans les travaux de Hong et al. ce ratio critique est aussi présent mais uniquement pour certaines configurations  $\beta$ .

La présence de ce ratio pousse, implicitement, à conclure que les caractéristiques mécaniques des matériaux d'âmes testés dans ces études en cisaillement pure dynamique sont inférieures aux caractéristiques mécaniques de ces même matériaux en cisaillement pure quasi-statique pour : (1) toute les configurations  $\beta$  dans le cas de Tounsi et (2) certaines configurations  $\beta$  dans le cas de Hong et al. [Hong+2008].

Cette observation est la conséquence du modèle d'enveloppe détaillé dans l'équation 1.12 mais n'a pas été confirmé expérimentalement. En effet, aucun dispositif de cisaillement dynamique permettant de tester des matériaux âme n'a été développé jusqu'à maintenant.

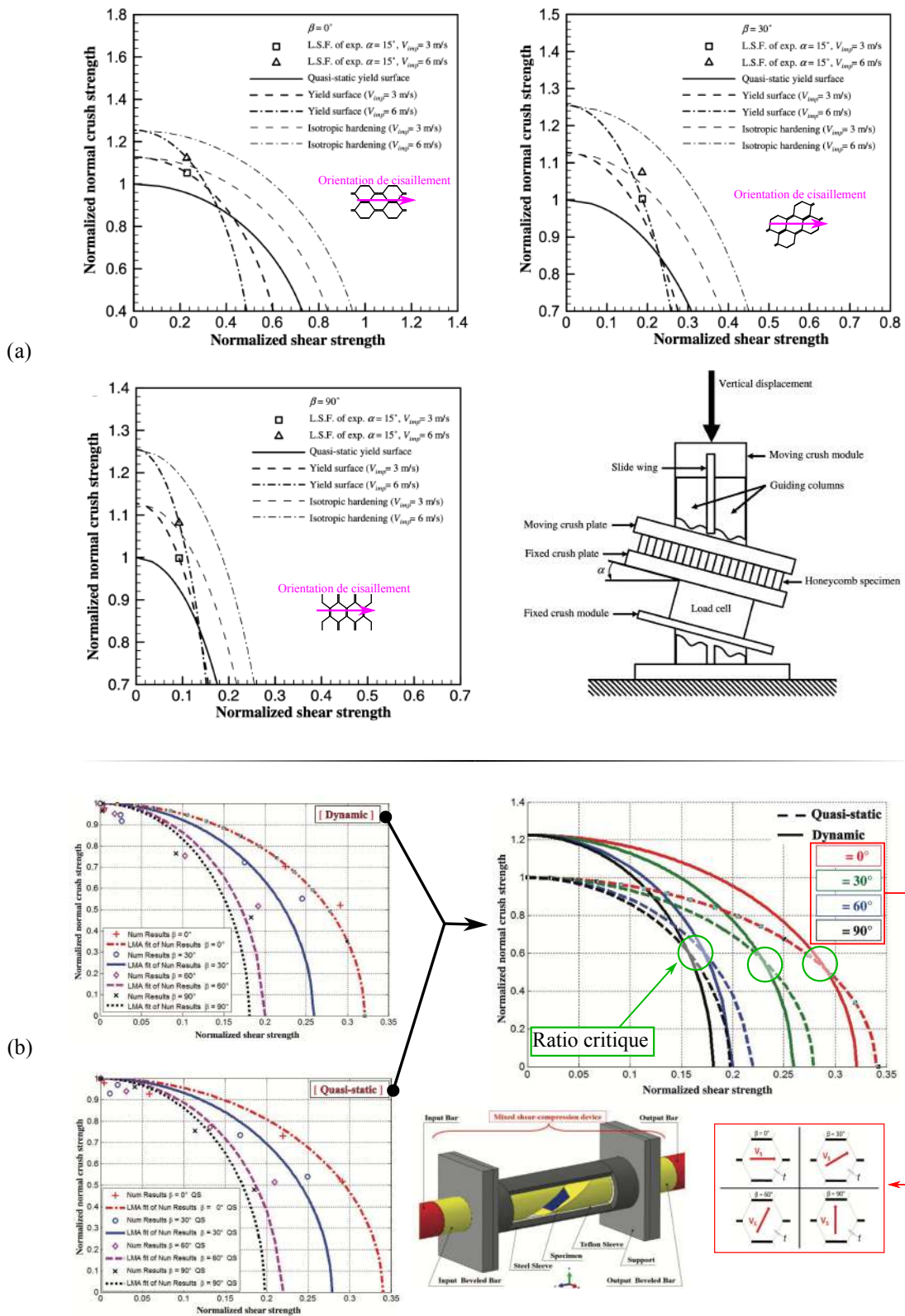


Figure 1.35 – Enveloppe élastique macroscopique sous sollicitation combinée compression-cisaillement dynamique et quasi-statique (a) [Hong+2008] (b) [Tounsi2014].

## 1.6 Conclusions

Le comportement mécanique des nids d'abeilles dans des conditions réelles de chargement est lié non seulement à la géométrie de la structure cellulaire et au matériau constitutif, mais aussi à l'angle de chargement  $\alpha$ , à l'angle d'orientation du cisaillement dans le plan LW  $\beta$  et à la vitesse de sollicitation. La compréhension de l'impact de ces différents paramètres sur les performances mécaniques d'un matériau d'âme nid d'abeille est donc nécessaire pour permettre le développement d'un modèle numérique fiable.

Lors de l'utilisation industrielle de matériaux d'âmes, seuls les essais uni-axiaux de compression et de cisaillement sont réalisés pour caractériser le matériau d'étude. La caractérisation uni-axiale en compression est répandue et bien définie pour ce genre de matériau. Cependant, les conditions cinématiques, entre les peaux des éprouvettes sandwichs et le montage d'essai, restent peu discutées dans la littérature.

Les configurations d'essais de cisaillement sont quant à elles multiples. Elles ont pour objectif de générer un champ de contraintes le plus uniforme possible dans l'éprouvette. Avec l'idée d'avoir un ratio d'aspect le plus élevé possible, l'essai de cisaillement mono-bloc semble être le meilleur compromis entre la compacité du montage et la précision des caractéristiques obtenues sous condition d'avoir des substrats métalliques d'une rigidité en flexion conséquente. Les propriétés mécaniques sous sollicitations uni-axiales des nids d'abeilles sont donc généralement connus et fournis par les constructeurs.

Pour introduire des sollicitations combinées compression-cisaillement au sein d'un matériau d'âme, plusieurs familles de dispositifs sont utilisées dans la littérature. Des trois familles présentées, les montages géométriques sont les plus polyvalents et adaptables aux besoins. Dans ces configurations de montage, l'éprouvette reposant sur un plan biseauté d'angle  $\alpha$  entre une partie fixe et une partie mobile, subit un chargement combiné de compression-cisaillement lors du déplacement de la tête mobile. Cependant, la réponse mécanique à la fois anisotrope et instable des nids d'abeilles conduit naturellement à une distribution effort normal/effort tangentielle non proportionnelle, qui nécessite une instrumentation multiaxiale adaptées pour être caractérisée. Lors d'essai combinés, les résultats extraits sont souvent présentés sous forme d'enveloppe élastique équivalente dans le domaine compression-cisaillement, ce qui permet d'estimer la contribution de chaque composante dans le phénomène de ruine du matériau. Concernant les nids d'abeilles en papier d'aramide soumis à une sollicitation combinée compression-cisaillement, seul Zhou et al. [Zhou+2012] ont dressé une telle enveloppe par projection de l'effort uni-axial appliqué à un montage Arcan. Les auteurs ont ainsi mis en valeur la détérioration des propriétés mécaniques de l'éprouvette testée lorsque l'orientation du cisaillement  $\beta$  tend vers la direction W, direction de cisaillement dite « faible ».

Les structures sandwichs étant utilisées comme éléments structuraux ou de protection, les sollicitations subies par ces dernières peuvent également être de nature dynamique. De ce fait, plusieurs travaux de recherche portant sur des sollicitations dynamiques combinées compression-cisaillement ont été étudiés. Différents types d'actionneurs dynamiques, avec leurs plages de vitesse de sollicitation associées, peuvent être couplés à des dispositifs de sollicitations combinées. Dans ce cadre, les montages géométriques sont majoritairement utilisés. En effet, la partie mobile de ces montages est un moyen simple de convertir un mouvement uni-axiale dynamique en une sollicitation combinée compression-cisaillement proportionnelle dynamique. Seule des applications à des nids d'abeilles aluminium ont été étudiées dans ce genre de configuration. Pour ce type de matériau d'âme, la sollicitation dynamique tend à augmenter les propriétés en compression par rapport aux propriétés quasi-statiques. Concernant le cisaillement, certains affirment que l'impact de la vitesse de sollicitation est faible là où d'autres concluent que les propriétés en cisaillement diminuent.

L'absence de dispositif expérimental de cisaillement dynamique ne permet pas de trancher sur ce dernier point.

Dans le cadre de cette thèse, un montage géométrique instrumenté d'une cellule d'effort tri-axiale sera développé dans l'objectif de caractériser un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> sous sollicitation quasi-statique combinée compression-cisaillement. La capacité du montage développé à caractériser ce même nid d'abeille sous sollicitation de cisaillement dynamique, en plaçant le montage sous un dispositif de tour de chute, sera ensuite analysée.



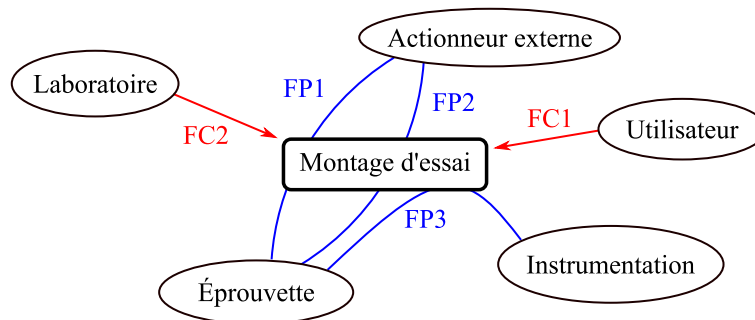
# 2

## Développement d'un moyen d'essai

2.1	Cahier des charges . . . . .	46
2.2	Optimisation dimensionnelle de l'éprouvette caractéristique . . . . .	48
2.2.1	Présentation du matériau d'étude . . . . .	48
2.2.2	Détermination de la taille de l'éprouvette caractéristique . . . . .	49
2.3	Développement d'un montage de sollicitations combinées compression-cisaillement . . . . .	51
2.3.1	Principe de fonctionnement . . . . .	51
2.3.2	Choix technologiques & instrumentations . . . . .	53
2.3.3	Étude éléments finis du montage . . . . .	57
2.4	Développement des montages uni-axiaux associés . . . . .	59
2.4.1	Montage de compression . . . . .	61
2.4.2	Montage de cisaillement . . . . .	61
2.5	Validation expérimentale du moyen d'essai . . . . .	62
2.5.1	Analyse des efforts mesurés . . . . .	63
2.5.2	Analyse des déplacements mesurés . . . . .	65
2.5.3	Indicateur d'homogénéité de chargement . . . . .	67
2.6	Conclusion . . . . .	69

## 2.1 Cahier des charges

Ce chapitre présente les travaux de thèse portant sur le développement d'un montage expérimental permettant de caractériser sous chargements quasi-statiques et dynamiques un matériau d'âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> sous sollicitations de : (1) compression, (2) cisaillement et (3) combinées compression-cisaillement. Le montage développé répond à un cahier des charges fonctionnel décrit dans le tableau 2.1 dont le diagramme des inter-acteurs est présenté en figure 2.1. Ce cahier des charges a été établi à la lumière de la bibliographie traitant de ce sujet mentionné dans le précédent chapitre.



**Figure 2.1** – Diagramme des inter-acteurs général pour le montage d'essai développé.

Fonctions principales		
Désignation	Intitulé	Critère
FP1	Solliciter une éprouvette en compression/cisaillement à partir d'un chargement uni-axial	
FP2	Assurer la qualité de chargement de l'éprouvette	Parallélisme des peaux du sandwich en quasi-statique et dynamique
FP3	Mesurer les grandeurs physiques (effort et déplacement)	Découplage des composantes de compression et cisaillement, mesures au plus proche de l'éprouvette
Fonctions contraintes		
Désignation	Intitulé	Critère
FC1	Adaptable aux moyens d'essai quasi-statique et dynamique	Facilement manipulable
FC2	Réalisable avec les moyens disponibles	Fabrication <i>in-situ</i>

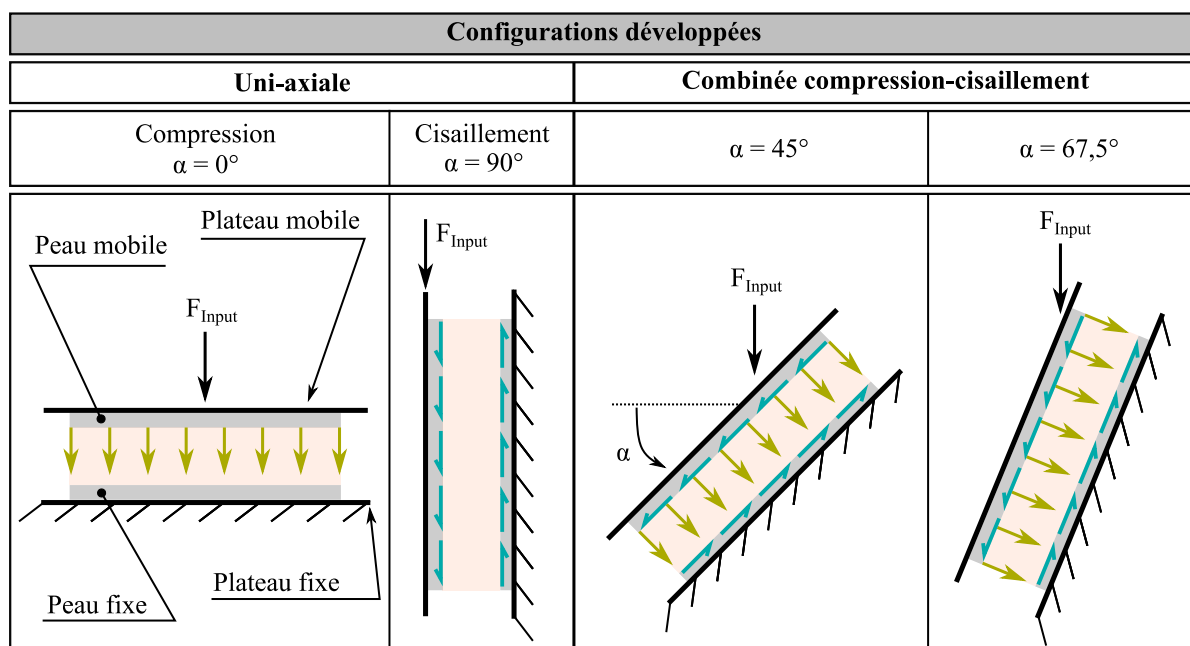
**Tableau 2.1** – Fonctions principales et contraintes identifiés pour le développement du montage d'essai de sollicitation combiné compression-cisaillement.

La fonction principale du montage de sollicitation combinée (FP1) est de solliciter une éprouvette sandwich, d'une dimension fixe, en compression-cisaillement combiné. Au vue de la littérature et des machines disponibles *in-situ*, l'architecture à montage géométrique, où l'éprouvette se situe entre deux plans inclinés par rapport à l'effort induit par l'actionneur, semble la plus adaptée (Fig 2.2). Ce montage a donc pour objectif d'induire une sollicitation combinée de compression-cisaillement au sein de l'éprouvette à partir d'un effort d'entrée induit par un actionneur uni-axial.

Lors du chargement de l'éprouvette sandwich, réalisé en rapprochant les deux peaux selon l'angle de sollicitation voulu, la qualité de chargement doit être assurée (FP2). Ceci se traduit par la minimisation du défaut de parallélisme des peaux supérieure et inférieure au cours de l'essai. La qualité du guidage entre les parties fixe et mobile du montage est donc un critère déterminant pour garantir l'homogénéité du chargement appliqué à l'éprouvette, homogénéité qui doit pouvoir être mesurée tout au long de l'essai. De plus, lors d'un chargement dynamique, la qualité de chargement de l'éprouvette ne doit pas être dégradée par d'éventuels effets vibratoires ou inertiels du dispositif de caractérisation induit par la vitesse de sollicitation élevée.

Afin de caractériser mécaniquement l'éprouvette testée, deux quantités physiques doivent être extraites (FP3) : les efforts appliqués à l'éprouvette ainsi que les déplacements relatifs des deux peaux de la structure sandwich. Dans le cas présent d'un montage géométrique, il a été montré dans le chapitre précédent (section 1.4.1) que, l'implémentation d'une cellule d'effort tri-axial placée sous l'éprouvette s'avère indispensable. Concernant la mesure des déplacements, le moyen doit permettre de remonter aux informations locales dans le repère de l'éprouvette.

Ces trois fonctions principales s'accompagnent de fonctions de contraintes FC1 et FC2. En effet, le moyen développé doit permettre la réalisation d'essais par un unique opérateur et doit être réalisable avec les moyens disponibles au sein du laboratoire.



Légende

Peaux	Âme (Nomex)	Champs de compression	Champs de cisaillement
		<i>Hors effets de bords</i> 	<i>Hors effets de bords</i> 

**Figure 2.2** – Représentation des configurations développées dans ces travaux de thèse.

Dans ces travaux, plusieurs configurations de sollicitations d'une éprouvette sandwich sont développées (Fig. 2.2) : deux configurations de chargement combiné compression-cisaillement ainsi que les deux configurations de chargement uni-axiaux associées, compression d'une part et cisaillement d'autre



part. Pour les configurations de chargement combiné, des angles de sollicitations de  $45^\circ$  et  $67,5^\circ$  ont été sélectionnés sur la base des travaux de Zhou et al. [Zhou+2012]. En effet, Zhou et al. montrent que le comportement sous chargement combiné est stable lorsque  $\alpha$  est inférieur à  $45^\circ$  et qu'il évolue fortement lorsque l'angle de chargement est compris entre  $45^\circ$  et  $90^\circ$ . Le montage développé doit donc être adaptable à ces quatre configurations de sollicitation sous un actionneur dynamique et quasi-statique.

Dans ce chapitre, la dimension de l'éprouvette caractéristique est étudiée dans un premier temps. Dans un second temps, les montages de chargements combinés et uni-axiaux sont présentés de manière détaillée. Pour finir, une étude expérimentale préliminaire permet de valider le comportement du montage et de la chaîne d'acquisition et de valider les procédures de mise en œuvre du post-traitement.

## 2.2 Optimisation dimensionnelle de l'éprouvette caractéristique

### 2.2.1 Présentation du matériau d'étude

Utilisé dans un contexte structurel et d'absorption d'énergie dans des structures d'hélicoptère par exemple, le nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> de référence HRH-10-3.2-48 produit par Hexcel [DataSheet2017] est retenu pour l'étude. Les dimensions caractéristiques ainsi que les propriétés du matériau homogène équivalent de la référence étudiée sont définis dans le tableau 2.2. L'utilisation de cette référence pour des applications sandwich d'épaisseur de 15 mm étant fréquente, le moyen d'essai est développé pour cette gamme d'application d'épaisseurs.

Caractéristiques générales HRH-10-3.2-48	
Forme de la cellule	Hexagonale
Dimension de la cellule	3,2 mm
Densité nominale	48 kg/m <sup>3</sup>
Propriétés mécaniques élastiques	
Limite élastique [MPa]	Module d'élasticité [MPa]
Compression stabilisée	
2,24	138
Cisaillement sens L	
1,21	41
Cisaillement sens W	
0,69	24

**Tableau 2.2** – Grandeurs caractéristiques du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> de référence HRH-10-3.2-48 [DataSheet2017].

Comme évoqué dans la section 1.3, les dimensions recommandées d'une éprouvette pour un essai de cisaillement est défini par le ratio longueur sur épaisseur  $R_{Lh}$ . Ce ratio doit être assez élevé pour minimiser l'impact des effets de bords sur les propriétés mécaniques identifiées lors de l'essai. Dans la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017], qui régit l'essai de cisaillement mono-bloc, le ratio recommandé est de 12. Si l'on appliquait cette recommandation au matériau d'âme d'intérêt de 15 mm d'épaisseur de cette étude, la longueur de l'éprouvette caractéristique serait de 180 mm.

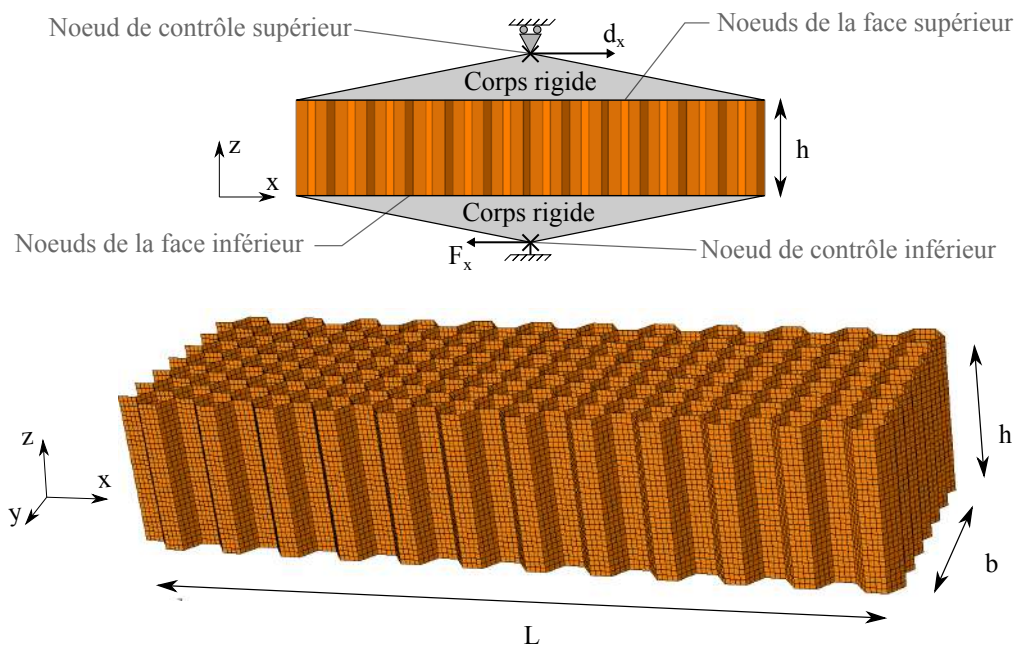
Les essais combinés compression-cisaillement n'ayant pas de norme faisant référence pour les préconisations de dimensions, les éprouvettes retenues pourraient être identiques à celles utilisées pour les essais de cisaillement.

Sur la base de ces hypothèses de travail, le moyen d'essai adapté serait encombrant, peu manipulable et non adapté aux actionneurs disponibles *in-situ*. Dans l'objectif d'optimiser les dimensions de l'éprouvette caractéristique, une étude élément finis portant sur la convergence du module de cisaillement identifié en fonction du ratio  $L/h$  de la structure réelle alvéolaire est menée.

## 2.2.2 Détermination de la taille de l'éprouvette caractéristique

Les dimensions de l'éprouvette ont été étudiées afin de minimiser les effets de bords ainsi que les dimensions du montage d'essai. Une analyse élément finis (EF) élastique linéaire a été réalisée à l'aide d'Abaqus/Standard pour déterminer le rapport optimal entre la longueur et l'épaisseur de l'éprouvette ( $R_{Lh} = L/h$ ). L'épaisseur est fixée à  $h = 15$  mm en accord avec le matériau d'âme en nid d'abeille étudié et la largeur à  $b = 50$  mm en conformité avec la norme ASTM C 273 [ASTM C2732017]. L'objectif de cette analyse EF est de déterminer la longueur  $L$  optimale de l'éprouvette.

Le modèle EF mésoscopique (Fig. 2.3), représentant les cellules du nid d'abeille, est maillé avec des éléments S4R d'une taille de 0,5 mm retenue après une étude de convergence. Une loi de comportement élastique ( $E = 3000$  MPa,  $\nu = 0,4$ ) est attribuée aux parois simples de 0,051 mm d'épaisseur et aux parois doubles de 0,102 mm d'épaisseur [Seemann2017]. Les nœuds des faces inférieure et supérieure sont respectivement liés à un nœud de contrôle inférieur et supérieur par une relation de corps rigide. Le nœud de contrôle supérieur est en liaison glissière selon l'axe  $x$  avec un déplacement imposé  $d_x$  tandis que le nœud de contrôle inférieur est encastré et constitue le point de mesure de l'effort de réaction  $F_x$ . Le module d'élasticité « homogénéisé »  $G$  du bloc nid d'abeille peut donc être calculé à partir de l'équation 2.1.

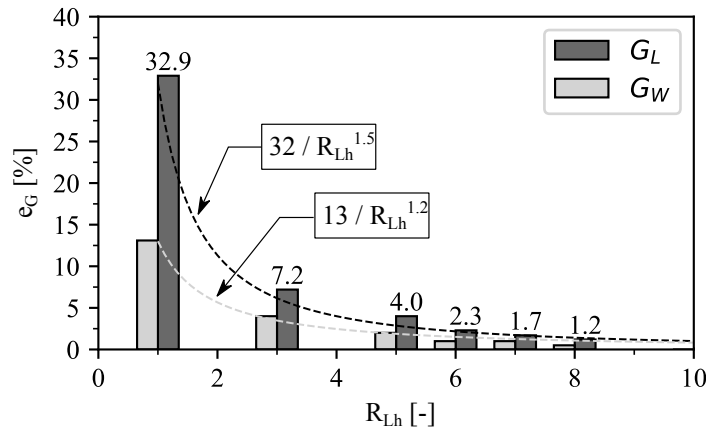


**Figure 2.3** – Modèle éléments finis à l'échelle mésoscopique d'un essai de cisaillement hors-plan d'une structure nid d'abeille.

$$G = \frac{hF_x}{Lbd_x} \quad (2.1)$$

Différents rapports longueur/épaisseur ont été testés et comparés au rapport recommandé pour l'essai de cisaillement du matériau de base ( $R_{Lh} = 12$ ) [ASTM C2732017]. Pour chaque rapport testé, l'erreur relative  $e_G$  du module de cisaillement élastique est calculé à partir du module obtenu avec le ratio recommandé (Eq. 2.2).

$$e_G = 1 - \frac{G_{(L,W)}}{G_{(L,W)_{R_{Lh}=12}}} \quad (2.2)$$



**Figure 2.4** – Résultats de l'étude de convergence dimensionnelle du ratio  $R_{Lh}$ .

Les résultats sont rassemblés dans la figure 2.4 pour les deux modules de cisaillement hors plan :  $G_L$  ( $\beta = 0^\circ$ ) et  $G_W$  ( $\beta = 90^\circ$ ). Comme prévu, l'erreur relative  $e_G$  diminue et converge vers une valeur inférieure à 1,5 % avec l'augmentation du rapport  $R_{Lh}$ . Au regard des courbes de convergence de la figure 2.4, un rapport longueur/épaisseur  $R_{Lh}$  égal à 6, semble être un compromis satisfaisant entre la diminution de l'influence des effets de bord sur la réponse mécanique globale et les dimensions de l'éprouvette puisqu'il produit une erreur relative inférieure à 2,5 % sur les modules de cisaillement identifiés. Les dimensions retenues pour l'éprouvette de référence de cette étude sont présentées dans le tableau 2.3.

$h$ [mm]	$b$ [mm]	$L$ [mm]	$R_{Lh}$ [-]
15	50	90	6

**Tableau 2.3** – Dimensions de l'éprouvette retenues pour cette étude.

Le montage développé doit donc être capable de caractériser une éprouvette de dimensions définies dans le tableau 2.3 en compression, en cisaillement et sous sollicitation combiné compression-cisaillement. Pour avoir une idée des efforts mis en jeux lors des essais uni-axiaux avec les dimensions choisies, les efforts théoriques élastiques  $F_e^{Th}$  sont présentés dans le tableau 2.4. Ces grandeurs sont obtenues à partir de l'équation 2.3 où  $\sigma_e^{Th}$  représente la limite élastique définies dans le tableau 2.2 et  $S$ , la section de l'éprouvette  $S = Lb$ .

$$F_e^{Th} = S\sigma_e^{Th} \quad (2.3)$$

Configuration	$F_e^{Th}$ [kN]
Compression stabilisée	10,08
Cisaillement sens L	5,45
Cisaillement sens W	3,11

**Tableau 2.4** – Efforts élastiques théoriques correspondant à la dimension de l'éprouvette retenue.

Les limites élastiques pour ce matériau n'étant pas connues pour les configurations inclinées ( $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ ), les montages correspondants sont dimensionnés en se basant sur les efforts limites élastiques calculés pour les configurations uni-axiales.

Maintenant que les dimensions de l'éprouvette ainsi que les efforts mécaniques associés sont déterminés, le montage peut être développé.

## 2.3 Développement d'un montage de sollicitations combinées compression-cisaillement

### 2.3.1 Principe de fonctionnement

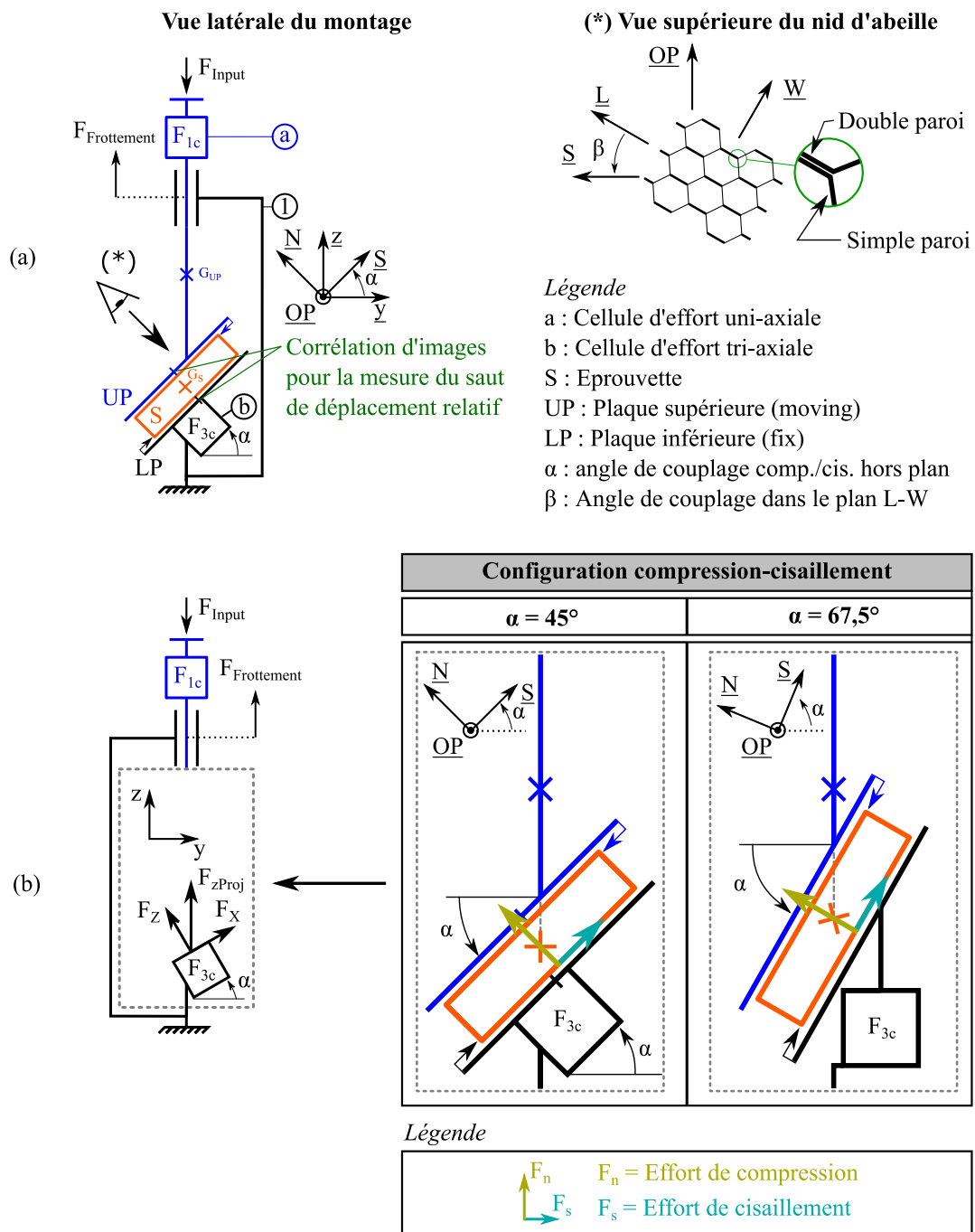
Le montage développé, illustré dans la figure 2.5a, est basé sur l'écrasement de l'éprouvette entre deux plans, un plan fixe LP et un plan mobile UP, tous deux inclinés d'un angle  $\alpha$  défini. En complément de cette première orientation  $\alpha$ , un angle  $\beta$  vient positionner angulairement les alvéoles du nid d'abeille par rapport au plans fixe et mobile. De ce fait, trois repères principaux peuvent être définis : le repère local du nid d'abeille ( $\underline{L}, \underline{W}, \underline{N}$ ), le repère local de l'éprouvette ( $\underline{OP}, \underline{N}, \underline{S}$ ) et le repère machine ( $\underline{OP}, \underline{z}, \underline{y}$ ). L'angle entre les deux repères est  $\alpha = (\underline{y}, \underline{S}) = (\underline{z}, \underline{N})$ .

Dans le repère éprouvette, ( $\underline{OP}, \underline{N}, \underline{S}$ ),  $\underline{N}$  est la direction de sollicitation en compression et  $\underline{S}$  la direction en cisaillement principale et  $\underline{OP}$  la direction en cisaillement dite hors-plan. Dans le plan ( $\underline{OP}, \underline{S}$ ), l'angle  $\beta$ , défini l'orientation du cisaillement principal dans le plan ( $\underline{L}, \underline{W}$ ) tel que  $\beta = (\underline{L}, \underline{S}) = (\underline{W}, \underline{OP})$ . Une configuration d'essai se définit donc par un couple angulaire :  $(\alpha, \beta)$ .

La composante normale de l'effort est induite à l'éprouvette par un contact plan/plan des peaux supérieure et inférieure avec leurs plaques respectives. La sollicitation en cisaillement est induite par un contact linéique situé à l'extrémité droite pour la peau supérieure et à l'extrémité gauche pour la peau inférieure. Les efforts sont donc transmis par obstacle et non par adhérence. Les efforts appliqués à l'éprouvette dans les directions  $\underline{S}$ ,  $\underline{N}$  et  $\underline{OP}$  sont mesurés à l'aide d'une cellule d'effort trois composantes située au plus près de l'éprouvette. Les trois composantes d'effort mesurées par la cellule tri-axiale sont notées  $F_X$ ,  $F_Z$  et  $F_{OP}$  (Fig. 2.5b).

Le déplacement relatif des peaux supérieure et inférieure dans le plan ( $\underline{N}, \underline{S}$ ) est quant à lui, obtenu par la méthode de corrélation d'images numériques à l'aide d'une caméra focalisée sur un moucheti appliqué aux plaques fixe et mobile en contact avec l'éprouvette.

La liaison pivot glissant d'axe  $\underline{z}$ , entre les deux parties fixe et mobile du montage, permet l'auto-alignement des plans de contacts. Afin d'assurer l'homogénéité et la stabilité du chargement de l'éprouvette, les centres de gravité de l'éprouvette  $G_S$  et de la masse mobile  $G_{UP}$ , sont alignés avec l'axe de la liaison pivot glissant. Ceci permet également de minimiser les effets inertiels potentiels lors d'un chargement dynamique.



**Figure 2.5** – (a) Schéma cinématique du principe général; (b) Application aux angles de sollicitations  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ .

L'effort d'entrée  $F_{Input}$ , est induit dans la chaîne de pièces du montage par un actionneur uni-axial en amont de la liaison cinématique avec le bâti. L'introduction de cet effort se fait par un contact ponctuel afin d'éviter l'introduction de moments dans l'assemblage. Un capteur d'effort mono-composante, noté (a) dans la figure 2.5a, permet de mesurer l'effort d'entrée.

Les configurations angulaires  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$  ont été adaptées au principe général précédemment décrit. Si la configuration  $\alpha = 45^\circ$  est en tous points conforme au principe général, la configuration  $\alpha = 67,5^\circ$  a dû être adaptée à cause de contraintes dimensionnelles. En effet, la cellule d'effort trois composantes a été réorientée dans le repère machine initial ( $OP, z, y$ ) pour être contenue dans le tube de guidage. Dans cette configuration, les composantes de compression ( $F_N$ ) et de cisaillement principal ( $F_S$ ) appliquées à l'éprouvette sont donc obtenues par projection des efforts mesurés par la cellule trois composantes. Pour les deux configurations  $\alpha$ , la méthode d'obtention des composantes d'intérêt ( $F_S$ ,  $F_N$  et  $F_{zProj}$ ) à partir des grandeurs mesurées ( $F_X$ ,  $F_Y$  et  $F_Z$ ) est décrite dans le tableau 2.5.  $F_{zProj}$ , l'effort vertical subit par l'éprouvette, permet de calculer l'effort de frottement  $F_\Delta$  (Eq. 2.4) qui s'oppose au mouvement vertical de la partie mobile dans la liaison pivot glissant. La conception ainsi que l'instrumentation, basées sur les principes constructifs précédemment décrits, sont maintenant détaillées.

$$F_\Delta = F_{Input} - F_{zProj} \quad (2.4)$$

Configuration $\alpha$	Effort de cisaillement $F_S$	Effort de compression $F_N$	Effort vertical projeté $F_{zProj}$
$45^\circ$	$F_X$	$F_Z$	$F_Z \cos(\alpha) + F_X \sin(\alpha)$
$67,5^\circ$	$F_X \cos(\alpha) + F_Z \sin(\alpha)$	$F_Z \cos(\alpha) - F_X \sin(\alpha)$	$F_Z$

Tableau 2.5 – Calcul des efforts d'intérêts à partir des mesures effectuées.

### 2.3.2 Choix technologiques & instrumentations

La conception du montage développé est visible dans la figure 2.6.

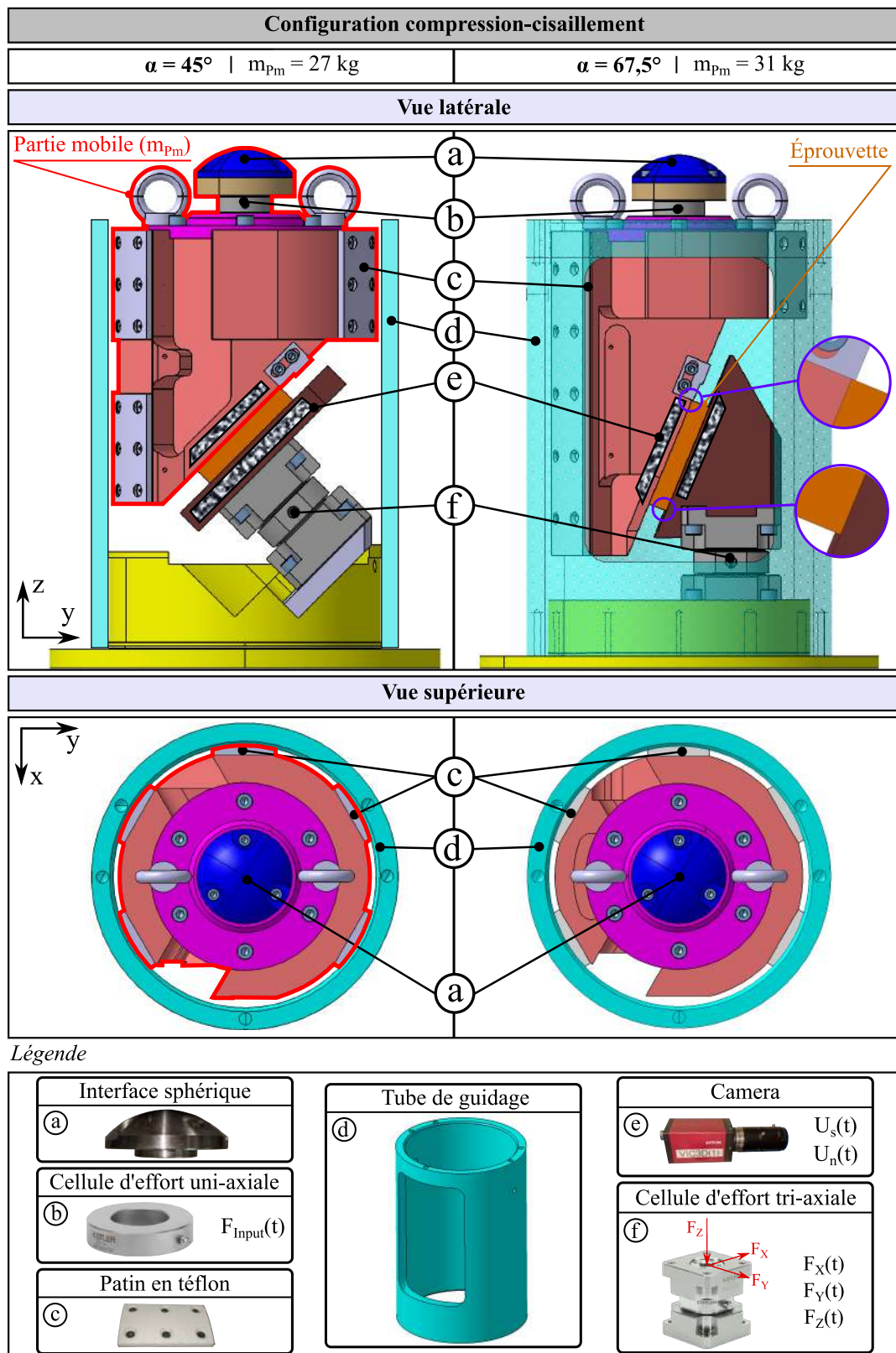
#### Interface actionneur-montage

Le contact ponctuel entre l'actionneur et le montage est assuré par une pièce métallique sphérique, notée (a) (Fig 2.6), placée au sommet de la partie mobile. Une interface plane est placée comme surface de contact du côté de l'actionneur. Grâce à cette approche, le contact ponctuel entre l'actionneur et le montage est assuré et une mise en charge uniquement verticale d'axe  $z$  du montage en résulte.

#### Liaison pivot glissant

Le chargement entraîne un déplacement vertical relatif entre la tête mobile (a, b et c) (Fig 2.6) et le cadre statique (d). La liaison pivot glissant entre la partie fixe et la partie mobile, est réalisée par un contact cylindre-cylindre. Afin de minimiser les frottements dans cette liaison et d'en assurer la précision de guidage, des patins en téflon usinés, notés (c), sont mis en place entre le tube de guidage fixe et la tête circulaire mobile. Le tube de guidage est commun pour toutes les configurations  $\alpha$ .



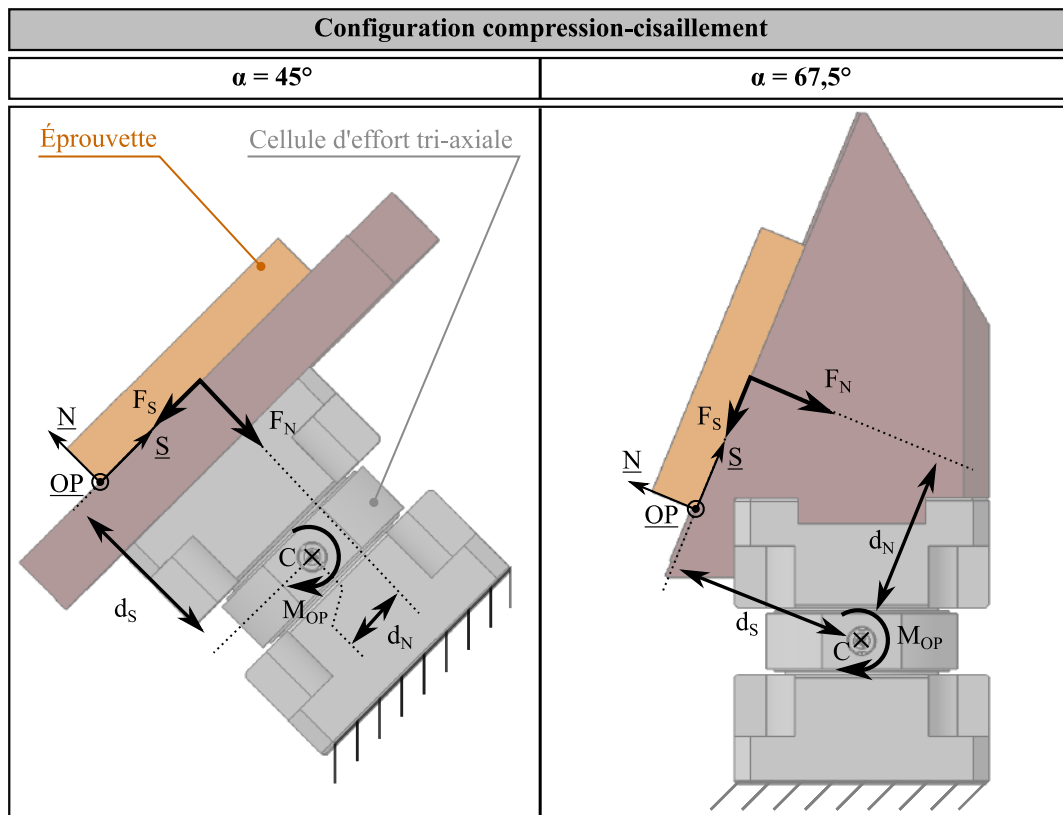


**Figure 2.6** – CAO et instrumentations associées du montage modulaire compression-cisaillement développé.

### Extraction des efforts

Le chargement induit par l'actionneur externe  $F_{Input}$  est mesuré par une cellule de charge Kistler 9051A (b) possédant une gamme de mesure de 0 à 120 kN. Les forces appliquées à l'éprouvette sont mesurées à l'aide d'un capteur tri-axial Kistler 9367C (f) dont la capacité de charge s'étend de -30 à 30 kN pour les deux efforts  $F_X$  et  $F_Y$ , et de -60 à 60 kN pour  $F_Z$ .

Le positionnement de la cellule tri-axiale dans le montage illustré par la figure 2.7, a été optimisé. Dans l'objectif de protéger la cellule tri-axiale, les distances  $d_N$  et  $d_S$  ont été déterminées de manière à minimiser le moment induit au centre de la cellule  $M_{OP}$  (Eq 2.5) par les efforts de compression  $F_N$  et de cisaillement principal  $F_S$  au pic d'effort. N'ayant pas d'étude de référence concernant le comportement du matériau d'étude sous sollicitations combinée compression-cisaillement, le moment induit maximum  $M_{OP}$  est calculé à partir des efforts élastiques théoriques des essais uni-axiaux définis dans le tableau 2.4.



**Figure 2.7** – Représentation du moment induit  $M_{OP}$  dans la cellule tri-axiale lors d'un chargement compression-cisaillement.

Les deux cellules d'effort introduites dans ce montage, peuvent être utilisées pour des fréquences d'acquisition maximales de l'ordre du mega hertz (MHz), ce qui les rends utilisable pour des applications dynamiques.

$$M_{OP} = d_N F_N^{max} - d_S F_S^{max} \quad (2.5)$$

avec :

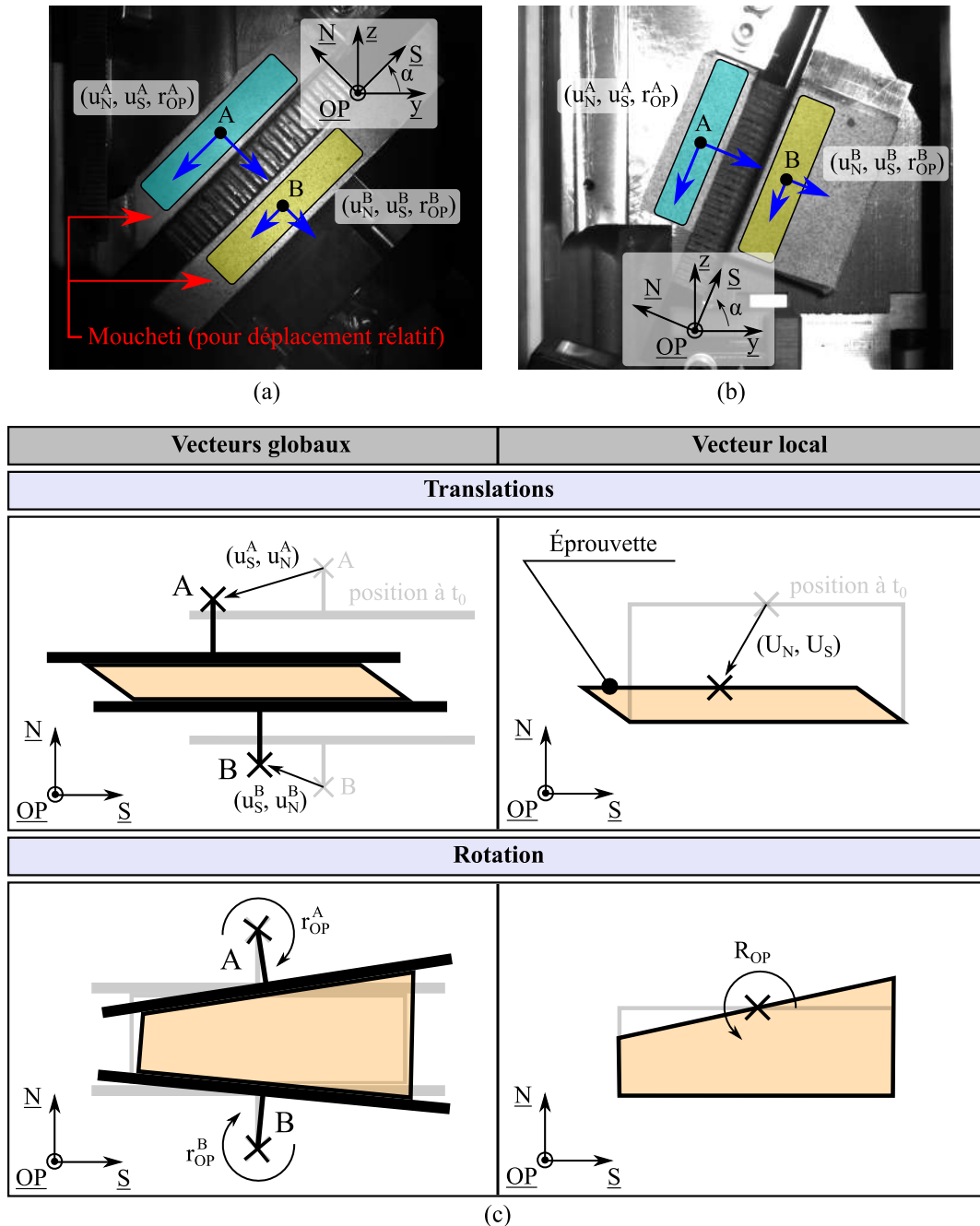
$$F_N^{max} = F_e^{Th} \text{ pour l'essai de compression stabilisée (Tab. 2.4)}$$

$$F_S^{max} = F_e^{Th} \text{ pour l'essai de cisaillement sens L (Tab. 2.4)}$$



### Extraction des déplacements

L'extraction des champs de déplacements permet de remonter au déplacement relatif de la peau supérieure par rapport à la peau inférieure de l'éprouvette sandwich dans le plan  $(\underline{N}, \underline{S})$ . Les peaux sont contraintes cinématiquement par leurs plans d'écrasement respectif grâce à : (1) une liaison appui plan dans la direction  $\underline{N}$  et (2) un appui linéaire réglable dans la direction  $\underline{S}$ .



**Figure 2.8** – (a) et (b) Localisation du déplacement mesuré par corrélation d'images sur les configurations combinées compression-cisaillement respectivement  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$  (c) illustration du vecteur de déplacement local et des vecteurs globaux de l'éprouvette.

De ce fait les déplacements des peaux et des plans d'écrasement sont supposés identiques dans le plan  $(\underline{N}, \underline{S})$ . Par soucis de simplicité de mise en œuvre, les mesures de déplacements sont donc effectuées sur la partie mobile et la partie fixe du montage. Même si la partie fixe est supposée avoir un champ de déplacement nul, son vecteur de déplacement est tout de même extrait. Ceci permet de s'assurer que l'extraction des champs de déplacement relatifs de l'éprouvette n'est pas perturbée par d'éventuels rattrapages de jeu ou déformations de la partie fixe.

Les champs de déplacement sont extraits par corrélation d'images numériques autour des points notés « A » pour la partie mobile et « B » pour la partie fixe sur la figure 2.8. La vitesse d'acquisition des images ainsi que la taille du mouchetis varie en fonction de la vitesse de sollicitation entre 1 et 0,33 images/s. Les deux mouvements de translation dans le plan et la rotation des deux substrats sont ainsi déterminés. Le champ de déplacement local de l'éprouvette :  $U_N$  et  $U_S$  (Fig. 2.8c), respectivement le déplacement en compression et en cisaillement, résultant du déplacement relatif de la peau supérieure par rapport à la peau inférieure peut alors être calculé à partir de l'équation 2.6.

$$\begin{cases} U_N = u_N^A - u_N^B \\ U_S = u_S^A - u_S^B \end{cases} \quad (2.6)$$

La composante de rotation de chaque substrat  $r_{OP}^B$  et  $r_{OP}^A$  autour de l'axe  $OP$  est également extraite. La rotation relative dans le plan  $R_{OP}$  résultant de la différence entre la rotation des deux plans d'écrasement (Eq. 2.7), quantifie le défaut de parallélisme entre les deux peaux de l'éprouvette. Ainsi, plus  $R_{OP}$  tend vers 0, plus le champ de déformation relatif est considéré comme homogène. Dans cette étude,  $R_{OP}$  est donc utilisé comme indicateur d'homogénéité du chargement.

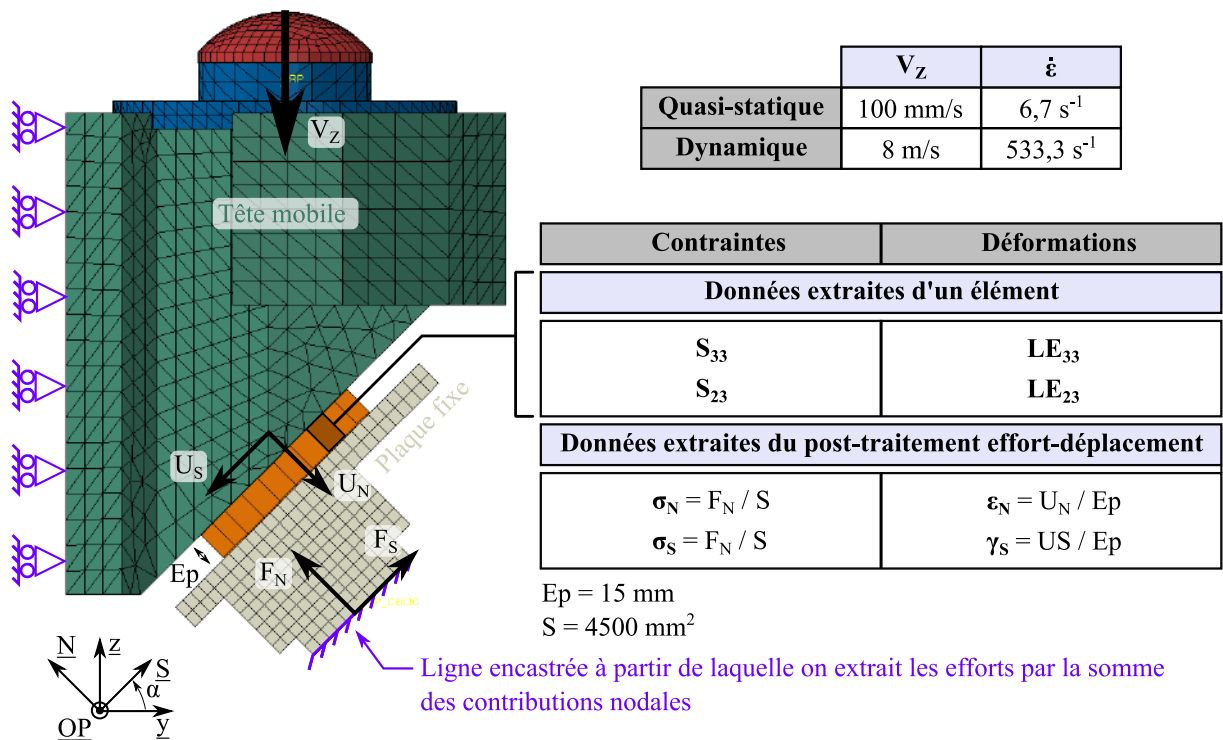
$$R_{OP} = r_{OP}^A - r_{OP}^B \quad (2.7)$$

### 2.3.3 Étude éléments finis du montage

Pour s'assurer de la capacité du montage à extraire les courbes macroscopiques de compression et de cisaillement à partir des valeurs enregistrées par les capteurs du moyen d'essais, un modèle éléments finis 3D, illustré en figure 2.9, a été développé avec le logiciel Abaqus/Explicit. Seule la configuration de sollicitation  $\alpha = 45^\circ$  est analysée dans cette étude éléments finis. Pour analyser la réponse du montage dans un contexte dynamique et quasi-statique, deux valeurs de vitesses imposées à la partie mobile sont testés,  $V_Z=8$  m/s et  $V_Z=100$  mm/s.

L'éprouvette sandwich nid d'abeille est modélisée par un matériau homogène équivalent dont le comportement mécanique est défini par une loi matériau utilisateur. Cette loi est composée d'une phase élastique suivie d'une phase de plateau en compression et d'un comportement élastique pur en cisaillement. Les propriétés élastiques du matériau homogène sont basées sur la fiche technique du constructeur du nid d'abeille étudié.

Comme illustré dans la figure 2.9, les nœuds supérieurs et inférieurs de l'éprouvette sont cinématiquement contraints, respectivement, aux nœuds du plan d'écrasement de la tête mobile supérieure et de la plaque fixe inférieure. Le déplacement de la partie mobile est extrait d'un déplacement nodal tandis que la force appliquée à l'éprouvette, résulte de la somme des forces nodales de la ligne de cellule tri-axiale encastree. Les données de contrainte-déformation extraites d'un élément de l'éprouvette sont comparées aux données de contrainte-déformation calculées avec les efforts ( $F_N$  et  $F_S$ ) et les déplacements nodaux ( $U_S$  et  $U_N$ ) mesurés (Fig. 2.9).



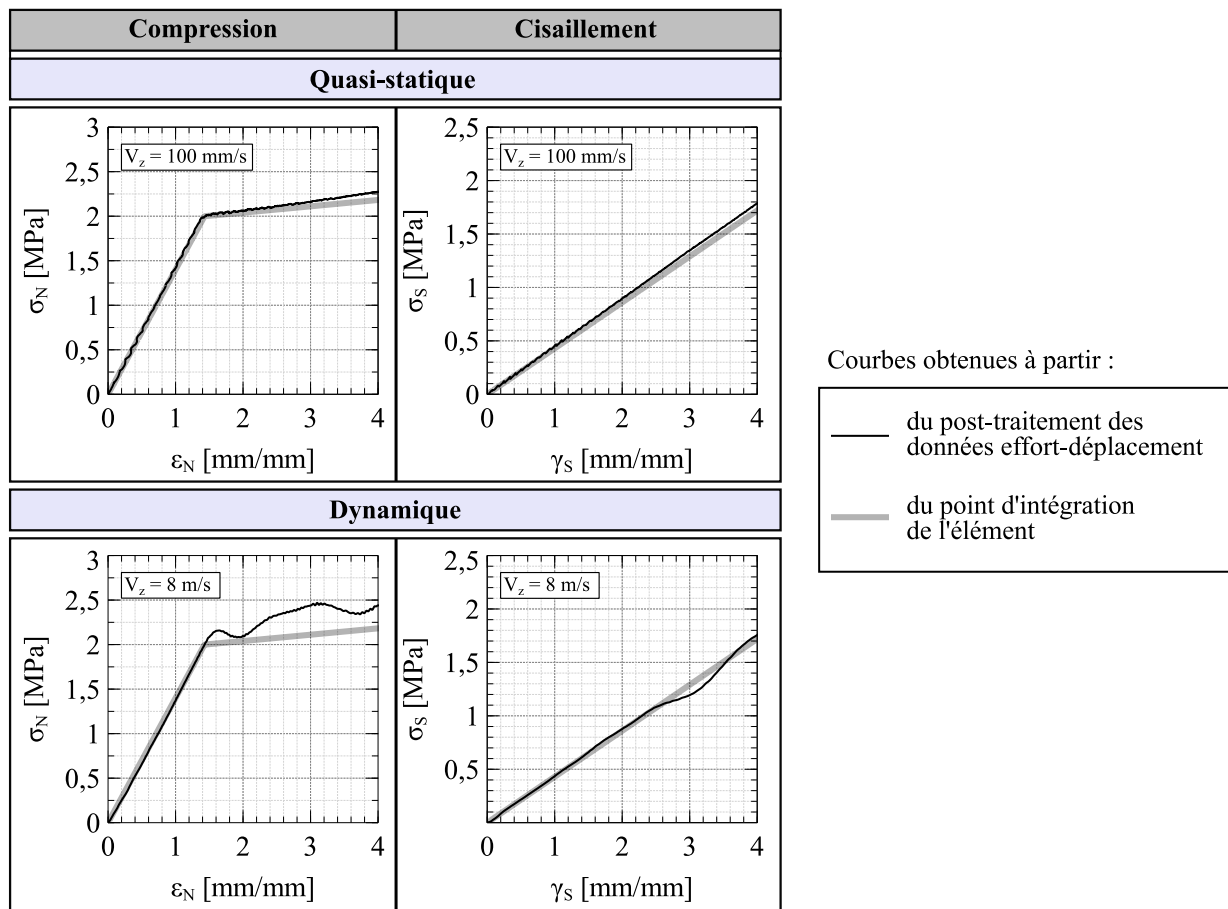
**Figure 2.9** – Modèle éléments finis du montage développé (configuration  $\alpha = 45^\circ$ ).

Afin de vérifier le comportement global du système sous chargement quasi-statique et dynamique, l'analyse MEF est effectuée pour deux vitesses de chargement verticales imposées  $V_Z$ .

Les courbes contrainte-déformation obtenues à partir de l'extraction dans un élément de l'éprouvette et des données efforts-déplacements mesurées sont comparées dans la figure 2.10. L'erreur maximale observée sur le module d'élasticité extrait de la partie linéaire est inférieure à 2%, tandis que le plateau de compression est surestimé de moins de 4%. Une fois la valeur du plateau atteinte, un phénomène de vague peut être observé sur la courbe contrainte-déformation calculée lors du chargement dynamique. Cette observation est corrélée à l'observation visuelle de vagues de chargement cycliques traversant l'éprouvette. Indépendamment de cette observation physique, aucune perturbation dynamique liée à l'architecture de l'appareil développé n'a été mise en évidence.

Malgré ces variations, on peut conclure que le montage développé permet une bonne estimation de la réponse mécanique macroscopique de l'éprouvette en utilisant les données effort-déplacement mesurées pour le type d'essai dynamique et le type d'essai quasi-statique.

Les résultats de cette étude éléments finis valident également les choix des capteurs d'effort en terme de plage de mesure d'effort et de dimensionnement.



**Figure 2.10** – Comparaison des courbes contrainte-déformation obtenues par extraction intra-élémentaire et avec les données effort-déplacement du modèle éléments finis.

## 2.4 Développement des montages uni-axiaux associés

Les montages uni-axiaux de compression et de cisaillement basés sur les principes constructifs développés pour le montage de sollicitation combiné, sont présentés dans cette partie.

La figure 2.11 présente les spécificités cinématiques des montages uni-axiaux adaptés aux principes généraux détaillés dans la figure 2.5. La méthode d'obtention des efforts d'intérêt dans chacune des configurations est définie dans le tableau 2.6.

Le principe constructif de la configuration de compression pure ( $\alpha = 0^\circ$ ) est identique à la configuration de compression-cisaillement à l'angle des plans d'écrasement près. Pour la configuration de cisaillement ( $\alpha = 90^\circ$ ), deux couteaux métalliques, notés (CS) et (CI) sont collés sur les peaux de l'éprouvette et sont liés par une liaison pivot glissant d'axe  $OP$  à la tête mobile pour le couteau supérieur CS et à l'ensemble fixe pour le couteau inférieur CI. Basées sur le principe constructif défini dans la norme ASTM C273 [ASTM C2732017], ces liaisons pivotantes sont destinées à minimiser l'effort de compression induit dans l'éprouvette lors de l'essai de cisaillement. Par conséquent, l'effort de cisaillement  $F_s$  n'est pas donné par la mesure directe de la cellule de chargement tri-axiale mais résulte de la projection de la force mesurée  $F_Z$  (Tab. 2.6). En raison de l'angle  $\varphi$  proche de  $90^\circ$ , qui est l'angle entre le repère machine et le repère local de l'éprouvette (Fig. 2.11), l'hypothèse d'approximation  $F_s = F_Z$  conduit à une erreur de moins de 0,5 % sur la mesure de l'effort de

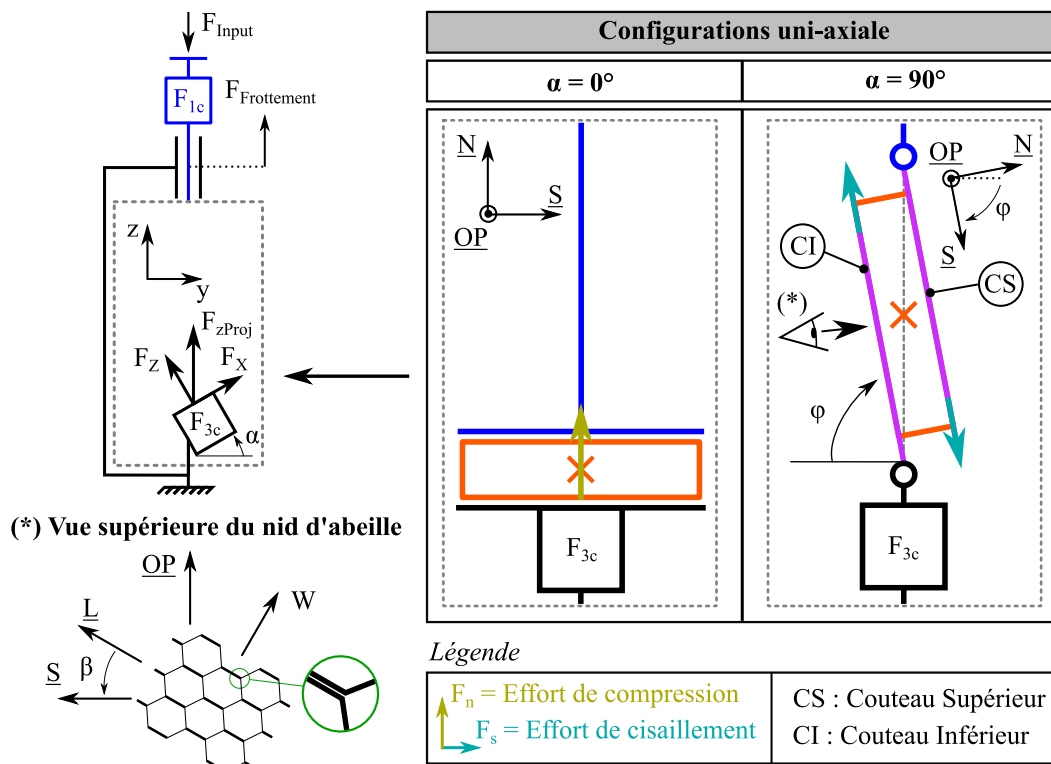


Figure 2.11 – Schéma cinématique appliqué aux configurations uni-axiale  $\alpha = 0^\circ$  et  $\alpha = 90^\circ$ .

cisaillement principal. Cette hypothèse, simplifiant le post-traitement en postulant que la cellule d'effort tri-axiale mesure directement l'effort de cisaillement  $F_s$  à partir de sa composante verticale  $F_Z$ , est donc adoptée pour le reste de l'étude. Une attention toute particulière doit être prêtée à la méthode de collage permettant de lier l'éprouvette aux couteaux. En effet, il existe un risque important de décollement des peaux aux extrémités et donc d'échec des essais, comme évoqué dans les travaux de Kelsey et al. [Kelsey+1958].

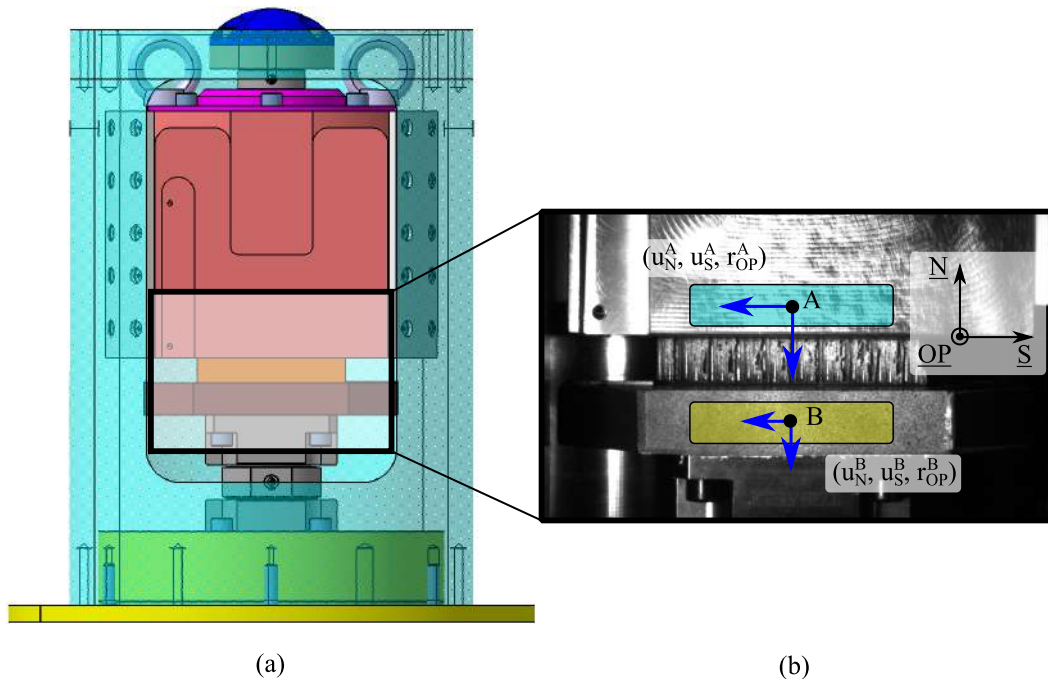
Configuration $\alpha$	Effort de cisaillement $F_s$	Effort de compression $F_n$	Effort vertical projeté $F_{zProj}$
$0^\circ$	0	$F_Z$	$F_Z \cos(\alpha) + F_X \sin(\alpha)$
$90^\circ$	$F_Z \underbrace{\sin(\varphi)}_{\approx 0,995}$ where $\varphi = 85^\circ$	0	$F_Z$

Tableau 2.6 – Calcul des efforts d'intérêts à partir des mesures effectuées.

### 2.4.1 Montage de compression

Pour le montage de compression pure, les deux plans d'écrasement de l'éprouvette sont horizontaux comme illustré par la figure 2.12a . La cellule d'effort tri-axiale est positionnée sous l'éprouvette et mesure directement l'effort de compression.

La localisation des emplacements d'extraction des champs de déplacements sont présentés dans la figure 2.12b. Une fois extrait, le champ d'écrasement relatif des peaux supérieure et inférieure de l'éprouvette sandwich peut être déduit à la lumière de la méthode présentée dans le paragraphe 2.3.2.



**Figure 2.12** – Montage de compression pure (a) modèle CAO ; (b) localisation des zones d'extraction des déplacements des parties inférieure et supérieure par corrélation d'images numériques.

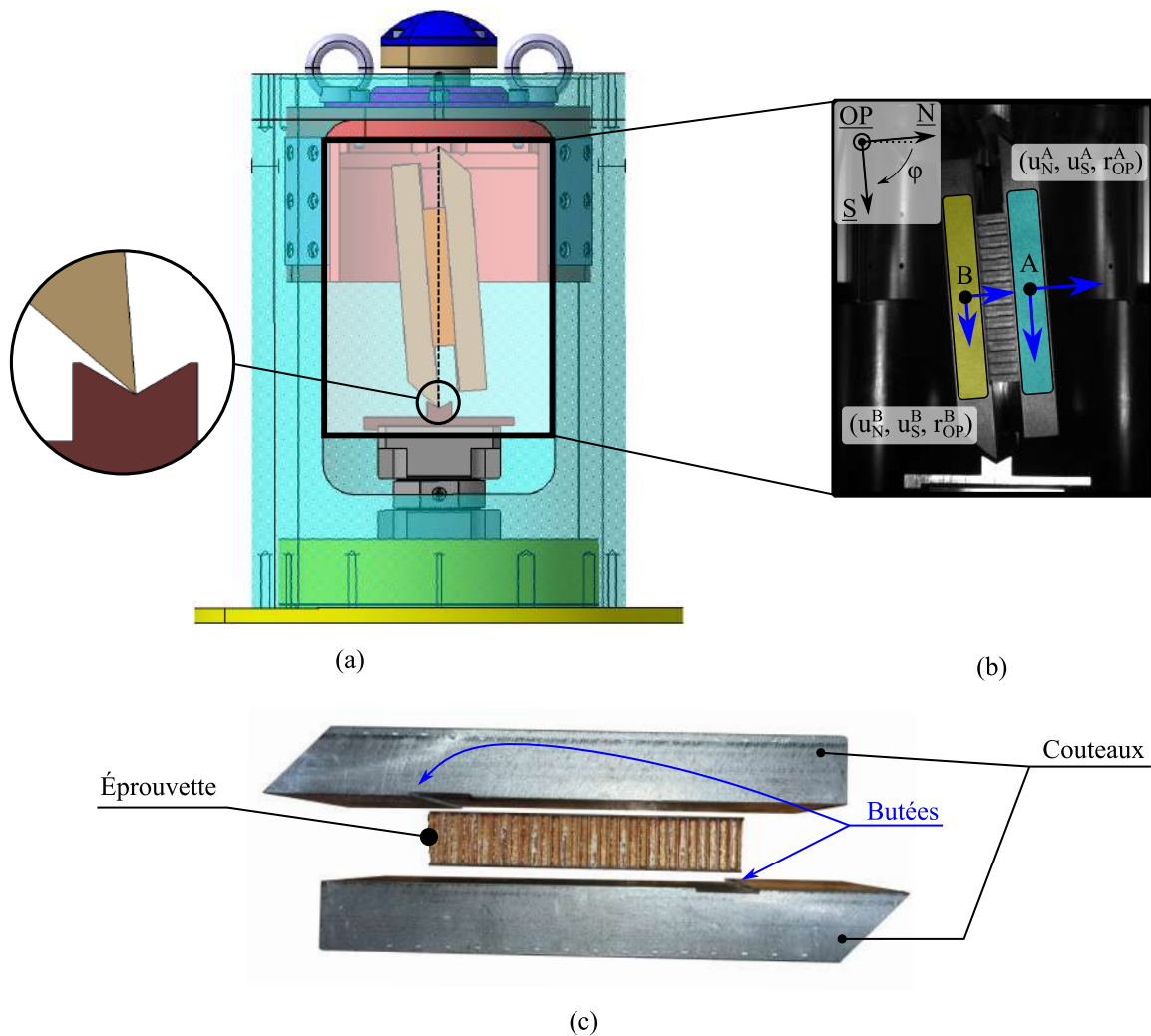
### 2.4.2 Montage de cisaillement

Le montage de cisaillement développé est présenté dans la figure 2.13a.

La liaison pivot glissant d'extrémité des couteaux est réalisée par usinage : (1) des pièces réceptacles en forme de « V » et (2) d'une arête vive à l'extrémité des couteaux. Pour un chargement optimal de l'éprouvette en cisaillement, l'axe des liaisons pivots des couteaux doit passer par l'axe de la glissière tubulaire. Cette condition est assurée par un usinage précis des différentes pièces et par la qualité du guidage entre les parties mobiles et fixes du montage.

Les couteaux étant pivotants par rapport au bâti et à la tête mobile, l'extraction des déplacements par corrélation d'images numériques est effectuée sur la face visible de ces derniers (Fig. 2.13b). Une fois le champ de déplacement de chaque couteau extrait, les champs relatifs, de déplacement et de rotation, de l'éprouvette sont calculés (eq. 2.6 et 2.7 paragraphe 2.3.2).





**Figure 2.13** – Montage de cisaillement (a) modèle CAO ; (b) localisation des zones d'extraction des déplacements des deux parties, inférieure et supérieure, par corrélation d'images numériques ; (c) photo éclatée de l'assemblage couteaux-éprouvette.

## 2.5 Validation expérimentale du moyen d'essai

Des essais préliminaires ont été menés sur les quatre configurations du montage  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $\alpha = 67,5^\circ$  et  $\alpha = 90^\circ$ . L'objectif de cette étude est de s'assurer de la capacité du montage à extraire le comportement mécanique quasi-statique d'une éprouvette sandwich. Elle doit répondre à trois interrogations :

1. Les signaux d'efforts mesurés expérimentalement sont-ils cohérents ?
2. La mise en œuvre de la méthode d'extraction des déplacements basée sur la corrélation d'images numériques est-elle indispensable ?
3. Le dispositif assure-t-il une mise en charge homogène de l'éprouvette ?

Lors de cette étude préliminaire, une seule configuration LW d'éprouvette a été testée :  $\beta = 45^\circ$ .



### 2.5.1 Analyse des efforts mesurés

Pour déterminer la cohérence des résultats expérimentaux, les efforts d'intérêts ont été extraits et analysés pour chaque orientation de chargement  $\alpha$  :

1. les efforts locaux appliqués à l'éprouvette  $F_N$ ,  $F_S$  et  $F_{OP}$  mesurés par la cellule d'effort tri-axiale située sous l'éprouvette ;
2. l'effort d'entrée induit par l'actionneur quasi-statique  $F_{Input}$  mesuré par la cellule d'effort uni-axiale située en haut du montage ;
3. l'effort de frottement  $F_\Delta$  résultant de la différence entre  $F_{Input}$  et  $F_{zProj}$  dans les configurations combinées compression-cisaillement et  $F_N$  dans les configurations uni-axiales.

Les efforts sont tracés en fonction du déplacement vertical de la traverse de la machine de compression quasi-statique pilotée avec un déplacement de 4 mm/min.

#### Configurations combinées compression-cisaillement

Les efforts d'intérêt pour les configurations de chargements combinés  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$  sont présentés dans la figure 2.14.

La figure 2.14a, sur la première ligne, montre que les efforts locaux que subit l'éprouvette,  $F_N$ ,  $F_S$  et  $F_{OP}$ , sont temporellement synchronisés au niveau du pic pour les deux configurations. Elles décrivent des tendances similaires à des niveaux d'efforts différents. Sur ce même graphique, l'effort  $F_{NProj}$  obtenu par projection géométrique de l'effort vertical d'entrée  $F_{Input}$  tel que  $F_{NProj} = F_{Input} \cos(\alpha)$ , est tracé. Ici, la différence de niveau d'effort entre  $F_N$  et  $F_{NProj}$  est clairement identifiée. Ceci confirme l'hypothèse d'une répartition non-proportionnelle compression-cisaillement de l'effort sous chargement incliné dans les matériaux nid d'abeille et tend par conséquent à démontrer la nécessaire utilisation d'une cellule de force tri-axiale pour faire apparaître le phénomène.

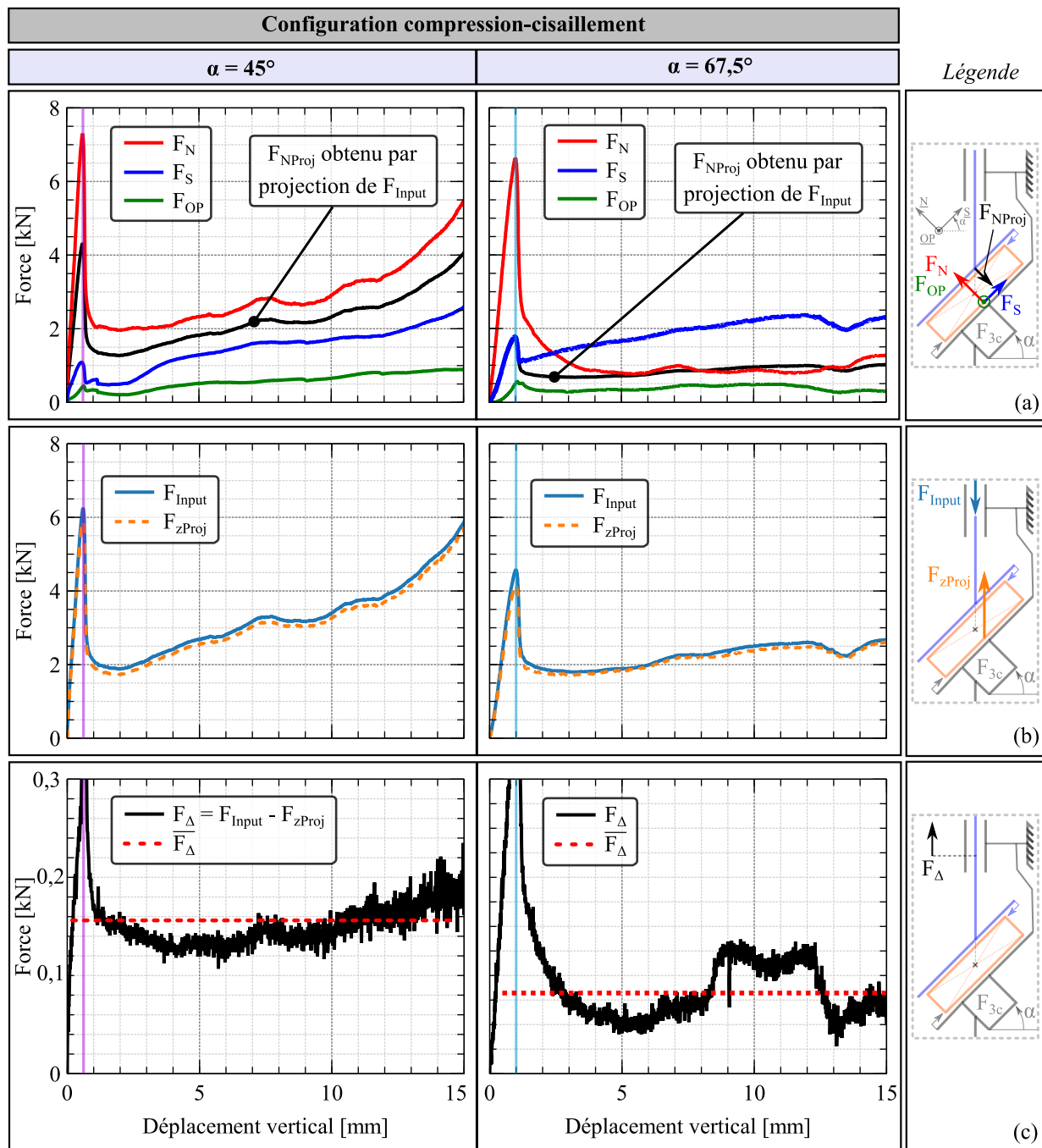
De manière à évaluer la capacité du montage à transmettre l'effort induit de la partie mobile à l'éprouvette, les forces  $F_{Input}$  et  $F_{zInput}$ , calculés à partir des composantes verticales de  $F_N$  et  $F_S$ , sont tracés dans la figure 2.14b, sur la deuxième ligne. L'évolution des signaux d'efforts est identique bien que  $F_{zProj}$  soit plus faible d'environ 5%. Ceci s'explique par l'effort de frottement dans la liaison pivot glissant  $F_\Delta$  qui s'oppose au mouvement. Présenté dans la figure 2.14c, en troisième ligne,  $F_\Delta$  croît de manière proportionnelle à l'effort d'entrée  $F_{Input}$  avant que le pic d'effort ne soit atteint. Lors de la phase post-pic,  $F_\Delta$  se stabilise autour d'une valeur notée  $\overline{F_\Delta}$ . Durant l'essai,  $F_\Delta$  reste inférieure à 10% de  $F_{zInput}$  quelle que soit la configuration  $\alpha$  ce qui montre la qualité du guidage mis en place entre les deux parties, fixe et mobile, du montage.

#### Configurations uni-axiales compression et cisaillement

Les efforts d'intérêt pour les configurations de chargement uni-axiaux de compression  $\alpha = 0^\circ$  et de cisaillement  $\alpha = 90^\circ$  sont présentés dans la figure 2.15.

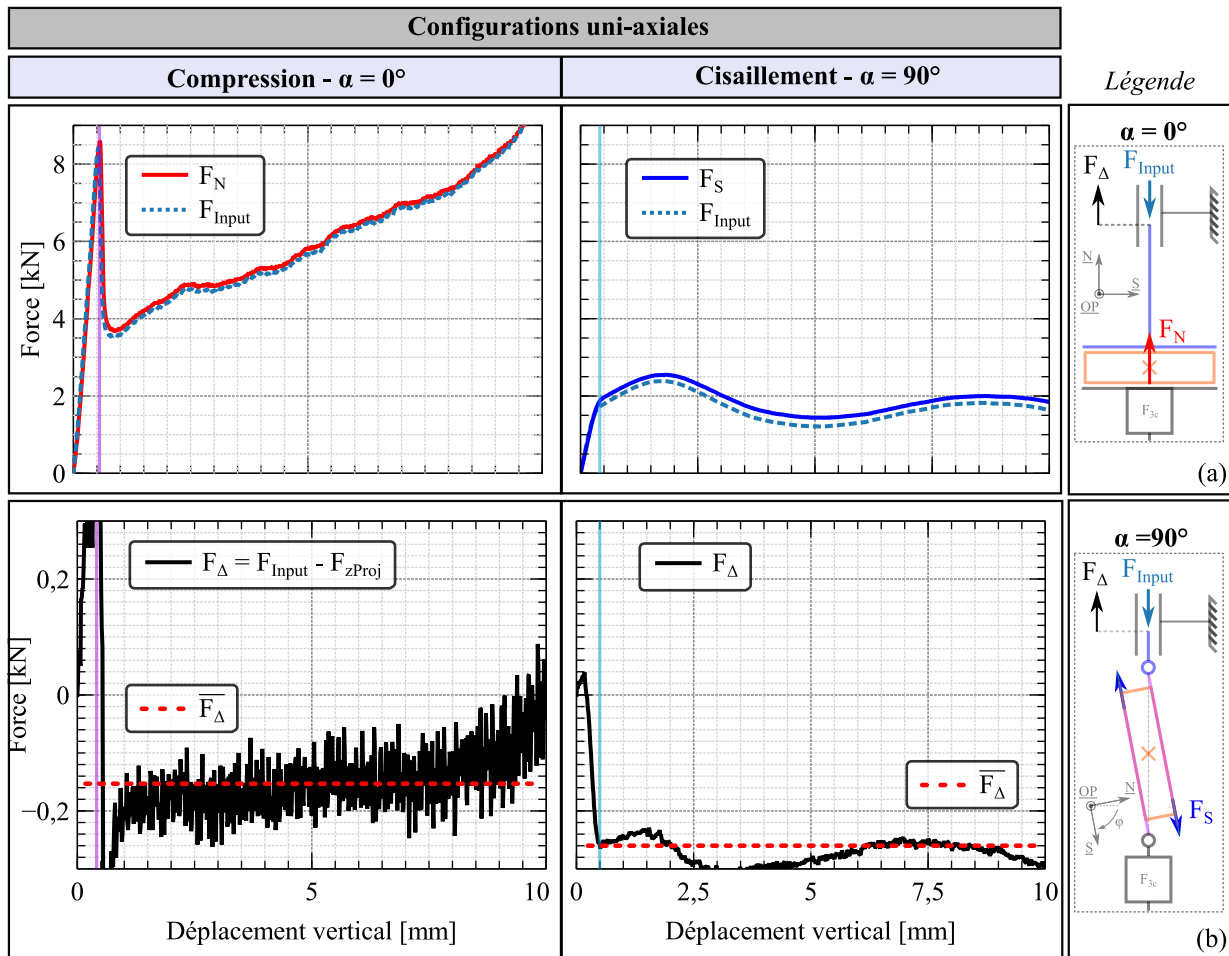
La figure 2.15a, sur la première ligne, compare les efforts d'intérêt respectifs dans chaque configuration avec l'effort d'entrée  $F_{Input}$ . Comme pour les configuration combinées compression-cisaillement, leurs évolutions sont comparables mais cette fois  $F_{Input}$  est plus faible.  $F_\Delta$  se stabilise donc autour d'une valeur  $\overline{F_\Delta}$  inférieure à 10% de  $F_{zInput}$ . Cependant, cette valeur négative dans les deux configurations (Fig. 2.15b), ne semble pas cohérente avec le mouvement de la partie mobile du montage.

La calibration des capteurs d'effort ainsi que leurs utilisations peuvent être mis en cause pour expliquer cette observation. En effet, les plages de mesure des capteurs (120 kN) étant grandes face à l'effort de frottement  $F_\Delta < 400$  N, l'instrumentation ne permet pas sa quantification précise. De



**Figure 2.14** – Évolution des forces mesurées et calculées sur deux essais à configuration  $\alpha$  distincts de compression-cisaillement ( $\beta = 45^\circ$ ).

ce fait, la quantification de  $F_\Delta$  pour les configurations combinées compression-cisaillement peut également être remise en cause. Cette mise en évidence de la difficulté à quantifier les efforts de frottement du montage, car faibles devant les efforts vus par l'éprouvette, renforce l'intérêt du placement de la cellule d'effort tri-axiale, au plus près de l'éprouvette et sur la partie fixe. Ce choix de conception, permet de s'affranchir des frottements et rend plus robuste la mesure des flux d'efforts sollicitant effectivement l'éprouvette.



**Figure 2.15** – Évolution des forces mesurées et calculées sur deux essais à configuration uni-axiales distinct ( $\beta = 45^\circ$ ).

## 2.5.2 Analyse des déplacements mesurés

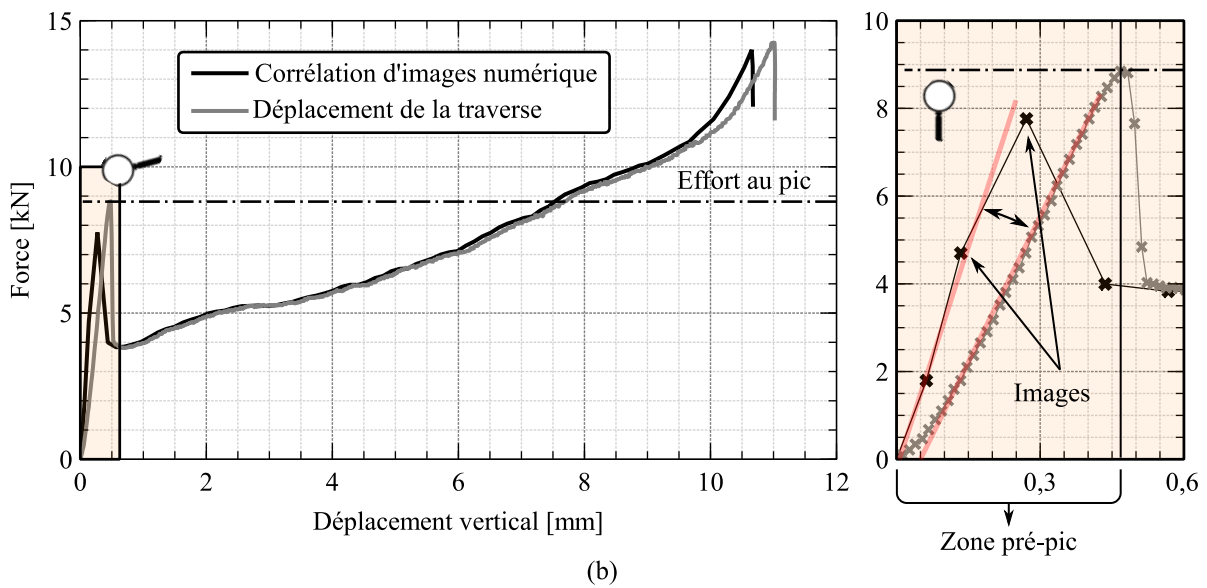
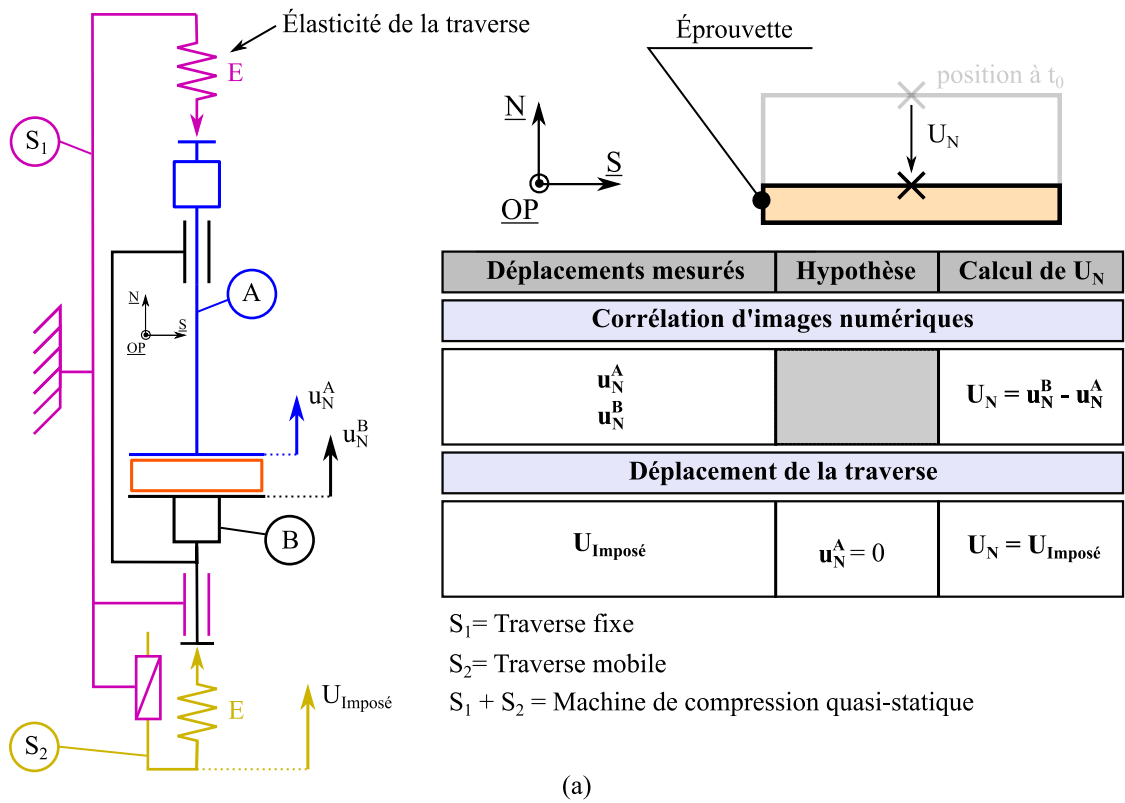
Dans cette partie, une comparaison est réalisée entre le déplacement mesuré directement par la machine d'essai, et son homologue issu de la méthode de corrélation d'images numériques.

Comme illustré dans la figure 2.16a, la méthode consistant à considérer le déplacement de la traverse  $U_{Imposé}$  comme le déplacement relatif de la peau supérieure par rapport à la peau inférieure de l'éprouvette  $U_N$  se base sur deux hypothèses :

- la rigidité de la machine de compression et du montage est infinie ;
- les jeux dans les différentes liaisons mécaniques sont négligeables.

Lors des essais, la fréquence d'échantillonnage de cette méthode a été établie à 10 Hz.

L'extraction des champs de déplacement par corrélation d'images numériques, s'affranchit quant à elle d'hypothèse portant sur la rigidité du montage. Cependant, cette méthode nécessite une image par point sur la courbe effort-déplacement, ce qui est coûteux en termes de stockage des données. De ce fait, la fréquence d'échantillonnage de cette méthode est définie à 1/3 Hz pour les essais quasi-statiques, ce qui correspond à un espace de stockage des données numériques d'environ 1 Go par essai.



**Figure 2.16** – (a) Différence entre les deux méthodes d'extraction des déplacements; (b) Comparaison des méthodes d'extraction *via* les courbes effort-déplacement obtenues pour une éprouvette de configuration  $\beta = 45^\circ$  en compression pure  $\alpha = 0^\circ$ .

La comparaison des courbes effort-déplacement obtenues avec les deux méthodes d'extraction est présentée dans la figure 2.16b. On peut conclure que la méthode d'extraction des déplacements a un impact non-négligeable sur la partie pré-pic et sur la phase de densification du chargement.

On remarque que la méthode utilisant le déplacement de la traverse tend à sous-estimer la raideur de l'éprouvette définie par la pente de la partie linéaire. Cependant, la phase pré-pic étant temporellement rapide, peu de points de mesures sont disponibles avec la méthode par corrélation d'images numériques du fait de sa faible fréquence d'échantillonnage. Par conséquent, il est possible qu'aucune image ne soit disponible en correspondance avec le pic d'effort relevé.

À la lumière de ces résultats, les courbes effort-déplacement quasi-statiques réalisés dans ces travaux de thèse sont établis sur la base des déplacements issus de la méthode de corrélation d'images numériques. Afin de ne pas les sous-estimer, les efforts au pic seront, quant à eux, extraits en utilisant la fréquence d'échantillonnage correspondant aux données de déplacement de la traverse de la machine de compression quasi-statique.

Plusieurs axes d'amélioration, permettant de réduire la taille de stockage des données tout en gardant la précision de mesure, ont été imaginés :

- la mise en place d'un système laser de mesure de déplacement fixé sur le plan d'écrasement inférieur et ayant pour cible le plan d'écrasement supérieur ;
- une fréquence d'acquisition variable des caméras qui permettrait une fréquence d'échantillonnage élevée au début de l'essai et plus faible dans la partie post-pic.

Ces différentes solutions techniques n'ont pas pu être mises en exploités dans ces travaux de thèse par manque de temps.

### 2.5.3 Indicateur d'homogénéité de chargement

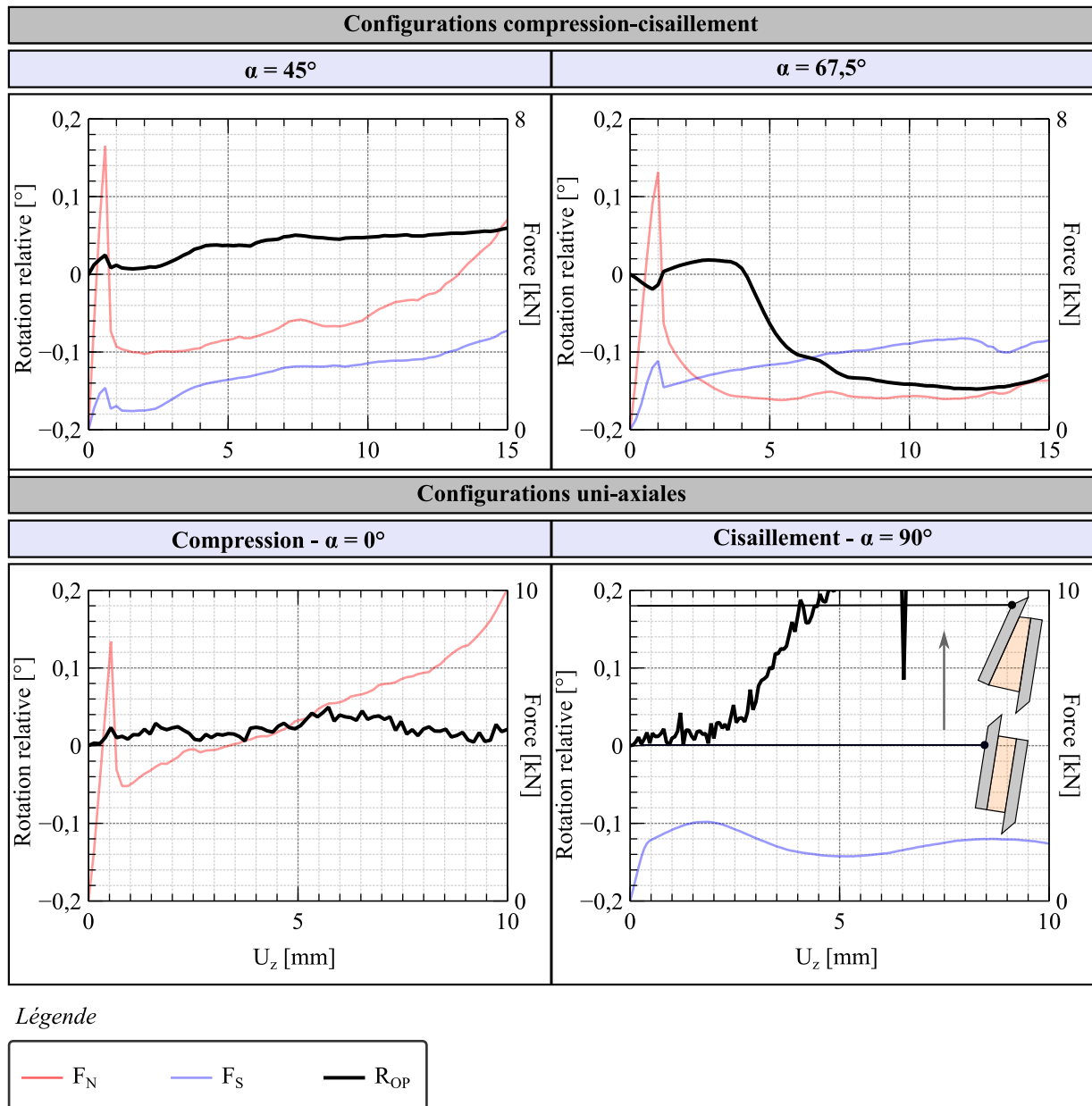
La méthode de corrélation d'images numériques permet également d'extraire l'indicateur d'homogénéité de chargement  $R_{OP}$  qui quantifie la rotation relative de la peau supérieure de l'éprouvette par rapport à la peau inférieure. Plus  $R_{OP}$  tends vers 0, plus le parallélisme des peaux et donc l'homogénéité du chargement durant l'essai est garantie.

L'indicateur  $R_{OP}$  est tracé par rapport au déplacement vertical de la traverse  $U_z$  dans la figure 2.17 pour chaque configuration de chargement  $\alpha$  testée lors de l'étude préliminaire. Sur chacun des graphiques, l'effort d'intérêt ( $F_N$  et/ou  $F_S$  en fonction de la configuration étudiée) est tracé afin de comprendre l'évolution de  $R_{OP}$ .

Pour les configurations  $\alpha = 0^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ , l'indicateur d'homogénéité du chargement  $R_{OP}$  augmente avec le déplacement vertical mais reste inférieur à  $0,1^\circ$ . Pour  $\alpha = 67,5^\circ$ ,  $R_{OP}$  est faible et quasi-constant jusqu'à un déplacement vertical de 4 mm. Une fois ce déplacement dépassé,  $R_{OP}$  diminue fortement jusqu'à se stabiliser autour de  $-0,12^\circ$ . Ce changement brutal de comportement est corrélé avec un mécanisme de déformation de l'éprouvette propre à cet angle de chargement qui sera détaillé plus tard dans le paragraphe 3.3.3.

Pour la configuration de cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ ,  $R_{op}$  reste négligeable avant que l'effort maximal ne soit atteint. Une fois l'effort maximal atteint, les cellules du nid d'abeille ne sont plus stables et s'effondrent [RodriguezRamirez+2018]. Par conséquent, la rigidité du matériau d'âme testé en est drastiquement impactée et le parallélisme des plaques métalliques n'est plus assuré par l'éprouvette. Ceci explique l'augmentation de l'indicateur d'homogénéité de chargement  $R_{op}$  une fois le pic de force atteint en cisaillement pur.

Pour toutes les configurations  $\alpha$ , les résultats montrent que l'indicateur  $R_{op}$  reste inférieur à  $0,01^\circ$  avant le pic d'effort, ce qui correspond à un défaut d'écrasement de 0,016 mm d'une extrémité à



**Figure 2.17** – Évolution de l'indicateur d'homogénéité de chargement  $R_{OP}$  en fonction du déplacement vertical  $U_z$  pour chaque orientation  $\alpha$  testée d'une éprouvette de configuration  $\beta = 45^\circ$ .

l'autre de l'éprouvette. Excepté pour la configuration de cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ ,  $|R_{op}|$  ne dépasse par  $0,12^\circ$  qui est l'équivalent d'un défaut d'écrasement de 1,3 %.

On peut donc conclure que la qualité du guidage mis en œuvre aboutit à une homogénéité de mise en charge de l'éprouvette satisfaisante.

## 2.6 Conclusion

Dans ce second chapitre, les principes de conception ainsi que les choix technologiques d'un montage modulaire de chargement combiné compression-cisaillement développé *in-situ* ont été présentés.

Basé le principe des montages géométriques présentés dans le chapitre 1, ce montage est composé d'une partie tubulaire fixe et d'une partie mobile. Le mouvement relatif entre ces deux ensembles est assuré par une liaison pivot glissant qui assure l'auto-alignement des plans d'écrasement. L'éprouvette est contrainte par deux plans inclinés d'un angle  $\alpha$  variable en fonction de la configuration testée. Le ratio d'aspect (longueur sur épaisseur) de l'éprouvette caractéristique a été choisi de manière à minimiser l'impact des effets de bords sur les caractéristiques mécaniques globales ainsi que la dimension du montage. Suite à une étude de convergence, le ratio d'aspect  $L/h = 6$  a été retenu.

Les efforts appliqués à l'éprouvette sont mesurés à l'aide d'une cellule d'effort tri-axiale, localisée sous l'éprouvette, qui permet la mesure directe de : (1) l'effort de compression  $F_N$ , (2) l'effort de cisaillement principal  $F_S$  et (3) l'effort de cisaillement hors-plan  $F_{OP}$  au plus près de l'éprouvette. Les déplacements relatifs dans le plan d'écrasement ( $\underline{N}$ ,  $\underline{S}$ ) sont mesurés à l'aide de la méthode de corrélation d'images numériques.

Ce montage est adapté pour deux configurations de chargements combinés compression-cisaillement  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$  ainsi que pour les deux chargements uni-axiaux associés : compression  $\alpha = 0^\circ$  et cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ .

Une étude préliminaire a permis de démontrer la pertinence du montage au travers de plusieurs observations :

- la validation de la méthode de mesure des efforts *via* la cellule d'effort tri-axiale de par la cohérence des signaux et la faible différence, entre les efforts d'entrés et les efforts mesurés sous l'éprouvette ;
- la mise en évidence de la nécessité de mesure locale des déplacements, avec la méthode de corrélation d'images numériques et des efforts, avec la cellule tri-axiale ;
- le faible défaut de parallélisme entre les plans d'écrasement quantifiés par la mesure de l'indicateur  $R_{OP}$  qui valide d'homogénéité du champ de chargement subit par l'éprouvette.

On peut donc conclure que la méthode de caractérisation conçue, permet de remonter aux propriétés mécaniques du matériau d'âme testé de manière fiable.

Le montage développé sera mis à profit pour caractériser un matériau d'âme nid d'abeille d'intérêt de 15 mm d'épaisseur sous chargement quasi-statiques, uni-axiaux et combinés compression-cisaillement.





# 3

## Caractérisation d'un nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> sous chargement quasi-statique combiné

3.1	Introduction . . . . .	72
3.2	Présentation de la campagne expérimentale . . . . .	72
3.2.1	Fabrication des éprouvettes . . . . .	72
3.2.2	Configurations étudiées . . . . .	72
3.2.3	Conditions d'essais . . . . .	74
3.3	Résultats expérimentaux & analyse . . . . .	77
3.3.1	Compression libre . . . . .	77
3.3.2	Cisaillement . . . . .	79
3.3.3	Chargements combinés compression-cisaillement . . . . .	81
3.3.4	Influence de la configuration $(\alpha, \beta)$ sur l'effort au pic . . . . .	86
3.4	Modification des conditions limites expérimentales . . . . .	89
3.4.1	Mise en œuvre d'essais collés . . . . .	89
3.4.2	Influence sur la réponse mécanique . . . . .	90
3.4.3	Critère d'enveloppe élastique . . . . .	94
3.5	Conclusion . . . . .	96

## 3.1 Introduction

Ce chapitre présente l'étude et la caractérisation du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3.2-48 dans des conditions d'essais quasi-statiques sous chargements combinés dans un contexte de structure sandwich.

## 3.2 Présentation de la campagne expérimentale

### 3.2.1 Fabrication des éprouvettes

La fabrication des éprouvettes est réalisée *in-situ* en quatre étapes qui sont illustrées dans la figure 3.1.

Dans un premier temps, une plaque de nid d'abeille de  $300 \times 350$  mm est découpée au cutter dans la plaque brute avec un angle  $\beta$  défini. Ensuite, deux plis de tissu carbone satin 5 préimprégnés de résine HexPly<sup>®</sup> 913 sont déposés sur les faces inférieure et supérieure du nid d'abeille. Conformément aux conventions de fabrication des structures sandwichs, un film de colle HexBond<sup>TM</sup> ST1035 d'une densité surfacique de  $150 \text{ g/m}^2$  est interposé entre l'âme nid d'abeille et les peaux en carbone préimprégnées non-polymérisées.

L'ensemble est polymérisé en co-cuisson sous vide (700 mbar), disposé dans un autoclave pendant 2 h 30 min, chauffé à une température de  $120^\circ\text{C}$  et soumis à une pression de 2 bar. Pour des questions de confidentialité, le cycle de cuisson exact comprenant les paliers réalisés ne peut pas être détaillés ici. Des tasseaux en bois sont disposés autour de la plaque afin d'éviter l'écrasement des bordures par la bache à vide sous l'effet de la pression relative.

Une fois polymérisée, la plaque est découpée à l'aide d'une machine à découpe jet d'eau abrasif en 12 éprouvettes de dimensions définies dans le tableau 2.3. Cette méthode de découpe a un impact non négligeable sur les bordures de la peau opposée à la surface d'impact du jet. En effet, comme l'illustre la figure 3.2, les arêtes de la face inférieure sont ondulées là où celles de la surface supérieure sont rectilignes. Ceci s'explique par la diffraction du jet de découpe sous pression. Cette diffraction est aggravée lorsque le jet impact la peau supérieure de la plaque à découper. Malgré cette observation, les dimensions de la surface d'enveloppe sont équivalentes entre les peaux supérieure et inférieure avec un intervalle de tolérance de  $\pm 0,05$  mm. La précision dimensionnelle de ce moyen de découpe est donc satisfaisante pour l'application visée dans cette étude, malgré les profils dégradés des arêtes.

### 3.2.2 Configurations étudiées

#### Configurations d'orientation du cisaillement $\beta$

Pour cette étude, cinq types d'éprouvettes ont été fabriquées avec une orientation  $\beta$  spécifique (Fig. 3.3).

La configuration  $\beta = 0^\circ$  correspond aux éprouvettes dont le cisaillement principal  $F_S$  est orienté de manière parallèle à la direction  $\underline{L}$ . Cette orientation, parallèle aux doubles parois, est dite orientation « forte ».

À l'inverse, les éprouvettes de configuration  $\beta = 90^\circ$  sont orientées dans le sens de cisaillement dit « faible », orientation parallèle à la direction  $\underline{W}$  et perpendiculaire aux doubles parois. Trois autres angles  $\beta$  sont testés  $\beta = 22,5^\circ$  (orange),  $\beta = 45^\circ$  (vert) et  $\beta = 67,5^\circ$  (rouge) afin d'étudier les phénomènes de couplage dans le plan ( $\underline{L}$ ,  $\underline{W}$ ) lors du cisaillement hors plan des éprouvettes.

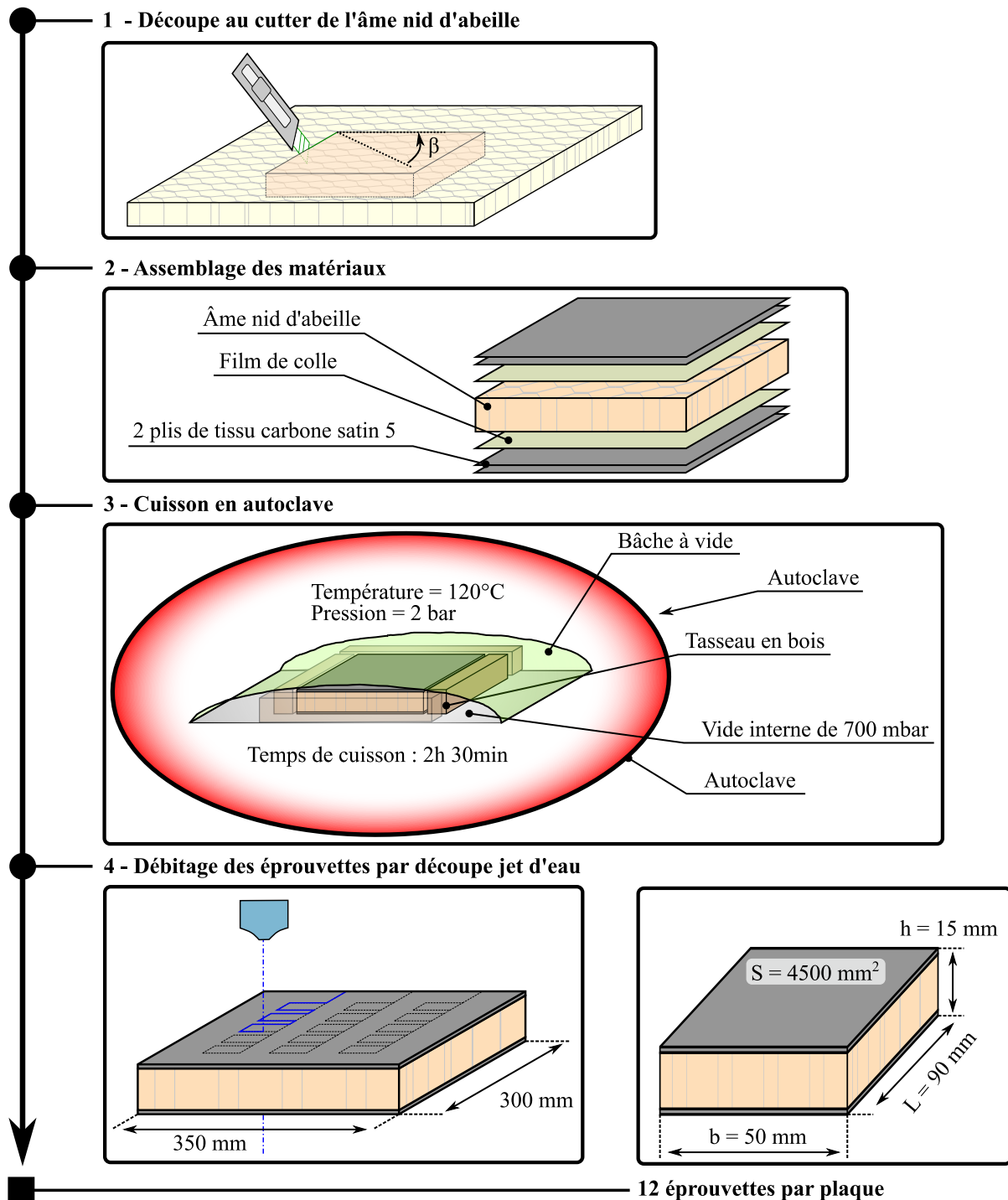


Figure 3.1 – Processus de fabrication des éprouvettes sandwichs.

### Configurations de sollicitations compression-cisaillement $\alpha$

Les éprouvettes sont testées suivant les quatre configurations d'angle  $\alpha$  compression-cisaillement développées dans le chapitre 2. Pour les configurations impliquant une composante de cisaillement dans l'âme de l'éprouvette, à savoir  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\alpha = 67,5^\circ$  et  $\alpha = 45^\circ$ , toutes les configurations  $\beta$  sont testées.

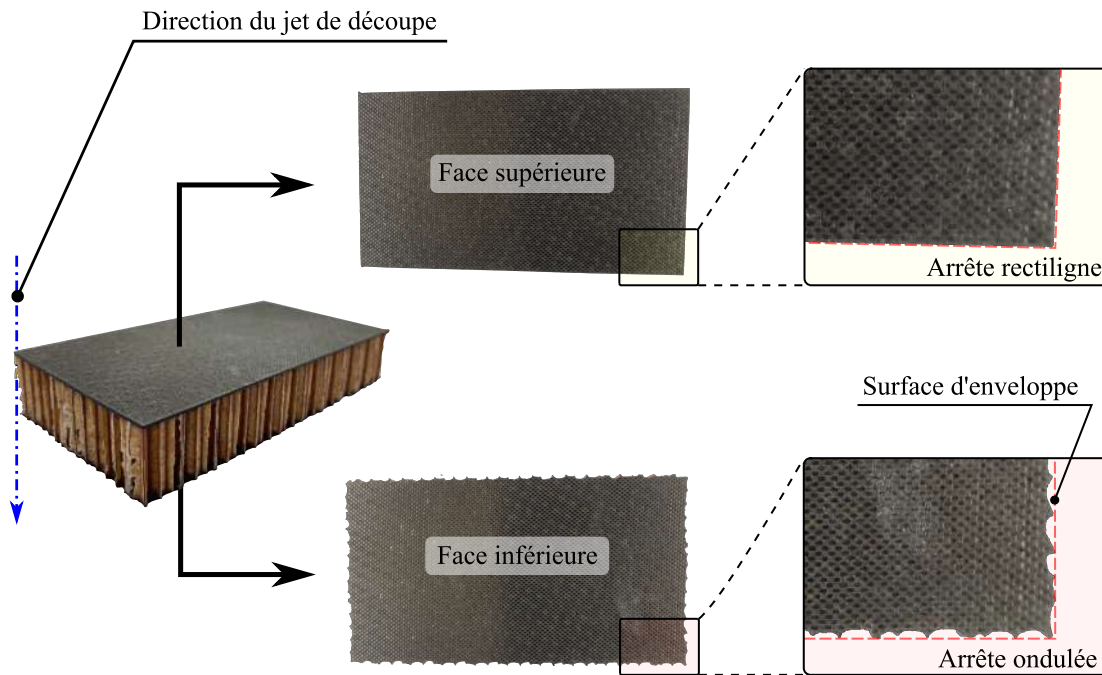


Figure 3.2 – Photos des deux faces, inférieure et supérieure, de l'éprouvette.

L'angle  $\beta$  n'ayant théoriquement pas d'influence sur le comportement d'une éprouvette en compression pure ( $\alpha = 0^\circ$ ), la caractérisation d'une seule configuration  $\beta$  devrait être généralisable à toutes les autres. Pour s'assurer de la véracité de cette hypothèse avec le moyen d'essai développé, deux configurations,  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 45^\circ$ , sont testées sous un chargement de compression pure.

Pour chaque configuration, trois éprouvettes sont testées afin d'estimer la répétabilité de l'essai. L'ensemble des configurations testées dans cette première étude est détaillé dans le tableau 3.1.

$\alpha \backslash \beta$	$0^\circ$	$22,5^\circ$	$45^\circ$	$67,5^\circ$	$90^\circ$
$0^\circ$	3		3		
$45^\circ$	3	3	3	3	3
$67,5^\circ$	3	3	3	3	3
$90^\circ$	3	3	3	3	3
Nombre total d'essais					
66					

Tableau 3.1 – Matrice d'essais de la campagne expérimentale quasi-statique.

### 3.2.3 Conditions d'essais

Afin de mener les essais sous chargement quasi-statique, le montage est introduit dans une machine Instron d'une capacité de charge de 100 kN (Fig. 3.4). La partie mobile est tenue par l'intermédiaire d'un téton métallique par le mors inférieur fixé sur la partie fixe du montage. Le contact entre la partie mobile et la machine de chargement quasi-statique est réalisé par l'intermédiaire d'une plaque martyre. La machine est pilotée en déplacement avec une vitesse imposée de 4 mm/min.

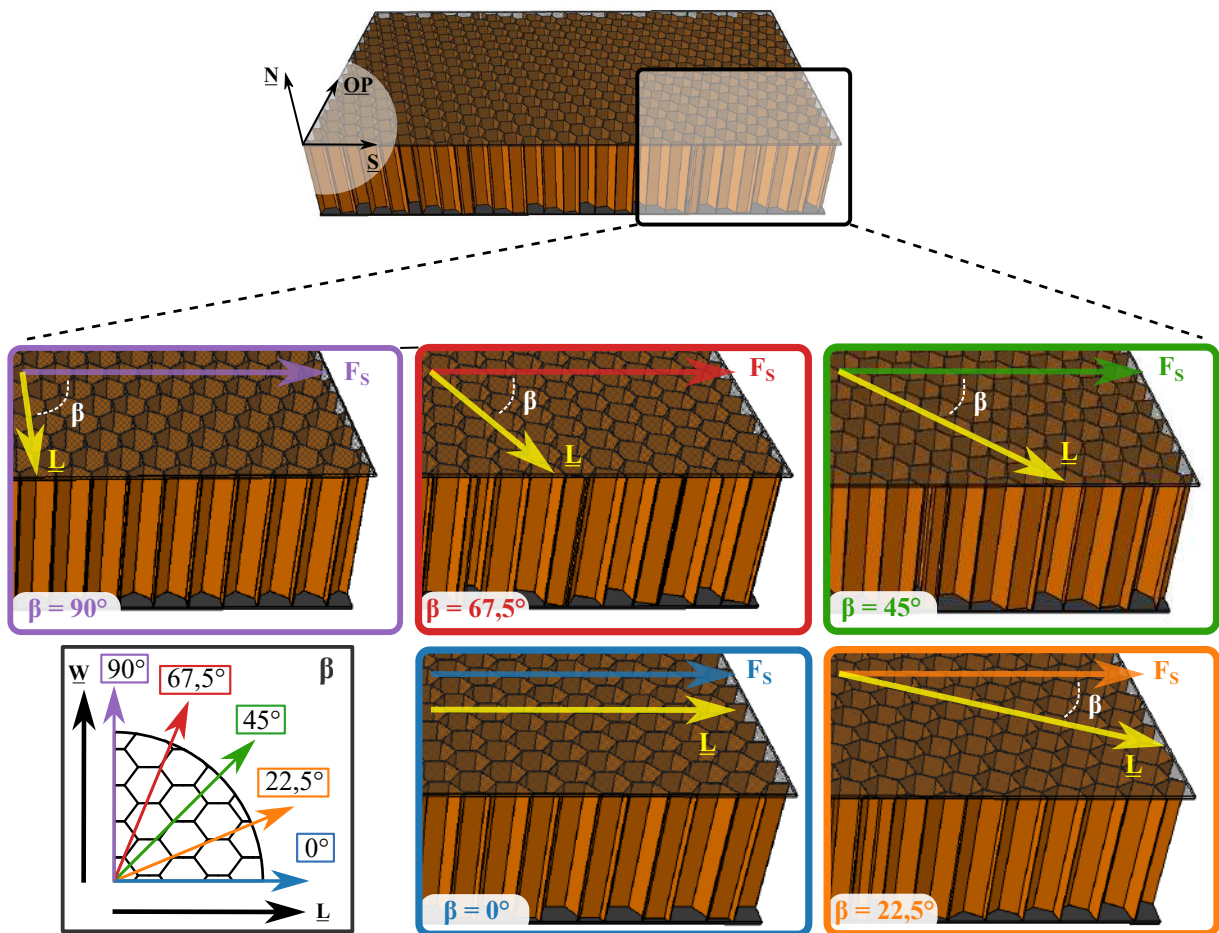


Figure 3.3 – Orientations  $\beta$  testées.

Les données issues des capteurs d'effort et de la machine Instron ont une fréquence d'acquisition de 10 Hz.

Deux caméras sont mises en place et réglées de façon à capturer : (1) la phénoménologie d'effondrement du nid d'abeille pendant l'essai et (2) le comportement global du montage pendant le chargement. La corrélation d'images numériques est effectuée avec les images issues de la caméra notée 1 dans la figure 3.4. Les fréquences d'acquisition de ces deux caméras sont établies à 1/3 Hz excepté pour la configuration  $\alpha = 90^\circ$  où les fréquences sont réglées à 1 Hz car l'essai est plus rapide.

La préparation de l'essai se fait en 5 étapes :

1. La partie mobile du montage est relevée.
2. L'éprouvette est disposée sur la plaque de support de la partie fixe du montage.
3. La partie mobile est mise en contact avec l'éprouvette.
4. La cale anti-glissement en contact avec la peau supérieure du nid d'abeille est réglée et serrée.
5. La partie supérieure de la machine Instron est mise en contact avec le montage.

Une fois le montage en place, l'enregistrement des données est lancé et la traverse mobile est mise en mouvement.

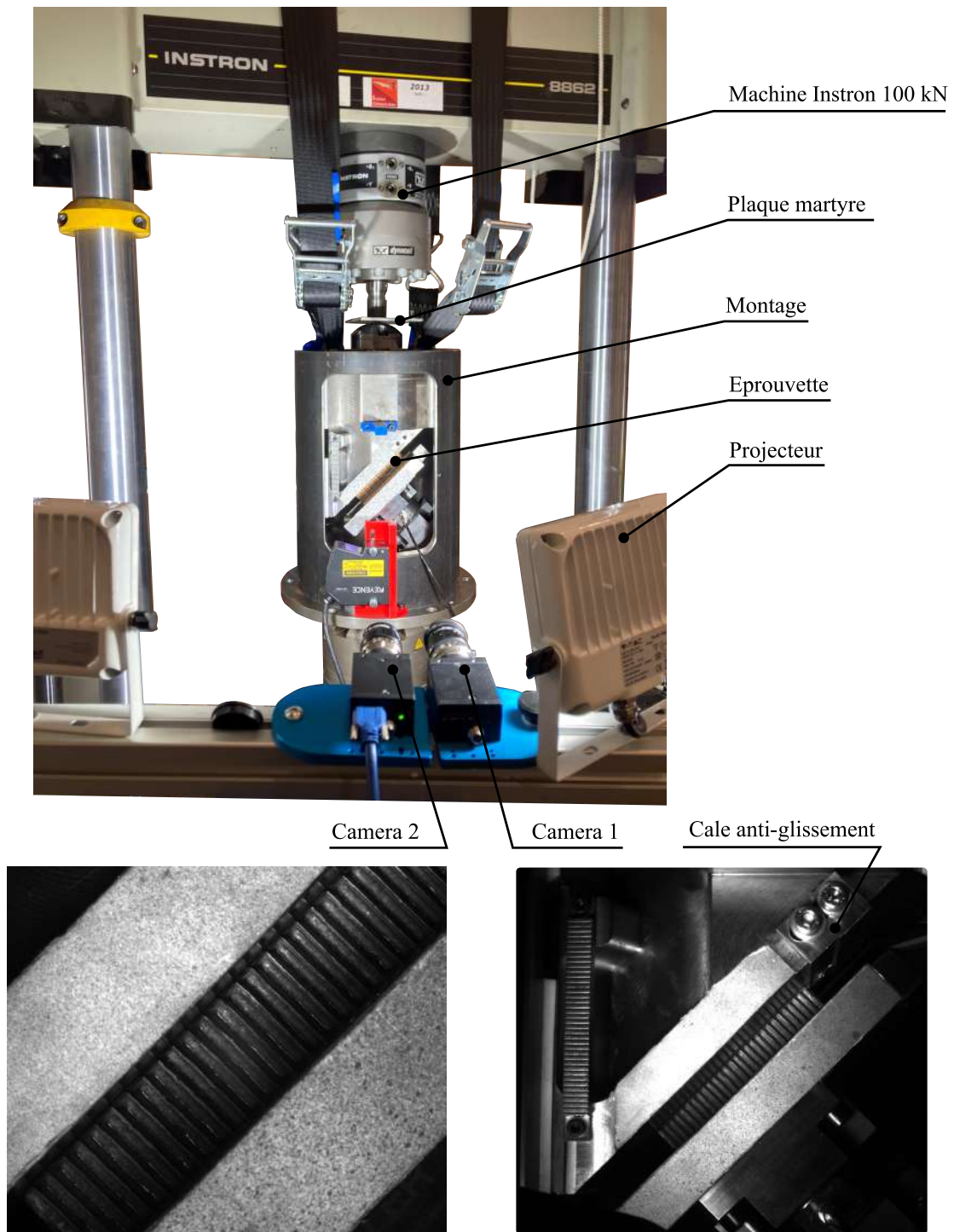


Figure 3.4 – Photo d'un essai quasi-statique  $\alpha = 45^\circ$ .

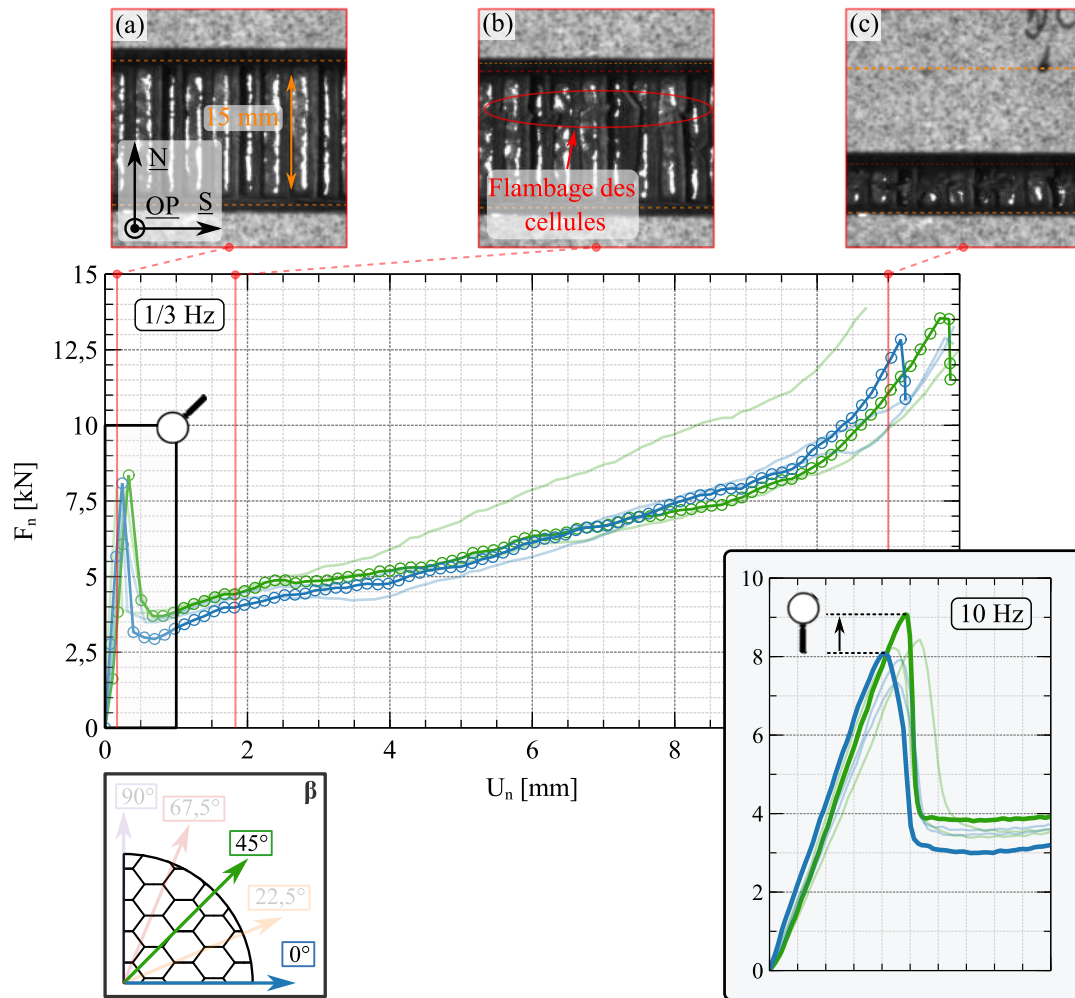


### 3.3 Résultats expérimentaux & analyse

#### 3.3.1 Compression libre

Les courbes effort-déplacement mesurées lors de l'essai de compression sont présentées dans la figure 3.5. Leur profil est en accord avec les formes des courbes de compression généralement décrites dans la littérature [Liu+2015 ; Roy+2014].

Au début du chargement, un comportement élastique linéaire peut être observé avant le pic. Lorsque le pic d'effort est atteint, une bande localisée de flambage des cellules peut être observée (Fig. 3.5b). Ce dernier conduit à la chute de l'effort et à la perte de rigidité de la structure. La région post-pic est caractérisée par un plateau caractéristique du phénomène d'écrasement progressif des cellules. Cet effondrement évolue jusqu'à la phase de densification caractérisée par une augmentation exponentielle de la charge.



**Figure 3.5** – Comportement mécanique du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3.2-48 sous sollicitation de compression libre.

La résistance mécanique en compression de l'éprouvette est déterminée par l'effort au pic (Tab. 3.2). On note une augmentation de 12% entre l'effort normal moyen au pic  $\overline{F_N^{Pic}}$  entre les configurations  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 45^\circ$ . La raideur, définie par la pente dans la partie linéaire élastique, semble identique pour les deux configurations.

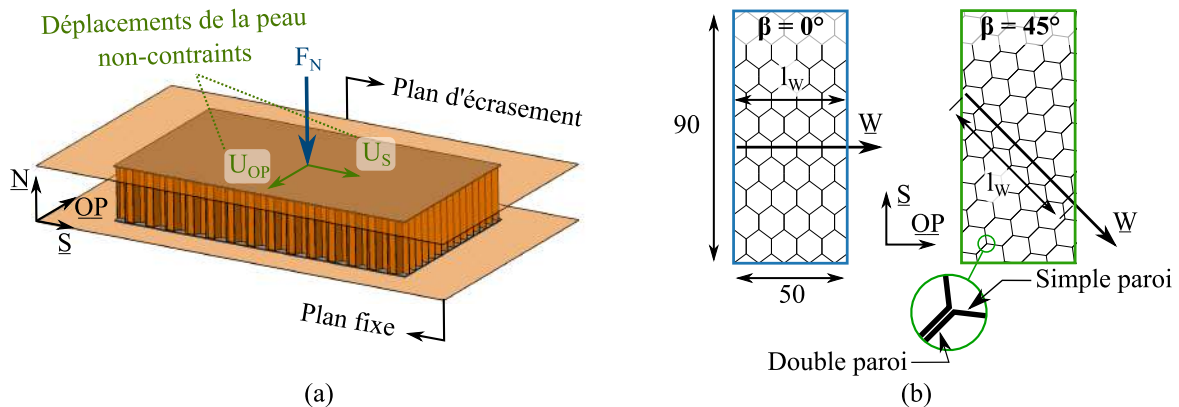
$\beta$	$\overline{F_{\Delta}}$ [N]	$R_{OP}^{Pic}$ $\times 10^{-3}$ [°]	$F_N^{Pic}$ [kN]	$\overline{F_N^{Pic}}$ [kN]	$\pm$ %
0°	3, 50, 28	12 05 09	8,14 7,43 7,98	7,85	5%
45°	103 150 43	23 08 10	8,61 8,58 9,25	8,81	4%

**Tableau 3.2** – Grandeurs mesurées pour l'essai de compression libre ( $\alpha = 0^\circ$ ).

Le fait que les propriétés mécaniques des nids d'abeille commerciaux présentent généralement des variations de  $\pm 5\%$  par rapport à la valeur moyenne n'explique pas cet écart. L'hypothèse de l'indépendance de la réponse mécanique en compression pure par rapport à l'angle  $\beta$  est donc remise en cause. Ce phénomène, également mis en évidence par Zhou et al. [Zhou+2012], est expliqué dans leur cas par la différence de proportion de doubles parois dans l'ensemble de l'éprouvette entre les deux configurations. Dans cette étude, la variation de cette proportion étant inférieure à 0,1%, elle ne permet pas d'expliquer le niveau de différence observé.

Une explication proposée est basée sur les conditions limites des peaux de l'éprouvette lors de l'essai. En effet, l'éprouvette étant en contact plan/plan avec les plans d'écrasement du montage, les peaux de la structure sandwich sont libres de glisser dans le plan ( $S, OP$ ) (Fig. 3.6a). Seul le frottement entre les surfaces peut s'opposer aux translations dans ce plan. Par conséquent, la peau peut glisser dans la direction de cisaillement la plus faible  $W$  lorsque les cellules s'effondrent. On peut parler de direction d'effondrement privilégiée. Plus la longueur  $l_W$ , illustrée dans la figure 3.6b, est grande, plus le nombre de cellule capable de s'opposer à la direction d'effondrement privilégiée est importante et plus l'effondrement global des cellules de l'éprouvette nécessite un effort appliqué important. Dans la configuration  $\beta = 45^\circ$ , la longueur  $l_W$  étant plus importante que pour la configuration  $\beta = 0^\circ$ , la résistance en compression est améliorée. Des essais complémentaires seront présentés dans ce manuscrit afin d'éclaircir cette problématique.

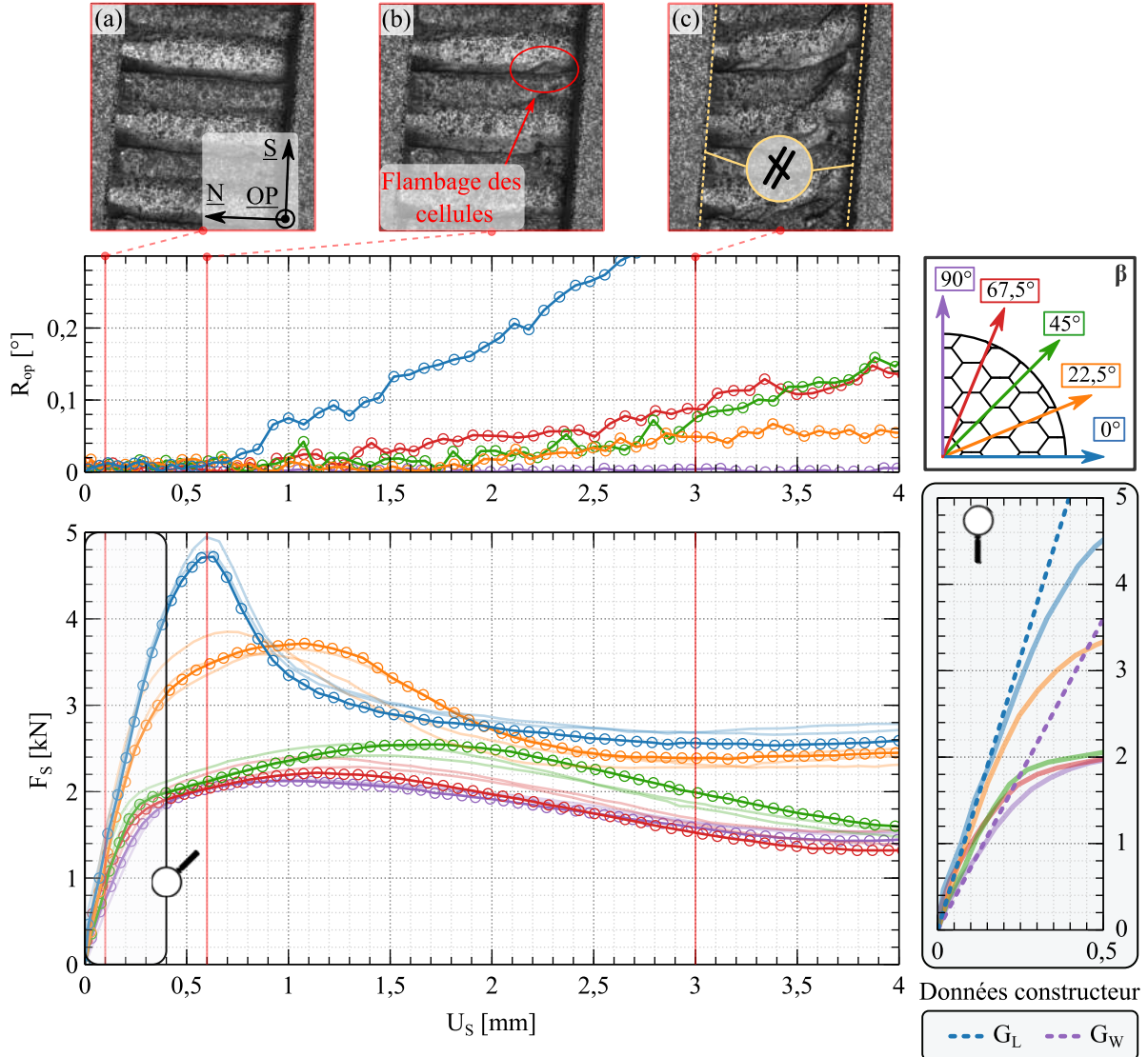
L'effort élastique de compression théorique correspondant aux propriétés mécaniques annoncées par le constructeur est de 10,08 kN ce qui est 12% supérieur à la valeur de l'effort normal moyen au pic  $\overline{F_S^{Pic}}$  mesuré pour  $\beta = 45^\circ$ . Les trois essais réalisés pour chaque configuration (Fig. 3.5) ainsi que la faible dispersion des efforts au pic  $F_N^{Pic}$  relevé (Tab. 3.2) montre la bonne répétabilité des essais et conforte les observations faites.



**Figure 3.6** – Mise en évidence des directions d'effondrement privilégiées des éprouvettes testées.

### 3.3.2 Cisaillement

Les courbes effort-déplacement des éprouvettes testées sous sollicitation de cisaillement pur sont présentées dans la figure 3.7 pour les cinq orientations  $\beta$  étudiées.



**Figure 3.7** – Comportement mécanique du nid d’abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3.2-48 de cinq configurations  $\beta$  sous sollicitation de cisaillement.

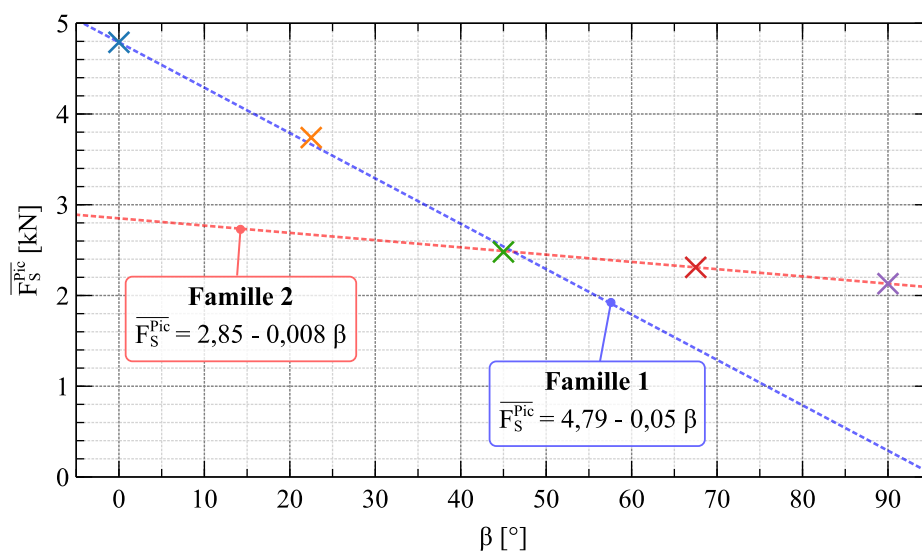
Dans un premier temps, la charge augmente linéairement, commence à fléchir et atteint un pic. À ce stade, un flambage irréversible des cellules du nid d’abeille apparaît (Fig. 3.7b), ce qui entraîne une chute de la charge. Comme le soulignent [RodriguezRamirez+2018], une fois le pic de charge (résistance au cisaillement) passé, la rigidité de l’âme chute drastiquement, ainsi les deux peaux collées ne sont plus maintenues parallèles par le nid d’abeille ce qui se traduit par l’augmentation de l’indicateur  $R_{OP}$ . À partir de ce moment, la réponse mécanique mesurée devient propre à la structure collée et n’est plus spécifique à l’âme nid d’abeille testée. L’analyse du comportement post-pic de l’essai de cisaillement quasi-statique ne sera donc pas réalisé dans cette étude.

Les efforts de résistance au cisaillement  $F_S^{Pic}$  des éprouvettes, correspondant à l’effort maximal atteint lors de l’essai, sont détaillés dans le tableau 3.3. L’influence de l’angle de chargement

$\beta$	$R_{OP}^{Pic}$ $\times 10^{-3}$ [°]	$F_S^{Pic}$ [kN]	$\overline{F_S^{Pic}}$ [kN]	$\pm$ %
0°	13 5 2	4,73 4,98 4,67	4,79	3%
22,5°	10 3 5	3,71 3,66 3,85	3,74	3%
45°	18 5 35	2,51 2,41 2,51	2,48	2%
67,5°	1 14 24	2,41 2,29 2,22	2,31	4%
90°	10 2 7	2,14 2,13 2,13	2,13	0%

**Tableau 3.3** – Grandeurs mesurées pour l'essai de cisaillement ( $\alpha = 90^\circ$ ).

$\beta$  sur les caractéristiques mécaniques apparentes de l'éprouvette est ici clairement visible. En effet, plus l'angle  $\beta$  tend vers  $90^\circ$ , moins : (1) la chute d'effort post-pic est brutale, (2) la valeur du pic de charge  $F_S^{Pic}$  est élevée et (3) la pente de la partie linéaire représentant la rigidité de l'éprouvette est grande. Ces observations sont en accord avec les travaux de Rodriguez-Ramirez et al. [RodriguezRamirez+2018] et peuvent être expliquées par la diminution de la contribution en cisaillement des doubles parois du nid d'abeille lorsque  $\beta$  augmente. La résistance au cisaillement dans la direction de cisaillement faible  $\underline{W}$  mesurée ( $\beta = 90^\circ$ ) est 44,5% inférieure à la résistance au cisaillement de direction  $\underline{L}$  ( $\beta = 0^\circ$ ). Par rapport aux 43% de la fiche technique du constructeur du nid d'abeille d'étude [DataSheet2017], cette différence reste cohérente. De plus, les réponses élastiques basées sur les raideurs théoriques issues des données constructeur ( $G_W$  et  $G_L$ ), tracées dans la partie linéaire, sont en accords avec les courbes expérimentales.



**Figure 3.8** – Identification des deux familles de comportements identifiées lors de l'essai de cisaillement.

Pour finir, on dénote deux familles de comportements. Dans la première, définie par  $\beta < 45^\circ$ , les raideurs relevées sont proches de la configuration  $\beta = 0^\circ$  et la chute d'effort post-pic est brutale. Dans la seconde, correspondant à  $\beta \geq 45^\circ$ , les raideurs sont proches de la configuration  $\beta = 90^\circ$  et la chute d'effort post-pic est moins prononcée. Dans chaque famille de comportement, l'évolution

de l'effort au pic  $\overline{F_S^{Pic}}$  est linéaire en fonction de  $\beta$  comme le montre la figure 3.8. On peut donc proposer une généralisation de l'évolution de l'effort au pic sous sollicitation de cisaillement avec l'équation 3.1.

$$\overline{F_S^{Pic}} = \begin{cases} 4,79 - 0,05 \beta & \forall \beta < 45^\circ \\ 2,85 - 0,008 \beta & \forall \beta \geq 45^\circ \end{cases} \text{ avec } \begin{cases} \beta \text{ en } [^\circ] \\ \overline{F_S^{Pic}} \text{ en [kN]} \end{cases} \quad (3.1)$$

La superposition des trois essais réalisés pour chaque configuration  $\beta$  (Fig. 3.7) ainsi que la faible dispersion des grandeurs physiques mesurées (Tab. 3.3) montrent la répétabilité satisfaisante de l'essai réalisé. Ceci conforte donc les conclusions qui découlent de ces essais.

### 3.3.3 Chargements combinés compression-cisaillement

Les résultats issus des essais expérimentaux de chargement combiné compression-cisaillement sur une éprouvette sandwich à âme nid d'abeille HRH-10-3.2-48 sont présentés dans les figures 3.9 et 3.10 pour les configurations  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67^\circ$  respectivement.

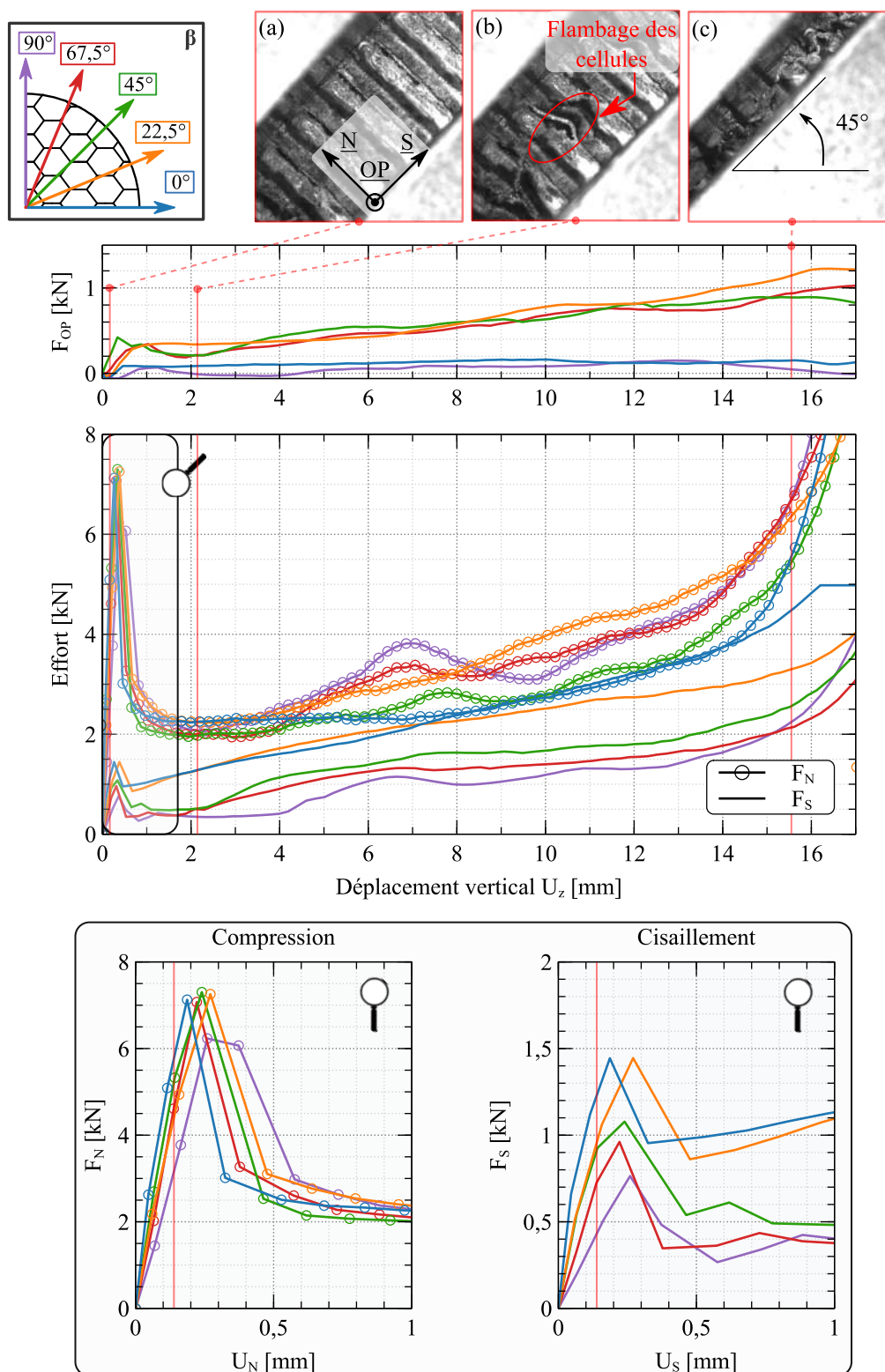
Dans chaque figure, les évolutions des efforts de cisaillement principal  $F_S$ , de cisaillement secondaire hors-plan  $F_{OP}$  et de compression  $F_N$  en fonction du déplacement vertical relatif des deux peaux de la structure sandwich  $U_z$  sont tracées. Un zoom sur la partie linéaire et post-pic des efforts  $F_S$  et  $F_N$ , exprimés en fonction de leurs déplacements locaux associés  $U_S$  et  $U_N$ , est également présenté. Afin de ne pas surcharger les figures, seule l'une des trois courbes obtenues dans chaque configuration est représentée. Les données complètes, attestant de la bonne répétabilité des résultats d'essais pour l'ensemble des configurations,  $\alpha$  et  $\beta$  testées, sont disponibles en annexe A.

Les grandeurs mesurées extraites des essais sont présentées dans le tableau 3.4. Les efforts au pic pour la composante de cisaillement  $F_S^{Pic}$  et de compression  $F_N^{Pic}$  y sont présentés accompagnées des valeurs moyennes résultantes  $\overline{F_S^{Pic}}$  et  $\overline{F_N^{Pic}}$ .

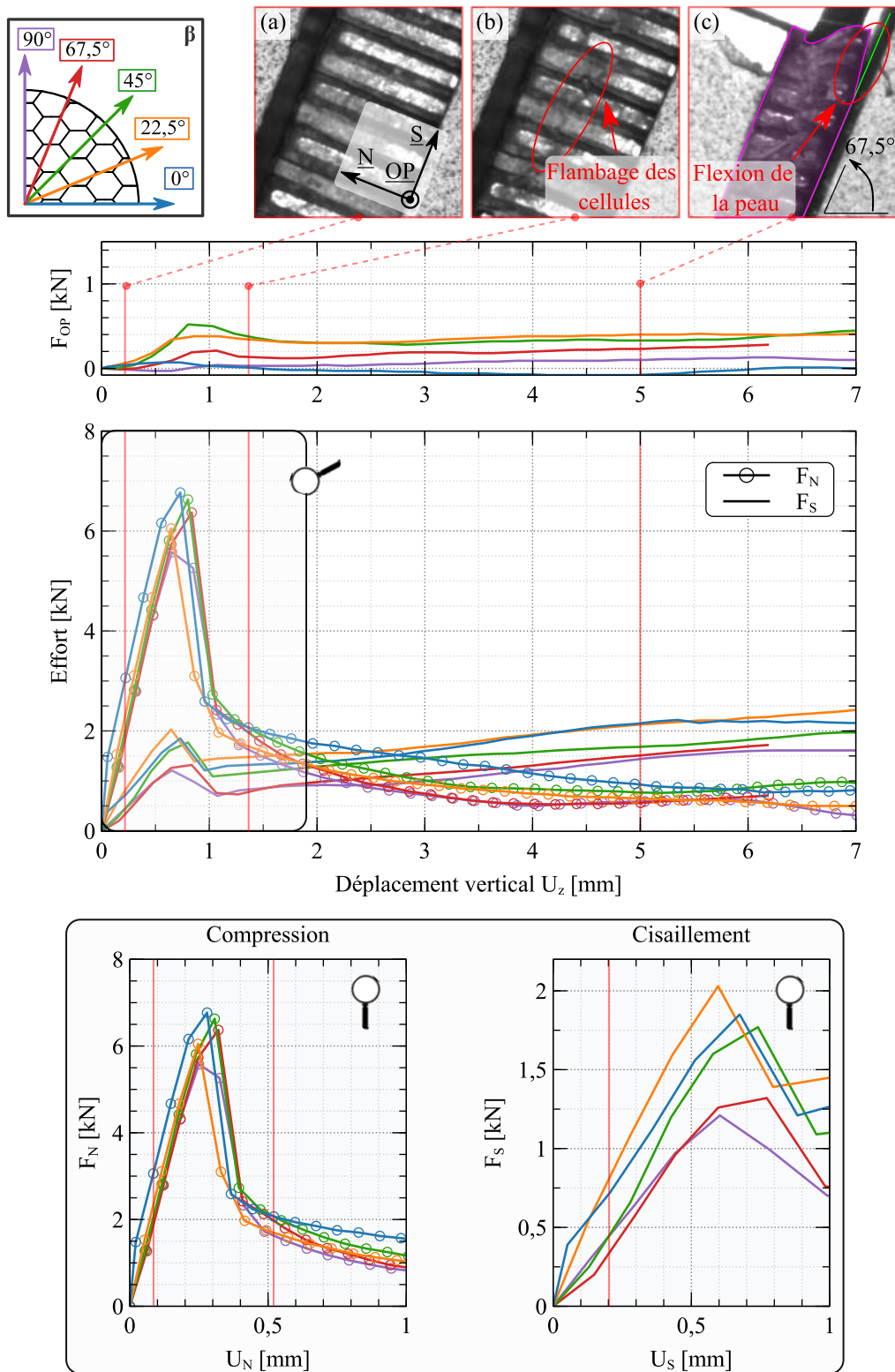
$\alpha$	$\beta$	$\overline{F_\Delta}$ [N]	$R_{OP}^{Pic}$ $\times 10^{-3}$ [°]	$F_N^{Pic}$ [kN]	$\overline{F_N^{Pic}}$ [kN]	$\pm$ %	$F_S^{Pic}$ [kN]	$\overline{F_S^{Pic}}$ [kN]	$\pm$ %
45°	0°	181 111 150	47 31 38	7,25 6,93 6,65	6,94	4%	1,46 1,25 1,13	1,28	13%
	22,5°	134 94 170	31 30 14	7,66 7,30 6,87	7,28	5%	1,32 1,45 1,28	1,35	6%
	45°	209 143 186	26 24 23	7,87 7,23 7,56	7,55	4%	1,06 1,04 1,11	1,07	3%
	67,5°	168 84 167	25 20 17	7,52 6,67 7,7	7,30	7%	0,97 0,98 0,95	0,97	2%
	90°	173 228 253	5 12 54	6,71 6,11 5,6	6,14	9%	0,78 0,66 0,85	0,76	12%
67,5°	0°	182 121 120	8 29 27	6,65 7,01 7,06	6,91	3%	2,15 1,89 2,00	2,01	6%
	22,5°	115 190 135	22 20 21	6,41 6,10 6,86	6,46	6%	2,18 2,37 2,04	2,2	8%
	45°	119 81 46	19 27 16	5,73 6,64 5,89	6,09	7%	1,95 1,78 1,83	1,85	5%
	67,5°	111 127 22	21 24 29	5,42 5,74 6,51	5,89	9%	1,71 1,62 1,40	1,58	10%
	90°	83 55 22	25 23 23	5,89 5,83 5,94	5,89	1%	1,20 1,28 1,24	1,24	3%

**Tableau 3.4** – Grandeurs mesurées pour les essais combinés compression-cisaillement ( $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67^\circ$ ).





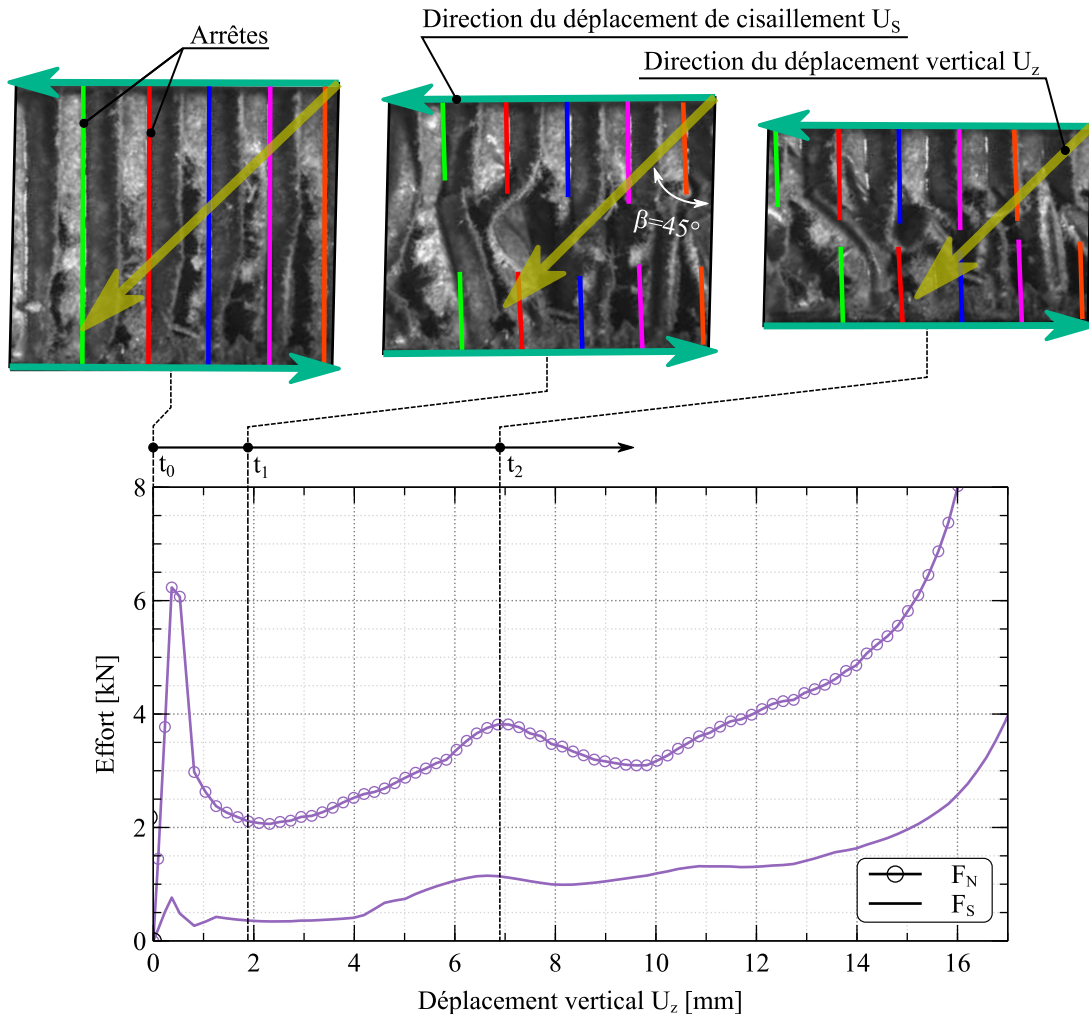
**Figure 3.9** – Comportement mécanique du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3.2-48 de cinq configurations  $\beta$  sous sollicitation combinée compression-cisaillement  $\alpha = 45^\circ$ .



**Figure 3.10** – Comportement mécanique du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3.2-48 de cinq configurations  $\beta$  sous sollicitation combinée compression-cisaillement  $\alpha = 67,5^\circ$ .



Pour  $\alpha = 45^\circ$ , les courbes des efforts de cisaillement et de compression sont synchronisées. Elles décrivent une forme similaire à celle de l'essai de compression pure. Les efforts augmentent linéairement avec le déplacement vertical, atteignent le pic initial, puis chutent pour atteindre un plateau. L'essai se termine par une phase de densification où l'effort augmente fortement. Dans cette configuration, l'effort de compression  $F_N$  reste supérieur à l'effort de cisaillement  $F_S$ . L'évolution de la composante de compression  $F_N$  présente un phénomène de vague sur la zone de plateau qui est de plus en plus accentué lorsque la configuration de l'éprouvette tend vers  $\beta = 90^\circ$ . Ce phénomène, illustré dans la figure 3.11, s'explique par la reprise d'effort due à la superposition des arêtes initialement adjacentes induite par le déplacement  $U_S$ .

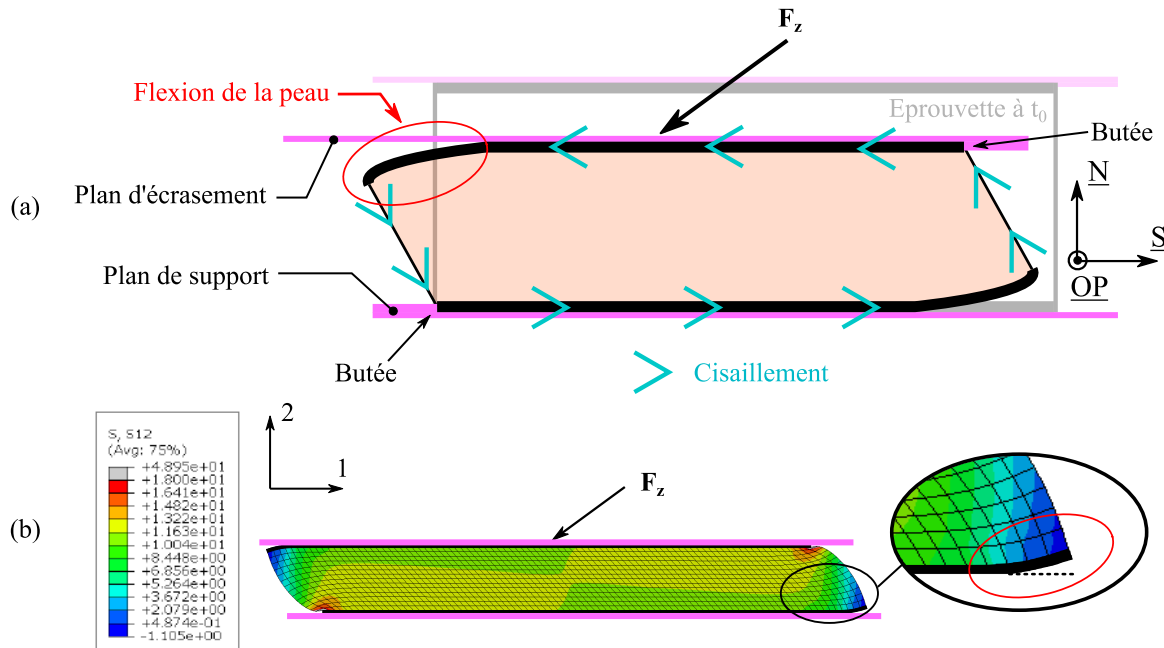


**Figure 3.11** – Explication du phénomène de vague identifié pour la configuration  $\beta = 90^\circ$ ,  $\alpha = 45^\circ$ .

Pour  $\alpha = 67^\circ$ , la forme générale est similaire à celle décrite précédemment jusqu'au pic d'effort. Une fois le pic atteint, l'effort de compression commence à diminuer tandis que l'effort de cisaillement continue sur un plateau.

Lors de cet essai, le décollement des peaux de leur support initial est observé (Fig. 3.9c). Ce phénomène s'explique par les effets de bord du bloc cisailé. La tension dans les parois du nid d'abeille en bord d'éprouvette, induite par le cisaillement hors-plan, a pour effet de tirer sur les peaux de la structure sandwich et à les faire fléchir (Fig. 3.12a). La figure 3.12b présente les

résultats d'une étude élément fini d'une structure sandwich soumise à une sollicitation combiné de compression-cisaillement et confirme l'origine de l'état de flexion des peaux aux extrémités de l'éprouvette. Ce phénomène local se traduit par une réponse structurale de l'éprouvette et non par une réponse intrinsèque au matériau d'âme. Le phénomène de flexion des peaux prédomine la réponse mécanique de l'éprouvette post-pic et explique la chute non-stabilisée de l'effort de compression lors de l'essai combiné compression-cisaillement  $\alpha = 67,5^\circ$ . Bien que non observé lors des essais  $\alpha = 45^\circ$ , ce phénomène doit également se produire à une échelle plus petite et ne semble pas perturber la réponse globale de la structure.



**Figure 3.12** – (a) Illustration du phénomène physique de décollement des peaux sous sollicitation combinée compression-cisaillement; (b) modèle éléments finis d'un essai de compression-cisaillement sur une structure sandwich.

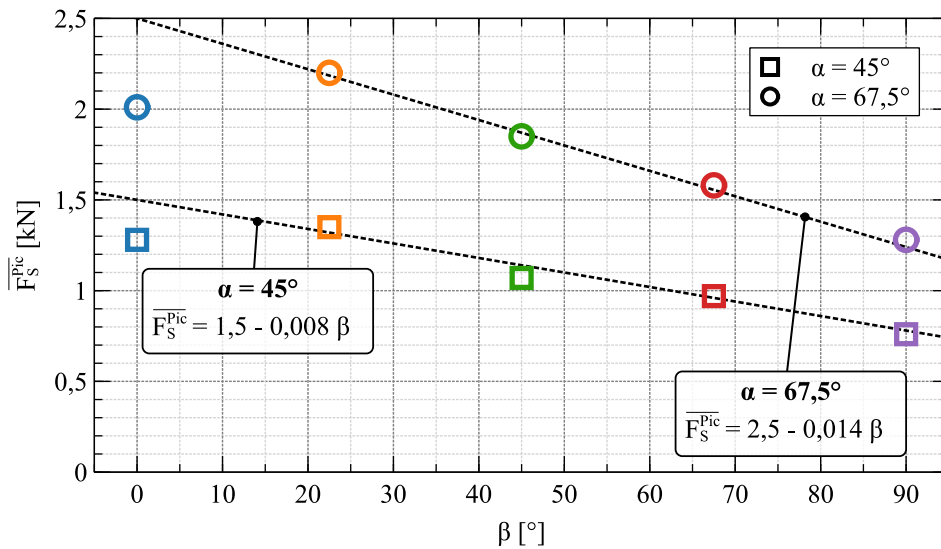
Dans les deux configurations compression-cisaillement, jusqu'au début de la phase de plateau, la composante de cisaillement mesurée est inférieure à la composante de compression, même pour  $\alpha = 67,5^\circ$  où la composante de déplacement en cisaillement  $U_S$  est supérieure à la composante de déplacement en compression  $U_N$ . L'effort de cisaillement secondaire hors-plan  $F_{OP}$  mesuré est, quant à lui, nul pour les configurations  $\alpha = 0^\circ$  et  $\alpha = 90^\circ$  et n'excède pas 40% de  $F_S$  pour les autres configurations  $\beta$ . Cet effort, non-induit par la cinématique du montage, est purement lié à l'orientation des doubles parois par rapport à la direction de cisaillement principale  $\underline{S}$  dans le plan  $(\underline{L}, \underline{W})$  et donc à l'angle  $\beta$ .

Les observations faites sur l'influence de l'orientation de  $\beta$  sur la composante de cisaillement  $F_S$  sont similaires aux conclusions des essais de cisaillement (paragraphe 3.3.2) à savoir : la chute du pic et de la raideur lorsque  $\beta$  tend vers  $90^\circ$ . Cependant, la chute d'effort visible sur la composante de cisaillement  $F_S$  après le pic d'effort pour chaque configuration  $\beta$  est spécifique aux essais de cisaillement-compression combinés. Ce phénomène étant typique de la réponse en compression de l'âme, on peut conclure que l'effondrement des parois cellulaires lors des essais combinés cisaillement-compression est principalement piloté par le comportement mécanique en compression du matériau nid d'abeille testé.

L'évolution de l'effort moyen au pic calculé  $\overline{F_S^{Pic}}$  en fonction de l'angle  $\beta$ , tracé dans la figure 3.13 montre la forte corrélation entre ces deux grandeurs. Le comportement de  $\overline{F_S^{Pic}}$  semble linéaire pour  $\beta \geq 22,5^\circ$  pour  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ . Pour les deux configurations, l'effort au pic  $\overline{F_S^{Pic}}$  de la configuration  $\beta = 0^\circ$  est inférieur à celui mesuré pour la configuration  $\beta = 22,5^\circ$ .

$$\overline{F_S^{Pic}} = \begin{cases} 1,5 - 0,008 \beta & \forall \beta \geq 22,5^\circ \text{ pour } \alpha = 45^\circ \\ 2,5 - 0,014 \beta & \forall \beta \geq 22,5^\circ \text{ pour } \alpha = 67,5^\circ \end{cases} \text{ avec } \begin{cases} \beta \text{ en } [^\circ] \\ \overline{F_S^{Pic}} \text{ en } [\text{kN}] \end{cases} \quad (3.2)$$

Cette observation montre que le point de bifurcation (point d'intersection entre les familles 1 et 2 illustrée dans la figure 3.8) de l'évolution de l'effort au pic  $\overline{F_S^{Pic}}$  se situe pour un angle de  $\beta = 22,5^\circ$  lorsqu'une composante de compression est en jeu, alors que le point de bifurcation observé lors des essais de cisaillement pur est localisé à un angle  $\beta = 45^\circ$ .



**Figure 3.13** – Évolution de l'effort cisaillement au pic en fonction de l'angle  $\beta$  pour les configurations  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ .

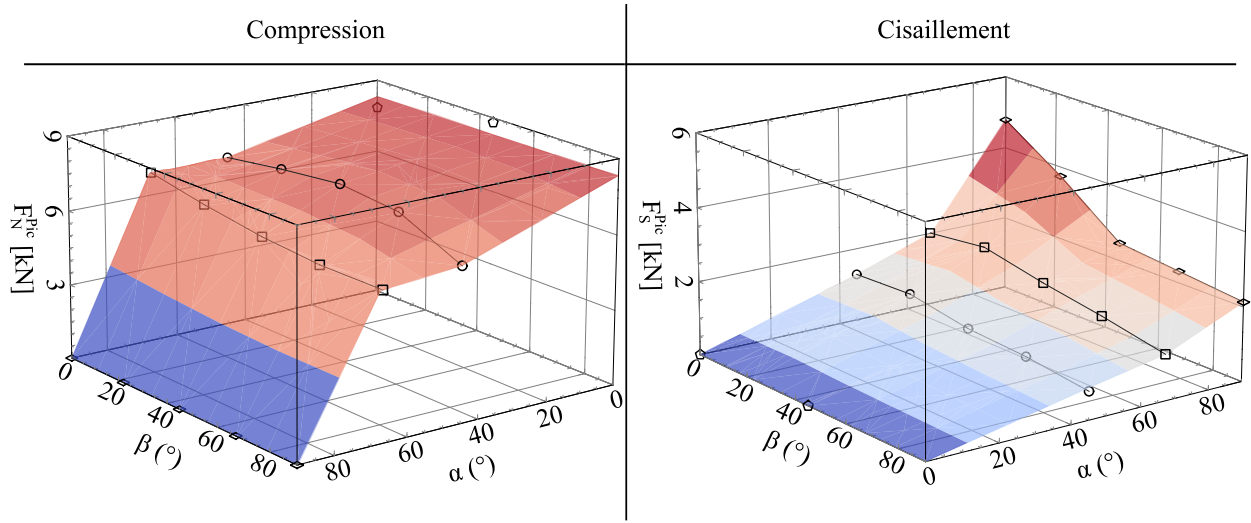
Concernant la composante de compression, sa dépendance à l'angle  $\beta$  est beaucoup plus modérée. En effet, les raideurs ainsi que les valeurs au pic des différentes configurations sont proches et aucune tendance claire ne se dégage. Seul le pic d'effort moyen calculé  $\overline{F_N^{Pic}}$  pour  $\beta = 90^\circ$  est 15% plus faible que la moyenne des autres configurations pour  $\alpha = 45^\circ$ .

### 3.3.4 Influence de la configuration $(\alpha, \beta)$ sur l'effort au pic

Les résistances mécaniques du matériau sont obtenues à partir du pic des courbes force-déplacement des composantes de compression et de cisaillement, pour chaque configuration (Tabs. 3.2, 3.3 et 3.4).

Pour résumer, les résistances en cisaillement et compression sont représentées en fonction de  $\alpha$  et  $\beta$  dans la figure 3.14. Comme première observation, aucune influence significative de l'orientation  $\beta$  sur la résistance à la compression n'est identifiée, puisque l'écart relatif le plus important est de 18% pour  $\alpha = 45^\circ$  entre les configurations  $\beta = 45^\circ$  et  $\beta = 90^\circ$ . En d'autres termes, l'orientation  $\beta$  dans le plan du nid d'abeille a un effet limité sur la résistance à la compression, indépendamment du ratio compression/cisaillement hors plan. À l'opposé, l'augmentation de l'angle de chargement  $\alpha$

induit une perte de résistance à la compression pour toutes les configurations  $\beta$  avec une évolution marquée entre  $\alpha = 67,5^\circ$  et  $\alpha = 90^\circ$ .



**Figure 3.14** – Évolution de l'effort de cisaillement au pic en fonction de l'effort de compression au pic.

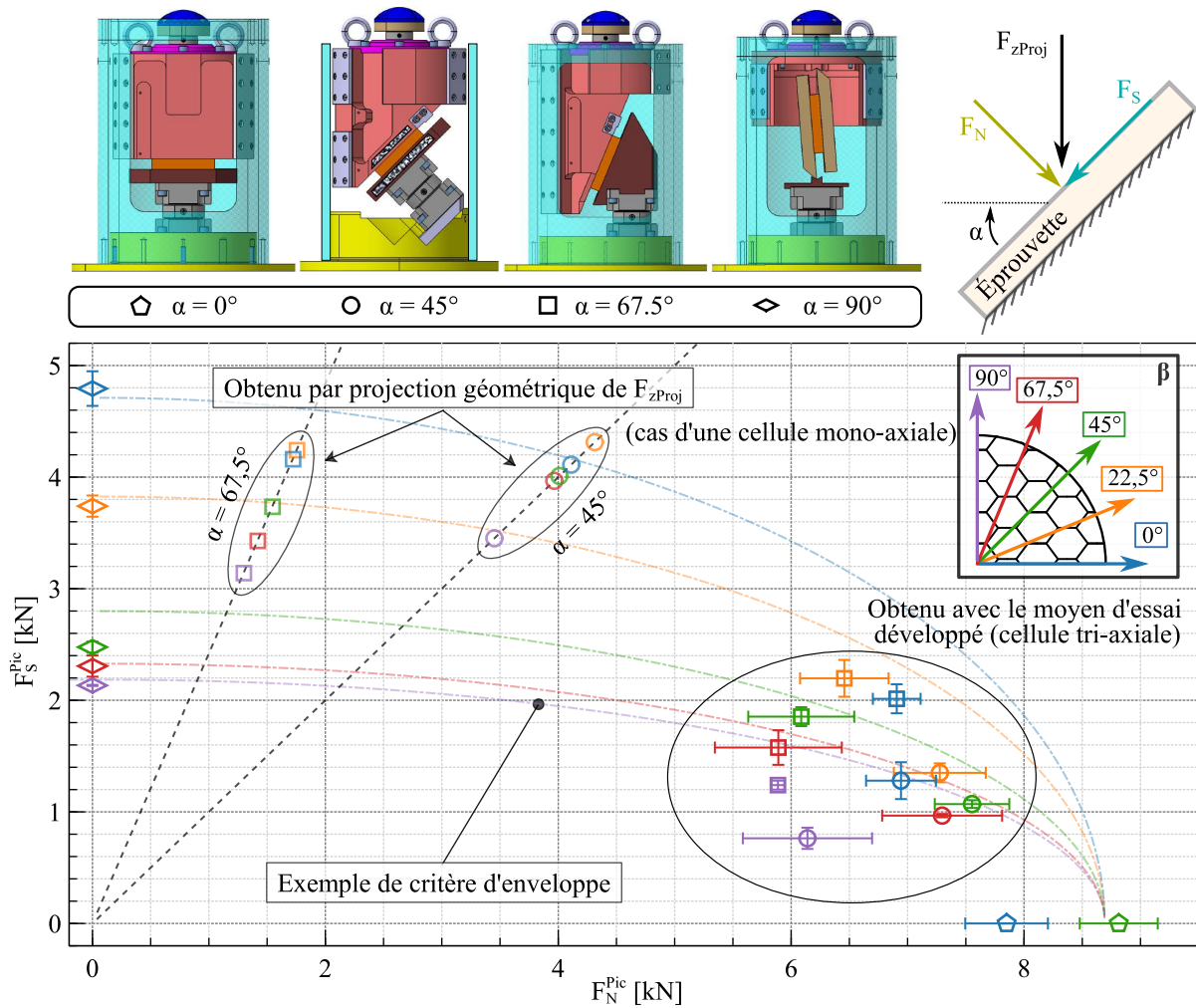
En ce qui concerne l'évolution de la résistance au cisaillement, une forte dépendance à l'orientation  $\beta$  est mise en évidence sur la figure 3.14, quel que soit l'angle de chargement  $\alpha$ . On note une chute de 48% de la résistance en cisaillement de  $\beta = 0^\circ$  à  $\beta = 45^\circ$  dans le cas du cisaillement ( $\alpha = 90^\circ$ ) et une évolution beaucoup plus modérée de 8% de  $\beta = 45^\circ$  à  $\beta = 90^\circ$ . Cette évolution non-linéaire de la résistance au cisaillement en fonction de  $\beta$  du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> est également mise en évidence dans les travaux de [Zhou+2012].

D'après les présents résultats, l'influence de l'angle de cisaillement-compression  $\alpha$  sur la réponse mécanique est, comme prévu, clairement visible. Plus l'angle  $\alpha$  est élevé, plus la contribution du cisaillement est importante sur la réponse mécanique du nid d'abeille testé. Cela se traduit par l'augmentation de la limite élastique de cisaillement et la chute beaucoup plus modérée de la limite élastique en compression. En effet, de  $\alpha = 45^\circ$  à  $\alpha = 67^\circ$ , la résistance au cisaillement a augmenté entre 57% et 73% selon la configuration  $\beta$  alors que la résistance à la compression n'a varié que de 18%.

Un graphique synthétique de la limite élastique de cisaillement (en ordonnée) par rapport à la limite élastique en compression (en abscisse) est présentée dans la figure 3.15. Afin de comparer le profil de répartition des efforts mesurés par la cellule tri-axiale lors de l'essai avec celui obtenu par projection de l'effort vertical  $F_{zProj}$ , les forces maximales de cisaillement et de compression obtenues en utilisant la projection géométrique de la force verticale  $F_{zProj}$  appliquée à l'échantillon (Eq. 3.3) sont également tracées sur la figure 3.15.

$$\begin{cases} F_N^{Pic} = F_{zProj}^{Pic} \cos(\alpha) \\ F_S^{Pic} = F_{zProj}^{Pic} \sin(\alpha) \end{cases} \quad (3.3)$$

Les deux méthodes d'obtention des efforts sont clairement différentes et ont une influence significative sur la distribution compression-cisaillement de l'effort mesuré sur l'éprouvette. Ceci tend à conclure



**Figure 3.15** – Évolution de la limite élastique des différentes configurations  $\beta$  dans le plan  $(F_N, F_S)$ .

que, comme discuté dans les travaux de Mohr et al. [Mohr+2002], la méthode de projection basée sur l'hypothèse d'un effort horizontal négligeable appliqué à l'éprouvette, n'est pas adaptée aux applications d'essai des matériaux nid d'abeille.

Les résultats présentés dans la figure 3.15 pour  $\alpha = 67,5^\circ$  et  $\alpha = 45^\circ$  soulignent donc la capacité de l'appareil et de la méthode de post-traitement développés dans ce manuscrit, à accéder à une répartition des charges de compression-cisaillement différente de celle obtenue en supposant une projection de la charge verticale par rapport à l'angle géométrique  $\alpha$ . Avec cette méthode de caractérisation couplée au matériau d'intérêt, on peut conclure que l'hypothèse de proportionnalité de répartition des composantes compression/cisaillement en fonction de l'angle de chargement  $\alpha$  n'est pas viable. La nécessité d'utiliser une cellule d'effort tri-axiale est une nouvelle fois démontrée en cas de cinématique imposée.

Cependant, le profil de répartition des limites élastiques est atypique et diffère des profils trouvés généralement dans la littérature. En effet, pour les matériaux nid d'abeille, le critère d'enveloppe

décrit dans l'équation 3.4 est souvent utilisé pour décrire l'évolution de la limite élastique dans le domaine compression-cisaillement [Ashab2016 ; Hou2011a ; Hou2011c ; Tounsi2014].

$$\sigma^2 + (A \cos^2(\beta) + B \sin^2(\beta))\tau^2 = \sigma_{comp}^2 \quad (3.4)$$

Un exemple de critère d'enveloppe similaire sur la figure 3.15. Il apparait que les mesures expérimentales ne suivent pas l'évolution prédite par le critère d'enveloppe. Cet écart peut-être attribué aux effets parasites constatés lors des essais, à savoir : (1) le glissement des peaux dans la direction  $OP$  et (2) le décollement des peaux de leur plan de support lors des essais compression-cisaillement.

Afin de comprendre si la modification des conditions limites en cours de chargement a un impact significatif sur le comportement macroscopique du matériau d'âme identifié, les essais sont reconduits avec une modification de la relation cinématique des peaux avec leur plan d'écrasement. En effet, les peaux de l'éprouvette sont collées au montage afin de neutraliser tous les degrés de liberté.

## 3.4 Modification des conditions limites expérimentales

### 3.4.1 Mise en œuvre d'essais collés

Pour mettre en œuvre le collage des peaux des éprouvettes pour les essais de compression-cisaillement ( $\alpha = 67,5^\circ$  et  $\alpha = 45^\circ$ ) et de compression ( $\alpha = 0^\circ$ ), des plaques de collage sont interposées entre les peaux et les plans supérieur et inférieur du montage.

Les plaques sont équipées de trous de passage de vis et les plans du montage sont équipés de perçages taraudés afin de fixer les plaques au montage. Le protocole expérimental de mise en œuvre des essais collés, illustré par la figure 3.16, est donc le suivant :

**Étape 1 :** une fine couche de colle à prise rapide (Araldite 2012) est disposée sur les plaques de collage ;

**Étape 2 :** les plaques sont fixées par quatre vis sur leur plan respectif à l'intérieur du montage ;

**Étape 3 :** l'éprouvette est disposée sur la plaque de fixation inférieure de manière à ce que son centre  $G_s$  soit aligné avec l'axe de chargement. Ensuite, la partie mobile (plan supérieur) est mise en contact avec la peau supérieure de l'éprouvette ;

**Étape 4 :** après 600 s de séchage sous le poids de la partie mobile (entre 27 à 31 kg en fonction de la configuration), la colle est polymérisée et l'essai est lancé.

Cette procédure permet de résoudre simplement le problème d'hyperstatisme lié à cette configuration.

Une fois l'essai terminé, l'éprouvette est mécaniquement décollée des plaques, les plaques sont dévissées, nettoyées à l'acétone, ponçées avec du papier de verre et nettoyées une seconde fois à l'acétone pour ensuite être réutilisées.

En utilisant cette procédure de mise en œuvre, les configurations  $\alpha$  et  $\beta$  testées sans collage ont été reproduites à l'exception des essais de cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ . La configuration ( $\alpha = 45^\circ$ ,  $\beta = 0^\circ$ ) n'a cependant pas pu être réalisée pour des raisons d'approvisionnement de matière.

La mise en œuvre des essais collés étant très chronophage, seul un essai par configuration a pu être réalisé au cours de cette thèse. Le tableau 3.5 présente la matrice des essais collés réalisés dans ces travaux.



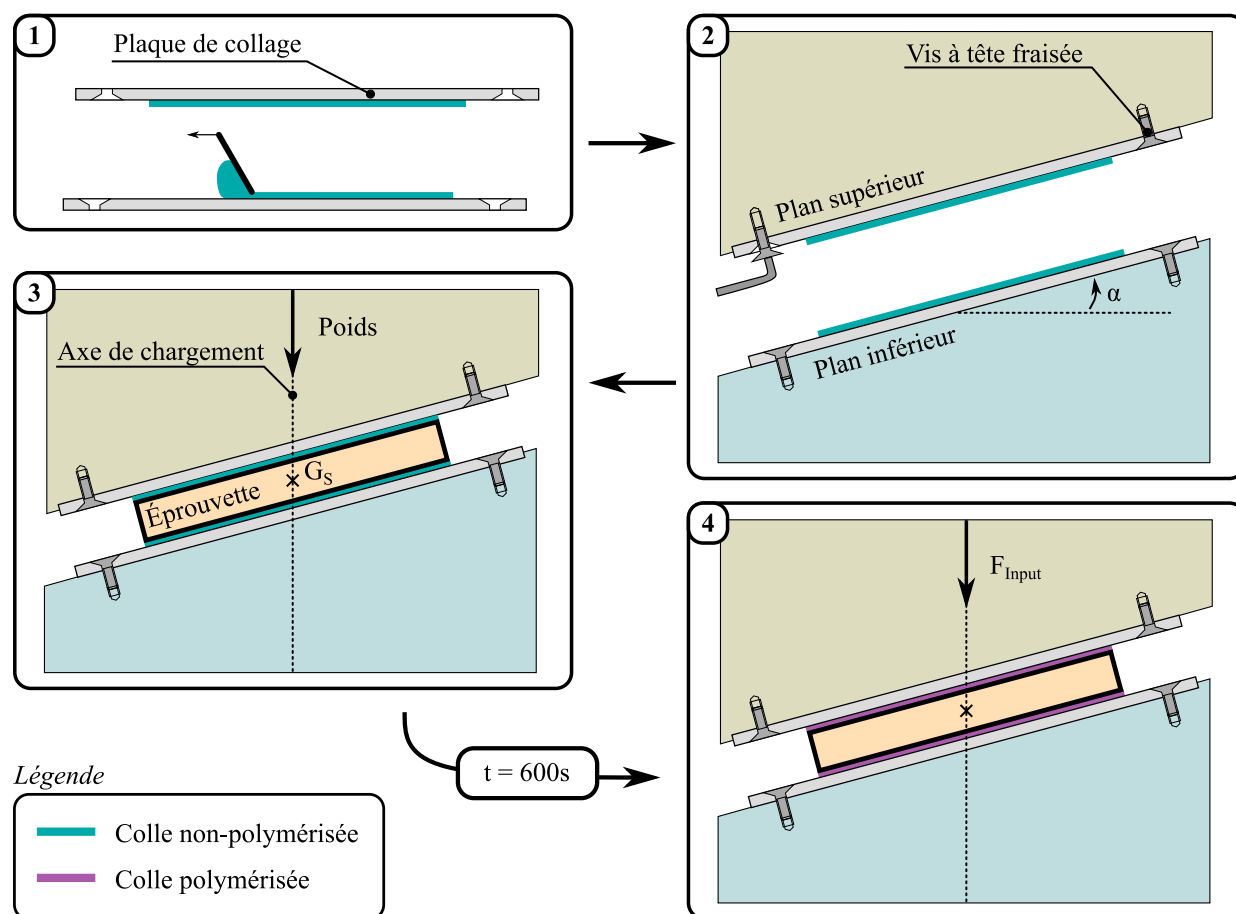


Figure 3.16 – Architecture du collage de l'éprouvette sur le montage développé.

$\alpha \backslash \beta$	0°	22,5°	45°	67,5°	90°
0°	1		1		
45°		1	1	1	1
67,5°	1	1	1	1	1
<b>Nombre total d'essais</b>					
11					

Tableau 3.5 – Matrice d'essais de la campagne expérimentale quasi-statique collée.

### 3.4.2 Influence sur la réponse mécanique

Les résultats des essais collés sont ici comparés avec les configurations non collées dite « libres ».

#### Compression

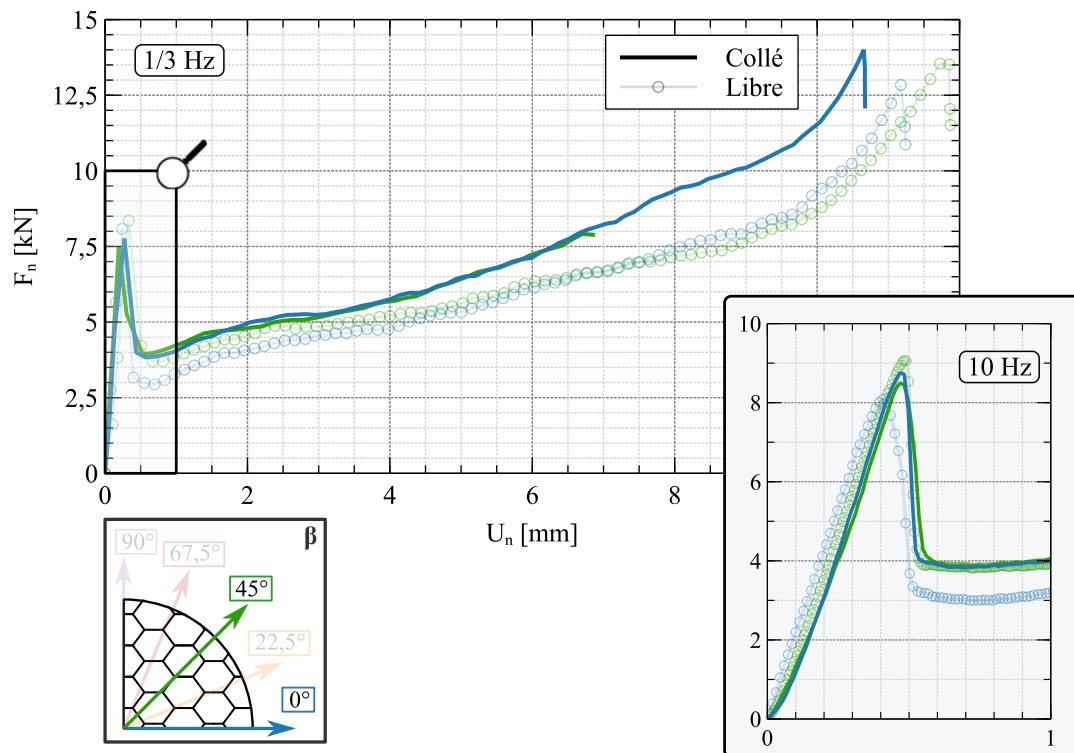
Les réponses mécaniques des essais libres et collés sous sollicitation de compression pure pour les configurations  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 45^\circ$  sont comparées dans la figure 3.17.

Les formes des courbes décrites par les configurations collées sont comparables à celles obtenues lors des essais libres à l'exception du niveau du plateau d'effort qui est plus élevé. Le comportement



linéaire défini par sa pente est similaire dans les deux configurations ce qui veut dire que la raideur identifiée du nid d'abeille testé ne dépend pas des conditions limites des peaux. Les niveaux de pic sont du même ordre de grandeur. Cependant, l'écart entre les efforts aux pics des configurations  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 45^\circ$  est de 3,9% pour les éprouvettes collées contre 11,4% pour les essais libres.

Ceci permet de conclure que le collage des peaux, qui neutralise le glissement des peaux dans la direction d'effondrement privilégiée (Fig. 3.6), a pour influence d'harmoniser le comportement en compression des différentes configurations  $\beta$ . Coller les peaux à leur plan respectif d'écrasement apparaît donc essentiel pour caractériser correctement le comportement mécanique du nid d'abeille en compression. Il est intéressant de noter que la norme ASTM C365 [ASTM C3652017], qui régit l'essai de compression des structures sandwichs, n'indique aucune recommandation ou contre-indication la nature des conditions limites des peaux.



**Figure 3.17** – Comportement mécanique du nid d'abeille Nomex® HRH-10-3.2-48 sous sollicitation de compression avec les peaux libres et collées.

### Compression-cisaillement

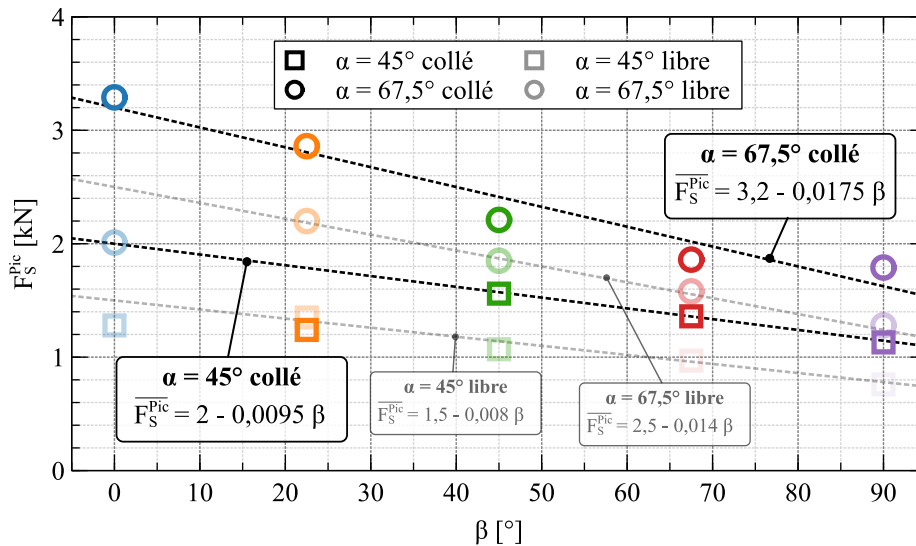
Les courbes complètes des essais de sollicitation combinée compression-cisaillement sont présentées dans l'annexe B. La partie post-pic étant similaire pour les essais collés et libres, dans cette partie la comparaison des deux configurations est basée sur l'analyse de la zone du pic d'effort présentée dans la figure 3.19.

Pour les composantes de compression, on observe que, de manière identique à l'essai uni-axial de compression, la raideur identifiée à partir des essais collés et libres est identique. Les niveaux des pics d'effort sont similaires pour  $\alpha = 45^\circ$  et plus faibles pour les configurations collées pour  $\alpha = 67,5^\circ$ . Pour les deux configurations  $\alpha$ , on remarque que l'éprouvette  $\beta = 22,5^\circ$  possède le niveau de pic d'effort le plus élevé.

Pour les composantes de cisaillement, les conclusions issues des essais avec peaux libres, à savoir l'augmentation de la raideur et de l'effort au pic avec l'augmentation de l'angle  $\beta$ , est toujours valable pour les essais avec peaux collées. Cependant, les raideurs ainsi que les pics d'effort mesurés sont plus importantes pour les configurations collées que pour les configurations libres. De plus, pour les essais collés, les raideurs mesurées sont comparables aux raideurs indiquées par le constructeur du nid d'abeille notées  $G_L$  et  $G_W$  dans la figure 3.19. Ceci représente une différence majeure avec les essais à peaux libres étant donné que les raideurs mesurées étaient 2 à 6 fois plus faibles que les raideurs indiquées par le constructeur. Le transfert et la répartition des charges entre composante de compression et composante de cisaillement apparaît donc fortement influencée par la nature collée ou non des conditions limites aux peaux du sandwich. Des écarts de plus de 80 % peuvent ainsi apparaître sur les grandeurs d'intérêt à identifier.

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 45^\circ$		$\alpha = 67,5^\circ$	
$\beta$	$F_N^{Pic}$ [kN]	$F_N^{Pic}$ [kN]	$F_S^{Pic}$ [kN]	$F_N^{Pic}$ [kN]	$F_S^{Pic}$ [kN]
$0^\circ$	8,85			5,05	3,29
$22^\circ$		8,34	1,24	5,72	2,86
$45^\circ$	8,50	6,83	1,56	5,13	2,21
$67^\circ$		6,81	1,36	4,78	1,86
$90^\circ$		7,51	1,13	5,02	1,79

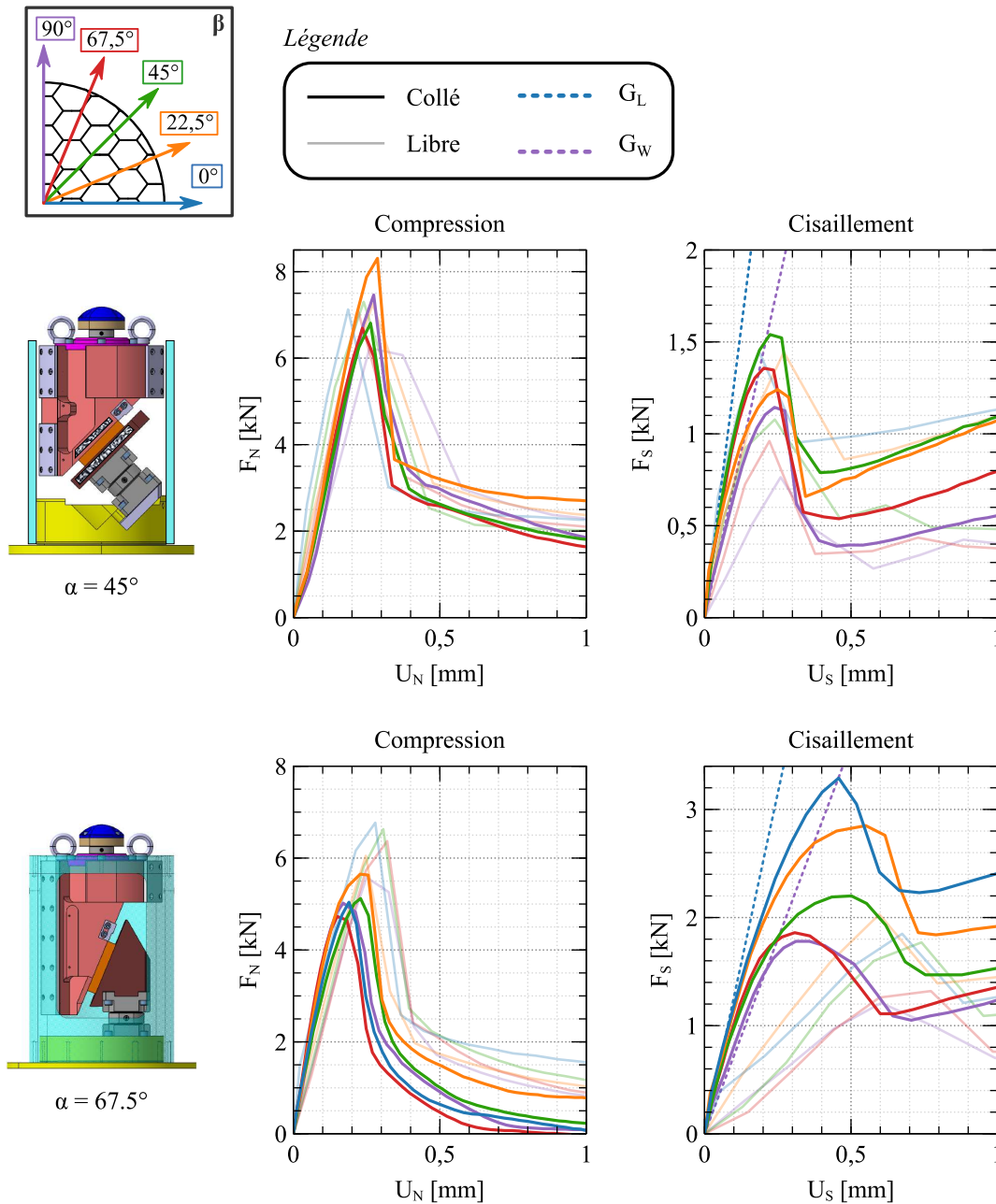
**Tableau 3.6** – Efforts au pic mesurés pour les essais collés des configurations  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67^\circ$ .



**Figure 3.18** – Évolution de l'effort de cisaillement au pic en fonction de l'angle  $\beta$  pour les configurations  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$  libres et collées.

Dans la figure 3.18, on constate que l'évolution de l'effort de cisaillement au pic en fonction de  $\beta$  est influencée par le collage des peaux. Une nouvelle loi de répartition peut donc être déduite mais l'évolution du comportement de  $F_S^{Pic}$  en fonction de  $\beta$  semble demeurer linéaire sous sollicitation

combinée de compression-cisaillement à  $\alpha = 67,5^\circ$  contrairement à une évolution bi-linéaire sous chargement uni-axial de cisaillement. Ceci doit être confirmé pour  $\alpha = 45^\circ$  étant donné que  $F_S^{Pic}$  pour  $\beta = 22,5^\circ$  ne répond pas à la loi de comportement linéaire et que la configuration ( $\alpha = 45^\circ$ ,  $\beta = 0^\circ$ ) n'a pas pu être testée faute de matière.



Enfin, on constate que plus l'angle  $\alpha$  est élevé plus les écarts constatés entre les essais collés et libres sont importants.

On peut donc conclure que le collage des peaux a pour effet d'augmenter la composante de cisaillement hors plan principale  $F_S$  dans les essais combinés compression-cisaillement. En effet,

le collage neutralise les effets structuraux propres à l'éprouvette, comme par exemple, flexion des peaux et le glissement dans la direction d'effondrement privilégié. L'augmentation de la contribution du cisaillement dans la réponse globale de la structure a donc pour effet de réduire légèrement le niveau d'effort de la composante de compression notamment sur la configuration  $\alpha = 67,5^\circ$ . Malgré la répartition compression-cisaillement modifiée par le collage des peaux, l'observation de la non-proportionnalité entre l'angle de sollicitation  $\alpha$  et le ratio compression-cisaillement mesuré est toujours valable. Pour finir, il est intéressant de constater que même si la composante de compression vient s'ajouter à celle de cisaillement lors des essais combinés compression-cisaillement, la raideur en cisaillement demeure identique à celle observée lors des essais uni-axiaux de cisaillement.

Des essais de répétabilité, complémentaires à la matrice des essais réalisés dans ces travaux (Tab. 3.5), doivent être menés afin de confirmer les observations effectuées.

### 3.4.3 Critère d'enveloppe élastique

De manière à pouvoir comparer les caractéristiques mécaniques du nid d'abeille d'étude à un matériau homogène équivalent, la notion de contrainte homogène équivalente est souvent utilisée dans la littérature. Les contraintes homogènes de compression ( $\sigma_N$ ) et de cisaillement ( $\tau_S$ ) équivalentes appliquées à l'éprouvette sont calculées en divisant la composante d'effort associé par la surface  $S$  de l'éprouvette (Eq. 3.5). Elles sont utilisées pour représenter les enveloppes élastiques développées dans de nombreux travaux de recherche [Mohr+2004a ; Tounsi2014 ; Zhang+2018].

$$\begin{cases} \sigma_N = \frac{F_N}{S} \\ \tau_S = \frac{F_S}{S} \end{cases} \quad \text{avec } S = 4500 \text{ mm}^2 \quad (3.5)$$

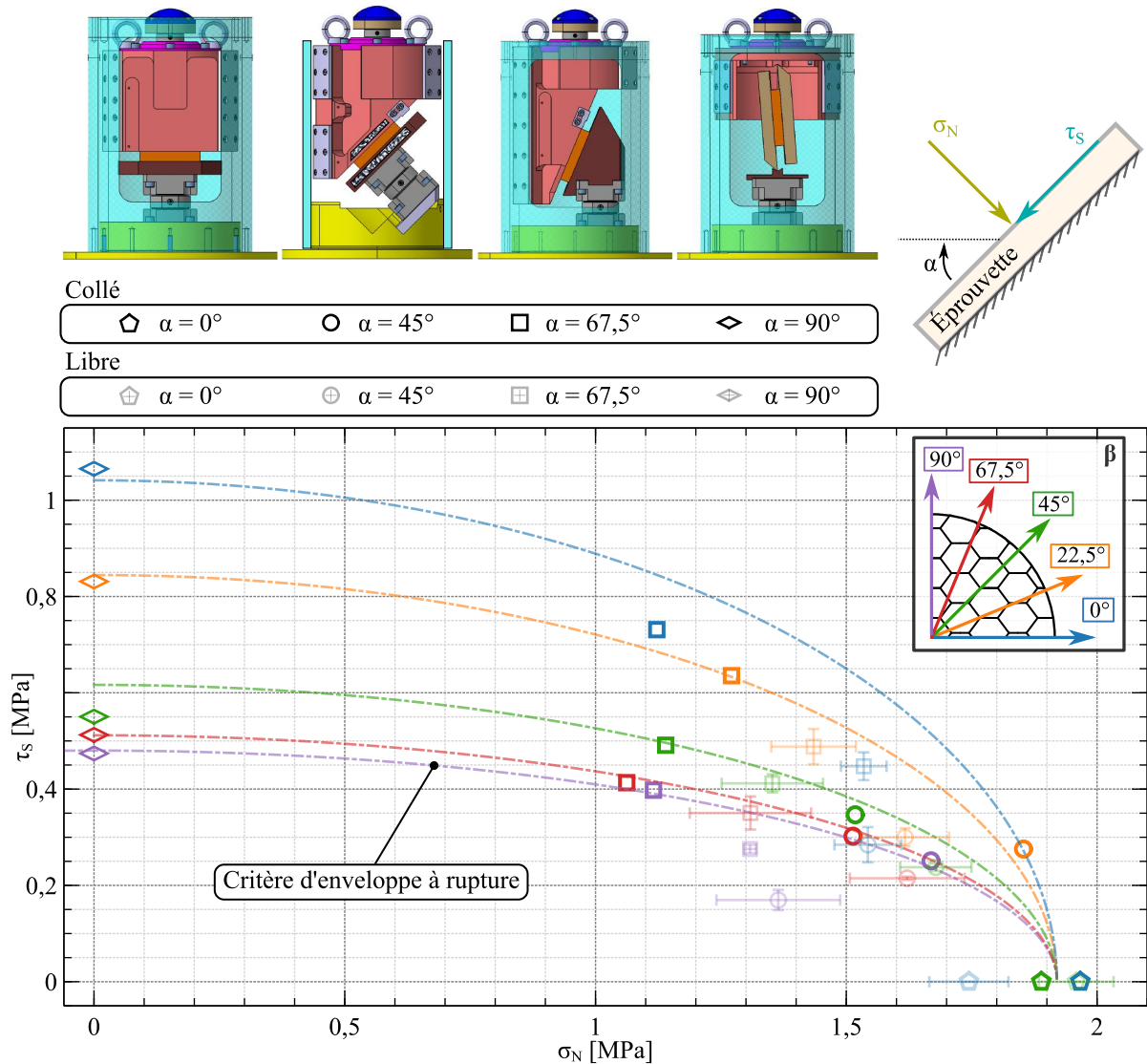
Les limites élastiques sont calculées dans le domaine des contraintes sur la base des efforts au pic relevés dans le tableau 3.6 pour les essais collés et les tableaux 3.4, 3.3 et 3.2 pour les essais à peaux libres. La figure 3.20 illustre la répartition des limites élastiques mesurées dans le plan  $(\sigma_N, \tau_S)$  pour les différentes configurations  $(\alpha, \beta)$  et conditions limites testées.

L'impact de la condition limite des peaux sur la limite élastique est ici, clairement visible. En effet, dans le cas des éprouvettes collées, la composante de compression est plus faible et celle de cisaillement plus élevée par rapport aux éprouvettes libres pour la configuration  $\alpha = 67,5^\circ$  quel que soit l'angle  $\beta$ . Bien que cette observation soit vraie pour certaines orientations  $\beta$  ( $67,5^\circ$  et  $45^\circ$ ) dans le cas de la configuration  $\alpha = 45^\circ$ , elle ne l'est pas pour les orientations  $\beta = 90^\circ$  et  $\beta = 22,5^\circ$ . Même si l'explication de cette divergence n'est pas établie, la répartition des contraintes au pic dans le plan  $(\sigma_N, \tau_S)$  mesurée lors des essais collés, présente plus de similarités avec les répartitions présentes dans la littérature par rapports aux essais à peaux libres.

$$\sigma_N^2 + (A \cos^2(\beta) + B \sin^2(\beta)) \tau_S^2 = \sigma_{Comp}^2 \quad \text{avec} \begin{cases} A = 3, 4 \\ B = 16 \\ \sigma_{Comp} = 1,92 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3.6)$$

Pour preuve, un critère d'enveloppe de rupture basé sur un critère d'enveloppe élastique de Hill (Eq. 1.6) appliqué au cas de chargement compression-cisaillement hors plan et prenant en compte l'orientation du cisaillement dans le plan  $(L, W)$  (§ 1.4.3) a pu être établi sur la base des essais collés. L'équation 3.6 décrit ce critère où  $A$  et  $B$  sont des constantes matériaux identifiées par méthode inverse et  $\sigma_{Comp}$  la contrainte au pic du matériau sous sollicitation uni-axiale de compression. Ce

critère, représenté par des traits discontinus à longueur variable dans la figure 3.20 décrit de manière conservative le comportement du matériau dans le plan  $(\sigma_N, \tau_S)$  pour la majorité des configurations  $(\alpha, \beta)$  testées dans ces travaux.



**Figure 3.20** – Évolution de la limite élastique des différentes configurations  $(\alpha, \beta)$  dans le plan  $(\sigma_N, \tau_S)$  pour les essais libres et collés.

### 3.5 Conclusion

Sur la base d'un montage expérimental spécifiquement développé pour la caractérisation d'une éprouvette de dimension  $50 \times 90 \times 15$  mm sous sollicitations uni-axiales et combinées compression-cisaillement, le matériau nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3,2-48 a été caractérisé sous chargement quasi-statique. Dans cette étude, l'influence sur le comportement mécanique du ratio compression-cisaillement défini par l'angle  $\alpha$  et de l'orientation de la composante de cisaillement dans le plan  $(L, W)$ , angle  $\beta$ , a été étudié.

Pour ce faire, cinq configurations d'éprouvettes ( $\beta = 0^\circ$ ,  $\beta = 22,5^\circ$ ,  $\beta = 45^\circ$ ,  $\beta = 67,5^\circ$  et  $\beta = 90^\circ$ ) soumises à : (1) deux chargements uni-axiaux (compression  $\alpha = 0^\circ$  et cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ ) et à (2) deux chargement combinés compression-cisaillement ( $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ ) ont été testées. L'utilisation de trois éprouvettes par configuration a permis de tester la répétabilité de l'essai et a démontré la robustesse des résultats obtenus.

Sous chargement de compression  $\alpha = 0^\circ$ , le matériau d'étude présente le comportement classique d'un matériau nid d'abeille à savoir une phase linéaire suivie par un pic puis une chute d'effort qui aboutit sur un plateau d'écoulement, suivie d'une phase de densification. En partant de l'hypothèse de l'indépendance du comportement en compression à l'angle  $\beta$  de l'éprouvette, seules deux configurations ont été testés  $\beta = 45^\circ$  et  $\beta = 0^\circ$ . Les résultats montrent que cette hypothèse doit être remise en cause. En effet, un écart au pic de 11,9% entre les valeurs moyennes au pic des deux configurations a été constaté et explique par la présence d'une direction d'effondrement privilégiée qui est plus ou moins accentuée selon l'angle  $\beta$  testé.

Pour la sollicitation uni-axiale en cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ , l'essai montre une évolution de l'effort linéaire jusqu'à un pic d'effort, suivie d'un régime de plateau où les peaux ne sont plus parallèles et où le comportement n'est plus propre au matériau d'âme testé. De ce fait, l'essai est analysé jusqu'au pic d'effort. Lors de cet essai, il est mis en évidence que le comportement mécanique dépend fortement de l'orientation  $\beta$  tant au niveau du pic d'effort que de la raideur identifiée. Deux familles de réponses mécaniques sont identifiées selon l'angle  $\beta$  utilisé : pour  $\beta < 45^\circ$  l'instabilité du comportement se traduit par une forte chute d'effort post-pic et  $\beta \geq 45^\circ$  la chute d'effort post-pic est modérée et les raideurs quasi-identiques.

Pour les essais combinés, il est mis en évidence que l'angle  $\beta$  de l'éprouvette a un faible impact sur les composantes de compression mais un impact non-négligeable sur les composantes de cisaillement. En effet, l'évolution du comportement mécanique en fonction de l'angle  $\beta$  est de même nature que celle constatée pour les essais uni-axiaux de cisaillement. Cependant, le phénomène de flexion des peaux induit par le cisaillement de l'éprouvette pollue la répartition compression-cisaillement observée lors de ces essais.

Afin de réduire l'impact des effets structuraux de l'éprouvette (direction d'effondrement privilégiée et flexion des peaux) sur le comportement identifié de l'âme nid d'abeille, les conditions limites des peaux de l'éprouvette ont été modifiées. Un collage des peaux à leur plan d'écrasement respectif a été appliqué. Les mêmes configurations d'essais en compression et compression-cisaillement ont été réalisées. Il apparait que la différence de comportement en compression sous collage est réduite à 3,9%. De plus, les raideurs en cisaillement identifiées sous sollicitations de compression-cisaillement sont identiques aux raideurs des essais de cisaillement. D'une manière générale, le collage des peaux a pour effet d'augmenter la contribution de la composante de cisaillement et de réduire la composante de compression dans le comportement global de l'éprouvette.

Pour finir, un critère d'enveloppe est proposé sur la base des essais collés et permet de décrire de manière conservative le comportement du nid d'abeille HRH-10-3,2-48 sous une sollicitation quasi-statique dans le plan  $(\sigma_N, \tau_S)$ .

À la lumière de ces résultats, on peut conclure que la neutralisation des translations des peaux de l'éprouvette sous sollicitation de compression et compression-cisaillement permet de neutraliser les effets parasites structuraux et est donc indispensable à l'analyse du comportement macroscopique équivalent du matériau d'âme constitutif de la structure sandwich à tester. Dans notre cas, la contrainte de fixité entre les peaux et les plans d'écrasements aurait mérité d'être prise en compte dès la phase de conception du moyen d'essai de manière à pouvoir l'implémenter de manière plus rapide et plus efficace.





# 4

## Essais de cisaillement dynamique

4.1	Introduction . . . . .	100
4.2	Développement d'un dispositif de cisaillement dynamique . . . . .	101
4.2.1	Principe et paramétrage . . . . .	101
4.2.2	Mise en œuvre expérimentale . . . . .	103
4.2.3	Validation expérimentale . . . . .	106
4.2.4	Variation de la vitesse de sollicitation par choc mou . . . . .	109
4.3	Résultats expérimentaux & analyse . . . . .	111
4.3.1	Essais réalisés . . . . .	111
4.3.2	Résultats et analyses . . . . .	111
4.4	Perspectives d'améliorations de l'essai de cisaillement dynamique . . . . .	113
4.4.1	Étude de la cinématique des couteaux . . . . .	113
4.4.2	Proposition d'une conception améliorée des couteaux . . . . .	117
4.5	Conclusion . . . . .	120

## 4.1 Introduction

L'objet de ce chapitre est d'étendre les développements proposés au chapitre 3 au cas des sollicitations dynamiques.

Il a été vu dans la littérature que plusieurs architectures associées à des moyens d'essais dynamiques variés ont été développées dans l'objectif d'induire des chargements combinés compression-cisaillement à haute vitesse de sollicitation au sein d'une structure sandwich. Cependant, pour comprendre l'influence de la vitesse de sollicitation sur la réponse mécanique combiné compression-cisaillement de structure sandwich, il est important d'étudier dans un premier temps, leur comportement sous une sollicitation uni-axiale dynamique. Dans ce contexte, les essais de cisaillement dynamique sur des structures sandwich ont rarement été étudiés dans la littérature contrairement aux essais de compression dynamiques, qui sont moins complexe à mettre en œuvre.

Dans ce chapitre, l'adaptation des essais de cisaillement quasi-statiques à un chargement dynamique est détaillée. Elle constitue une première étape de qualification du dispositif expérimental développé aux cas des chargements rapides.

Dans un premier temps, le montage de cisaillement dynamique développé est décrit, testé et validé. Dans un second temps, une campagne expérimentale de cisaillement dynamique est menée sur l'âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> d'intérêt dans un contexte de structure sandwich. L'impact de la vitesse de sollicitation sur son comportement mécanique en cisaillement est analysé pour chacune des cinq orientations  $\beta$  testées lors des essais quasi-statiques.

Pour finir, des perspectives d'amélioration des essais de cisaillement dynamiques sont présentées.

## 4.2 Développement d'un dispositif de cisaillement dynamique

### 4.2.1 Principe et paramétrage

L'application d'un chargement dynamique au moyen d'essais développé dans le chapitre 3, est réalisé à l'aide d'une tour de chute disponible *in-situ* illustré dans la figure 4.3a. Cette dernière dispose d'une capacité de masse embarquée maximale de 320 kg pouvant être lâché d'une hauteur maximale de 4 m. La vitesse maximale d'impact peut donc atteindre les 8,8 m/s.

Le dispositif de cisaillement d'un matériau d'âme à partir d'un chargement en compression développé dans la partie 2.4 est disposé sous la masse tombante de la tour de chute.

La figure 4.1 propose un paramétrage de l'essai et présente une illustration de l'évolution temporelle des vitesses des différentes parties mobiles. En position initiale à  $t_0$ , la masse tombante, de masse  $m_{MT}$ , est élevée à une hauteur  $h$  du montage de cisaillement. Elle possède donc une énergie potentielle de pesanteur  $E_{pMT} = m_{MT}gh$ . Lorsque la masse est lâchée, sa vitesse  $V_{MT}$  augmente linéairement sous l'effet de l'intensité de pesanteur  $\underline{g}$  et son énergie potentielle se transforme en énergie cinétique.

La vitesse maximale de la masse tombante  $V_{MTmax}$  est atteinte lors de l'impact entre le plan inférieur de la masse tombante et la sphère supérieure du plateau mobile du montage de cisaillement. Elle est obtenue partir de l'équation 4.1.

$$V_{MTmax} = \sqrt{2gh} \quad (4.1)$$

Lors du contact, une partie de l'énergie cinétique de la masse tombante est transmise au plateau mobile, de masse  $m_{PM} < m_{MT}$ , qui voit donc sa vitesse  $V_{PM}$  augmenter. De ce fait la vitesse du couteau supérieur  $V_{CS}$ , en contact avec le plateau mobile, augmente ( $V_{CS} \approx V_{PM}$ ), ce qui engendre un chargement de cisaillement au sein de l'éprouvette. L'évolution de  $V_{PM}$  et de  $V_{CS}$  dépend du comportement mécanique de l'éprouvette et est donc complexe à prédire.

Cependant, en se basant sur l'hypothèse de rigidité nulle de l'éprouvette, on peut déterminer la vitesse maximale théorique du plateau mobile  $V_{PMmaxTH}$ . Issue de la théorie du choc élastique, l'équation 4.2 permet de calculer  $V_{PMmaxTH}$  à partir des paramètres d'essai de la tour de chute, à savoir  $m_{MT}$  et  $h$ , en négligeant l'effet de l'intensité de pesanteur sur le plateau mobile. Cette valeur encadre donc la plage de vitesse de sollicitation de l'éprouvette en fonction des paramètres d'essai, tel que  $0 < V_{CS}(t) < V_{PMmaxTH}$ .

De par l'architecture de cet essai, la vitesse de sollicitation en cisaillement de l'éprouvette n'est pas constante au cours de l'essai.

$$V_{PMmaxTH} = \sqrt{\frac{m_{MT}}{m_{PM}} \left[ 2gh \left( 1 - \left( \frac{2m_{MT}}{m_{MT} + m_{PM}} - 1 \right)^2 \right) \right]} \quad (4.2)$$

La figure 4.2 décrit l'évolution de la vitesse  $V_{PMmaxTH}$  en fonction des paramètres  $m_{MT}$  et  $h$  possibles. Sur cette base, les paramètres expérimentaux  $m_{MT}$  et  $h$  peuvent être déterminés en fonction de la vitesse du plateau mobile  $V_{PMmaxTH}$  visée.

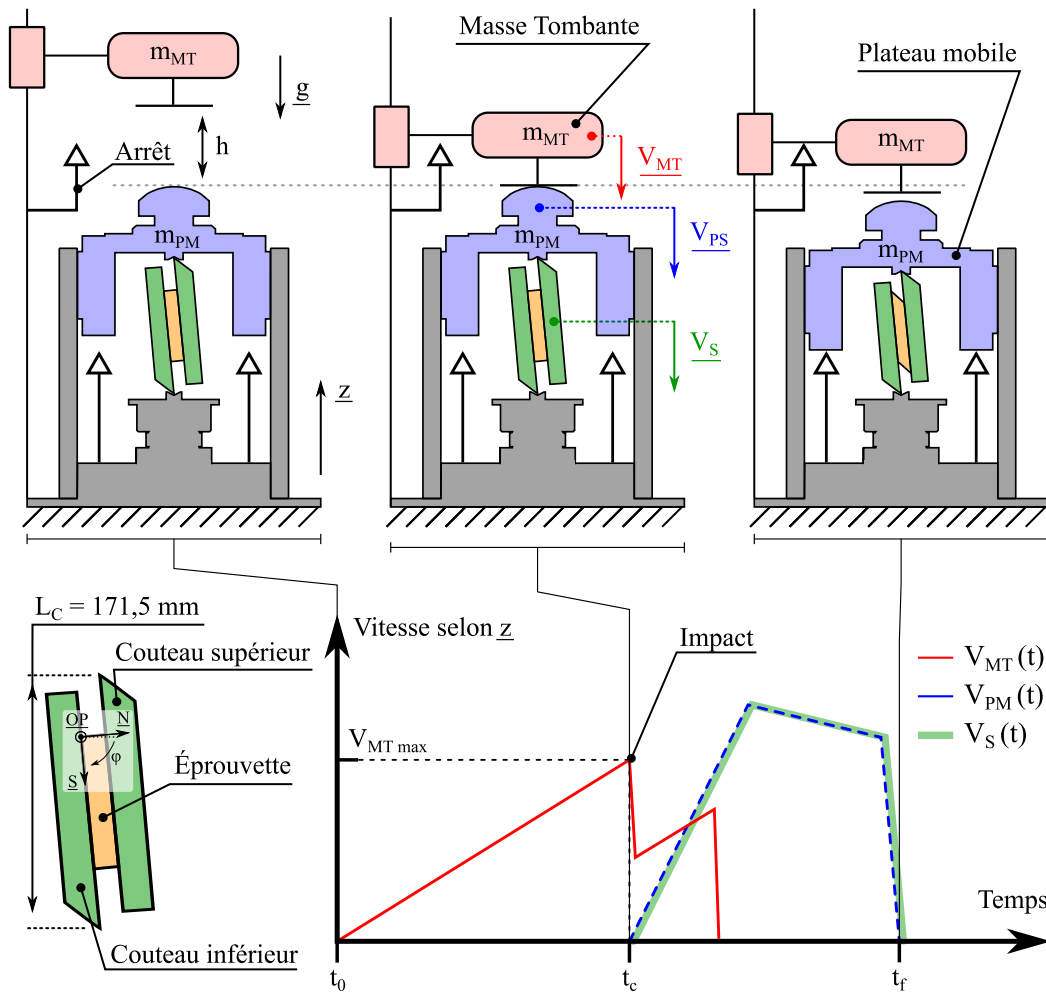
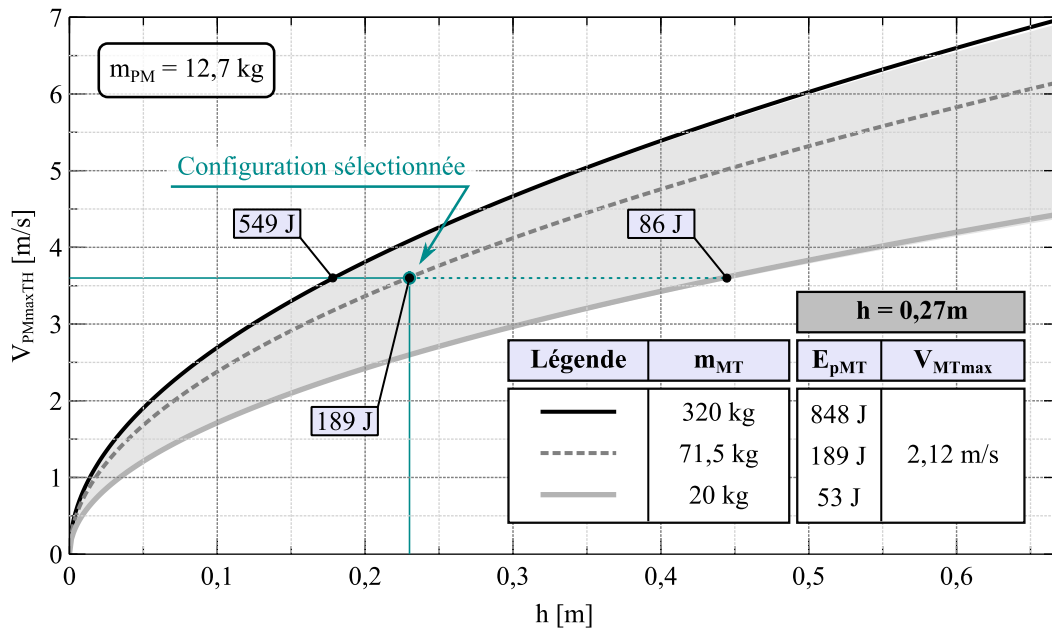


Figure 4.1 – Schéma de principe et paramètres associés au dispositif de cisaillement dynamique.

Dans le cas de la présente application, la vitesse de sollicitation de l'éprouvette désirée est de 2 m/s. En estimant l'énergie absorbée par l'éprouvette ainsi que les pertes d'énergies potentiels elles liées aux frottements, la vitesse maximum théorique  $V_{PMmaxTH}$  choisie est de 3,6 m/s.

Pour obtenir la vitesse visée  $V_{PMmaxTH} = 3,6$  m/s, plusieurs configurations de masse  $m_{MT}$  et hauteur  $h$  sont possibles. Plus l'énergie cinétique de la masse tombante est grande, plus son énergie résiduelle post-impact est élevée à matériau d'impact constant. Dans l'objectif de protéger le montage de cisaillement dynamique développé situé sous la masse tombante, il est important de pouvoir absorber l'énergie résiduelle de la masse en toute sécurité après son impact avec le montage. Il faut donc que la masse ait assez d'énergie potentielle pour mettre en mouvement le plateau mobile du montage sans que son l'énergie cinétique résiduelle ne soit trop élevée. Face à ces différentes contraintes, la configuration d'essai sélectionnée ( $m_{MT} = 71,5$  kg,  $h = 0,23$  m), correspondant à une vitesse d'impact de la masse tombante de 2,12 m/s pour une énergie d'impact de 189 J, semble être un bon compromis.

De manière à protéger le montage et les instrumentations associées, une attention particulière est portée à l'arrêt des masses en mouvement. L'énergie cinétique résiduelle de la masse tombante post-impact est absorbée par un arrêt externe au montage de cisaillement (Fig. 4.1). Le déplacement



**Figure 4.2** – Évolution de  $V_{PMmaxTH}$  en fonction des paramètres  $m_{MT}$  et  $h$  avec  $m_{PM} = 12,7$  kg.

du plateau mobile est quant à lui limité par des arrêts internes au montage pour éviter toute détérioration du matériel interne.

#### 4.2.2 Mise en œuvre expérimentale

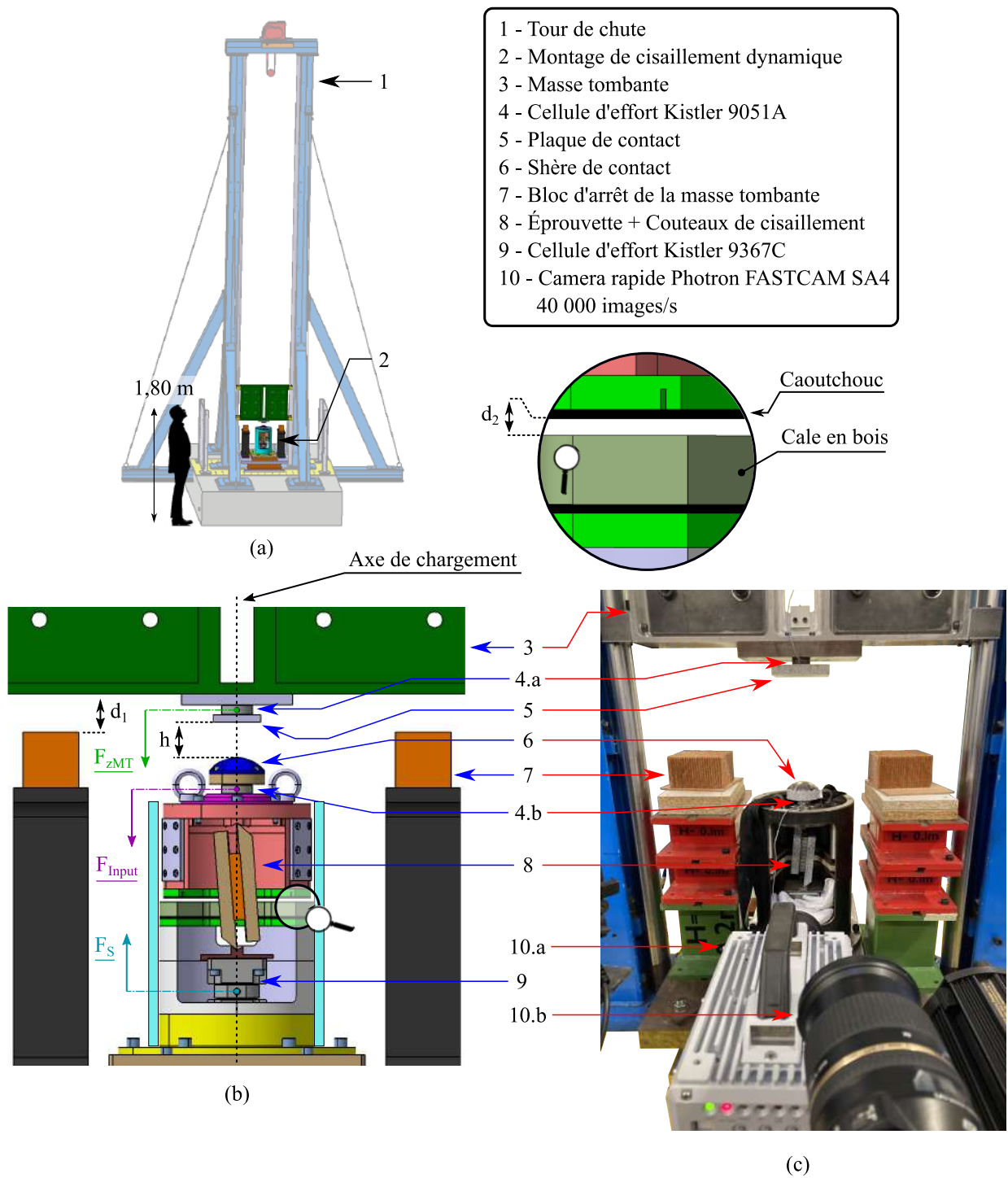
La mise en œuvre du montage de cisaillement au sein de la tour de chute est présentée dans la figure 4.3.

La tour de chute est constituée d'un châssis métallique fixe et d'une masse tombante guidée par le châssis.

Le montage de cisaillement, est lui, composé de trois assemblages : une partie fixe tubulaire, une partie mobile munie de téflons d'interfaces et de l'éprouvette d'intérêt collée sur des couteaux de cisaillement. L'ensemble est fixé par des vis sous la masse tombante de manière à ce que l'axe de chargement soit concentrique avec le tube de guidage. De cette manière, l'axe de chargement passe par : les pointes des deux couteaux, le centre de l'éprouvette et le centre de la cellule d'effort localisée sous l'éprouvette.

Lorsque la masse mobile située à une hauteur  $h$  est lâchée, une phase d'accélération précède le contact entre la plaque de contact de la masse mobile et la sphère de contact du montage de cisaillement. Ce contact, de nature ponctuel, assure le chargement purement vertical du montage de cisaillement et ce, même si un léger défaut de positionnement du montage est présent.

Une fois la partie mobile du montage mise en vitesse, l'énergie cinétique résiduelle est absorbée par deux blocs d'arrêt en nid d'abeille, situés de part et d'autre du montage, et positionnés sur des chandelles dont la hauteur est ajustée de telle manière à ce que  $h - d_1 = 1$  mm. Pour arrêter la partie mobile du montage, une structure fixe est ajoutée au montage de cisaillement ainsi qu'une cale en bois ajustée de manière à ce que  $d_2 = 5$  mm. De cette manière, l'influence de la vitesse de sollicitation sur le pic d'effort relevé lors des essais de cisaillement quasi-statique localisé à un déplacement  $U_S$  inférieur à 1 mm, peut être étudiée.



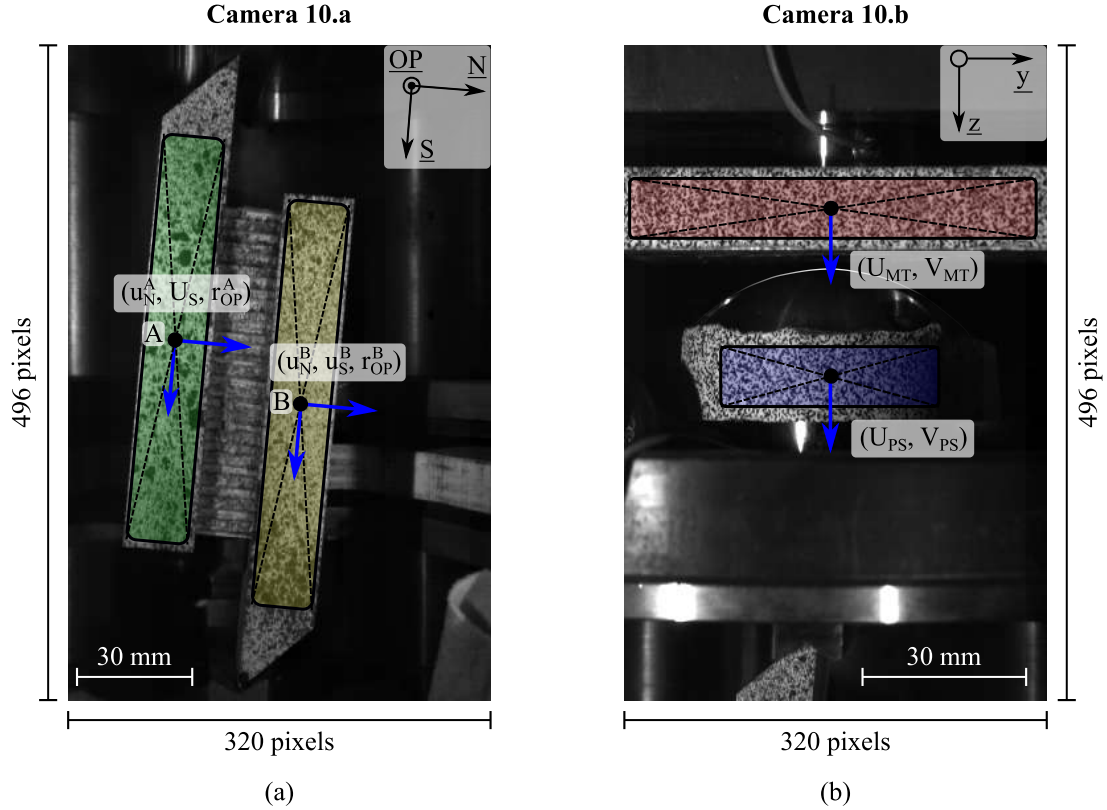
**Figure 4.3** – Montage de Cisaillement Dynamique. (a) Intégration du montage sous la tour de chute. (b) Schéma et (c) photographie du montage.

Concernant l'instrumentation, le dispositif dispose de :

1. deux cellules d'effort Kistler 9051A de 140 kN dont une est fixée entre la plaque d'impact et la masse tombante (notée 4.a dans la figure 4.3) et une autre est fixée sous la sphère d'impact du montage de cisaillement (notée 4.b dans la figure 4.3) ;



2. une cellule d'effort Kistler 9367C de 60 kN placée sous le couteau inférieur dans le montage de cisaillement (notée 9 dans Fig. 4.3) ;
3. deux caméras rapides Photron® FASTCAM SA4 (notées 10.a et 10.b dans Fig. 4.3).



**Figure 4.4** – Images issues des caméras rapides notées 10.a et 10.b sur la figure 4.3 ; (a) éprouvette avec ses couteaux ; (b) masse tombante, sphère de contact et plateau mobile.

La cellule d'effort localisée sous la sphère de contact du plateau mobile permet de mesurer l'effort d'entrée du montage de cisaillement  $F_{Input}$ . La cellule de la masse tombante mesure l'effort  $F_{zMT}$  qui permet, par comparaison avec  $F_{Input}$ , l'analyse de la qualité du contact entre la masse tombante et la partie mobile du montage.

À l'opposé du système, la cellule d'effort placée sous le couteau de cisaillement inférieur mesure directement l'effort de cisaillement  $F_S$  appliqué à l'éprouvette (cf. paragraphe 2.4).

Les vitesses d'intérêt  $V_{MT}$ ,  $V_{PS}$  et  $V_S$  sont obtenues respectivement par dérivée temporelle des déplacements  $U_{MT}$ ,  $U_{PS}$  et  $U_S$  extraits par méthode de corrélation d'images numériques issues de l'acquisition des deux caméras rapides. Les images, de dimensions  $320 \times 496$  px, ainsi que les zones utilisées pour la mesure des déplacements, sont présentées dans la figure 4.4. La partie inférieure du montage étant fixe, le déplacement  $u_S^B$  du couteau inférieur est nul. Par conséquent, le déplacement en cisaillement  $U_S$  appliqué à l'éprouvette est directement issu du déplacement du couteau supérieur.

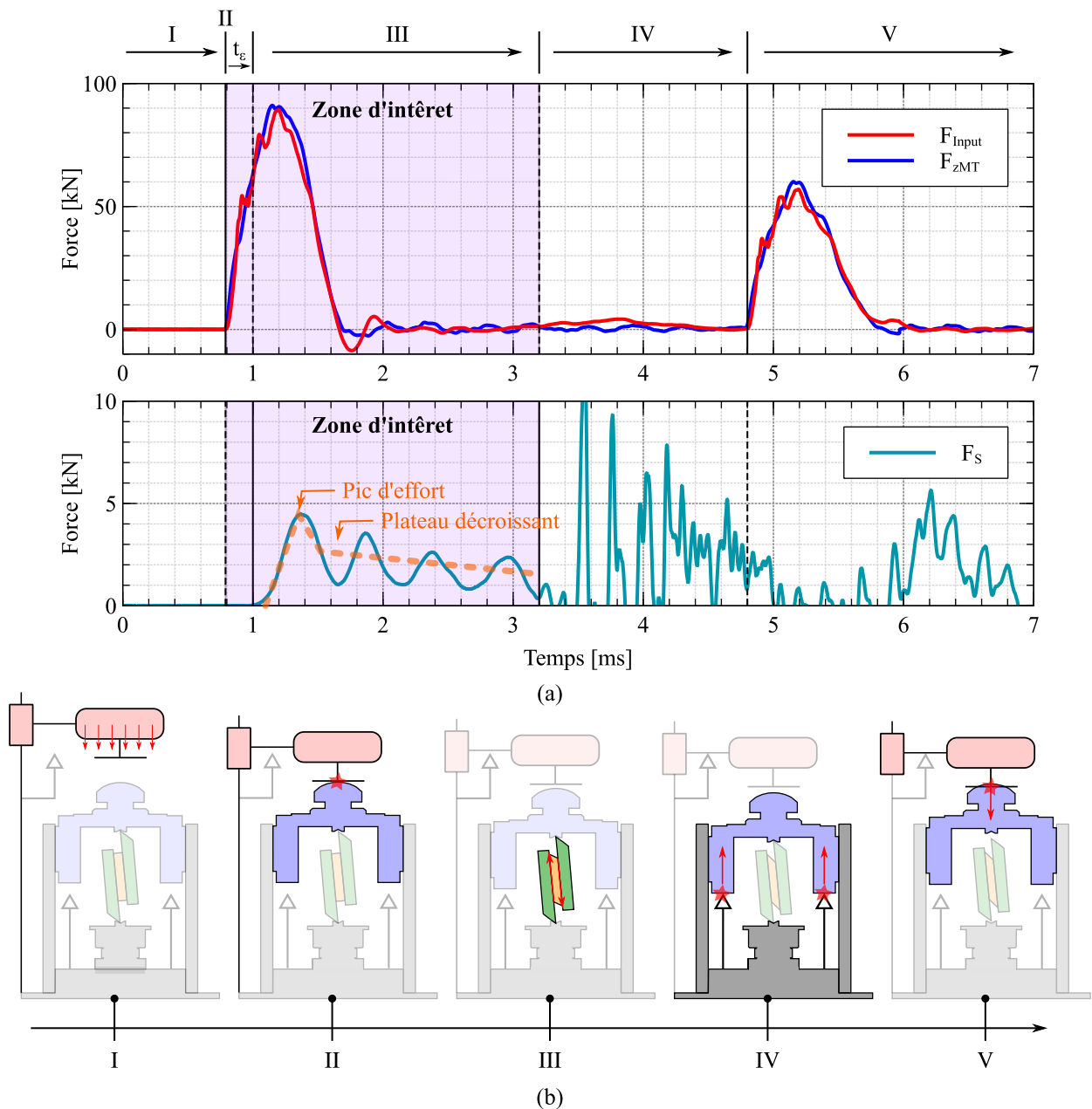
De manière identique aux essais quasi-statiques, l'indicateur  $R_{OP}$ , obtenu par soustraction des rotations des couteaux supérieur  $r_{OP}^A$  et inférieur  $r_{OP}^B$ , est toujours utilisé comme indicateur de parallélisme des peaux de l'éprouvette (cf. paragraphe 2.3.2).

### 4.2.3 Validation expérimentale

De manière à démontrer la capacité du dispositif à engendrer une sollicitation de cisaillement dynamique exploitable au sein d'une éprouvette, les grandeurs mesurées d'un essai mené sur une configuration  $\beta = 90^\circ$  sont ici présentées.

#### Analyse des signaux d'efforts

L'analyse des efforts mesurés  $F_{Input}$ ,  $F_{zMT}$  et  $F_S$  permet de comprendre le déroulement d'un essai de cisaillement dynamique.



**Figure 4.5** – (a) Réponses temporelles typiques des efforts mesurés lors de l'essai de cisaillement dynamique. (b) Illustration de la phénoménologie associée.

La figure 4.5a présente une réponse temporelle typique des différentes forces d'intérêt avec une fréquence d'échantillonnage de 1 MHz. Les étapes du déroulement d'un essai, illustrées dans la figure 4.5, sont au nombre de cinq :

- I La masse tombante, guidée par le châssis de la tour de chute, est en chute libre jusqu'à atteindre sa vitesse maximale  $V_{MTmax}$ .
- II La plaque de contact impacte la sphère de contact du montage de cisaillement. À partir de cet impact, le signal d'effort mesuré par les deux cellules d'effort 4.a et 4.b de la figure 2.3.2 augmente linéairement jusqu'à atteindre un pic à 90 kN (75% de la pleine échelle du capteur) en 0,4 ms.
- III L'impact a pour effet de charger l'éprouvette en cisaillement ce qui se traduit par une montée linéaire de l'effort, suivie d'un pic et d'un plateau décroissant combiné à un phénomène oscillatoire. Cette évolution temporelle de l'effort est comparable à celle observée sur les essais de cisaillement quasi-statiques. Il est intéressant de mettre en lumière le décalage temporel  $t_\epsilon$  observé entre l'instant d'impact et le début de l'effort  $F_S$ . Cet écart temporel de  $t_\epsilon = 0,21$  ms, représente le temps de propagation de l'onde de chargement entre la cellule supérieure du montage et la cellule inférieure. La distance à parcourir étant de 227 mm, la vitesse homogénéisée de propagation de l'onde est de 1300 m/s. Si l'on compare cette valeur avec la vitesse de propagation d'onde longitudinale dans l'acier ( $\approx 5800$  m/s), qui constitue les pièces de l'assemblage, on peut conclure que la présence de l'éprouvette en nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> a pour effet de diminuer la vitesse de propagation moyenne de l'onde de chargement au sein de l'assemblage. Cette étape de chargement de l'éprouvette d'une durée de 2,4 ms sera celle étudiée dans ces travaux.
- IV Le plateau mobile rentre en contact avec l'arrêt interne au montage ce qui crée des vibrations et donc des perturbations hautes fréquences sur le signal d'effort mesuré par la cellule inférieure. Cependant, ces perturbations n'engendrent pas d'effet indésirable sur la zone d'intérêt. Le contact avec l'arrêt interne crée le rebond du plateau mobile du montage.
- V Après un potentiel second contact avec la masse mobile due au rebond, les parties mobiles s'immobilisent sur leurs arrêts respectifs. La masse peut-être remontée et l'éprouvette changée pour renouveler l'essai.

L'analyse des efforts montre l'unicité du contact lors de l'impact entre la masse tombante et le plateau mobile. Ceci illustre le phénomène de « carreau » entre les deux pièces, validé par l'observation des images issues des cameras rapides, qui assure un chargement continu de l'éprouvette dans la zone temporelle d'intérêt.

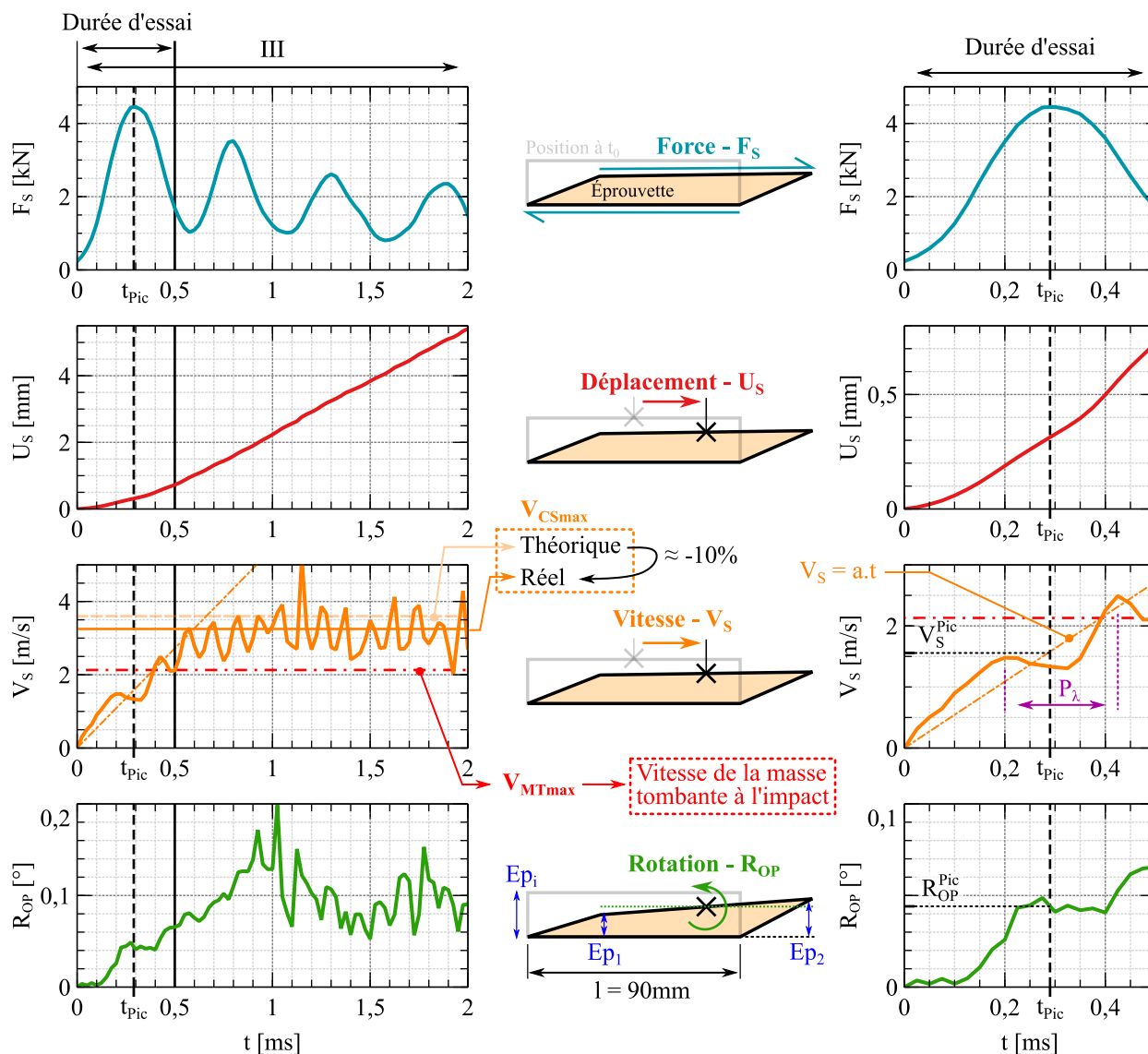
### Analyse du chargement de l'éprouvette

Les déplacements, vitesses et rotations, issues de la méthode de corrélation d'images numériques, sont analysés dans la zone temporelle notée III (d'une durée d'environ 2 ms) qui est la zone de sollicitation de l'éprouvette.

La figure 4.6 montre l'évolution temporelle synchronisée des quatre grandeurs d'intérêt permettant de remonter au comportement mécanique de l'éprouvette sous sollicitation de cisaillement, à savoir : l'effort de cisaillement  $F_S$ , le déplacement relatif en cisaillement de la peau supérieure par rapport à la peau inférieure  $U_S$ , la vitesse de déplacement associée  $V_S$  et l'indicateur d'homogénéité de chargement  $R_{OP}$ . Dans cette figure, un essai représentatif est extrait et analysé.

Il a été vu lors des essais quasi-statiques que le comportement post-pic de l'éprouvette sandwich nid d'abeille relève du comportement intrinsèque à l'assemblage éprouvette-couteaux. De ce fait, la

durée d'essai traduisant le comportement mécanique du matériau d'âme est comprise entre  $t_0$  et  $t = 0,5$  ms de manière à encadrer le pic d'effort temporellement située à  $t_{Pic}$ . Un zoom temporel est donc effectué sur cette zone afin de pouvoir mieux analyser l'évolution du comportement de l'âme. L'ensemble des essais réalisés est présenté de  $t_0$  à  $t = 0,5$  ms dans l'annexe C et montre la bonne répétabilité de l'essai réalisé quelle que soit la configuration  $\beta$ . De plus, on constate que les mesures de déplacement  $U_S$  et de vitesse  $V_S$  sont identiques, à l'incertitude de mesure près, pour toutes les configurations  $\beta$ . On peut donc dire que la vitesse de chargement des éprouvettes ne dépend pas de la configuration  $\beta$ , ce qui rend pertinent la comparaison du comportement mécanique entre les différentes configurations puisqu'elle s'effectue à vitesse de sollicitation homogénéisée identique.



**Figure 4.6** – Évolution temporelle type des grandeurs physiques, propres à l'éprouvette, extraites d'un essai de cisaillement dynamique représentatif.

Lorsque l'on regarde l'évolution de  $U_S$ , on remarque un régime non-linéaire pour  $t < 0,8$  ms suivi d'un régime linéaire pour  $t > 0,8$  ms. Ceci se traduit par une phase transitoire de la vitesse  $V_S$  suivie d'une évolution constante autour de la valeur  $V_{CSmax}$ . On remarque que sa valeur réelle  $V_{CSmax}$  (mesurée expérimentalement) est de 10% inférieure à sa valeur théorique calculée sur la

base de la théorie du choc élastique (Eq. 4.2), où, pour rappel,  $V_{CS} = V_{PM}$ . La vitesse à l'impact de la masse tombante  $V_{MTmax}$ , représentée en traits discontinus rouges sur la figure 4.6, étant rigoureusement identique à la vitesse maximum théorique calculée à partir de l'équation 4.1, on peut conclure que la différence de 10% observée résulte de la combinaison entre les approximations faites par les hypothèses de rigidité nulle de l'éprouvette et de non prise en compte du frottement entre le plateau mobile et le tube de guidage. On peut donc en déduire que la théorie du choc élastique permet de fournir une première estimation satisfaisante de la vitesse  $V_S$  maximale atteinte pour un couple  $(m_{MT}, h)$  considéré. Cependant, il est important de relever que durant l'intervalle temporel encadrant le pic d'essai, la vitesse  $V_S$  est en régime transitoire. De ce fait, la vitesse maximale atteinte pendant l'intervalle temporel correspondant à la durée d'essai, est inférieure à la vitesse maximale  $V_{CSmax}$  du régime stabilisé. Autrement dit, la caractérisation du comportement mécanique en cisaillement dynamique du nid d'abeille, est ici réalisé à vitesse de sollicitation variable.

Concernant l'indicateur d'homogénéité de chargement  $R_{OP}$ , son évolution est comparable à  $V_S$ , à savoir une augmentation moyenne linéaire pour  $t < 0,8$  ms suivie d'un régime de plateau moyen. Avant la phase d'augmentation, pour  $0 < t < 0,1$  ms, l'indicateur  $R_{OP}$  est nul. Contrairement aux essais quasi-statiques,  $R_{OP}$  commence à augmenter avant que le pic d'effort ne soit atteint mais reste inférieur à  $0,1^\circ$ , soit un différentiel d'écrasement  $\Delta_{\%Ep}$  inférieur à 1% (Eq. 4.3), pendant la durée d'essai. Ceci montre que, malgré ce défaut, les conditions de chargement de l'éprouvette sont satisfaisantes.

$$\Delta_{\%Ep} = \frac{Ep_2 - Ep_1}{Ep_i} = \frac{l \sin(R_{OP})}{Ep_i} \quad (4.3)$$

Sur la composante de vitesse  $V_S$ , obtenue à partir de la dérivée temporelle de  $U_S$ , un phénomène d'oscillation du signal est constaté. La période  $P_\lambda$  de l'oscillation semble évolutive et se stabilise lorsque  $V_{CSmax}$  est atteint. Dans la phase proche du pic d'effort on observe que  $P_\lambda = 0,22$  ms ce qui est proche du temps nécessaire à l'onde de chargement pour parcourir la distance  $2L_C$  (Fig. 4.1) à la vitesse de 1300 m/s précédemment calculée. Les caractéristiques mécaniques de l'éprouvette étant fortement modifiées après  $t_{Pic}$ , la vitesse de propagation de l'onde est impactée ce qui explique la modification de la période d'oscillation du signal post-pic. L'amplitude de cette perturbation étant variable en fonction des essais, une évolution linéaire moyenne de la vitesse  $V_S$  est calculée. C'est sur cette droite qu'est relevée la vitesse de chargement au pic  $V_S^{Pic}$ . Ceci permet de comparer les différentes configurations  $\beta$  en réduisant la pollution induite par l'oscillation. Bien que moins identifiable sur l'indicateur de chargement  $R_{OP}$ , cette oscillation est tout de même visible.

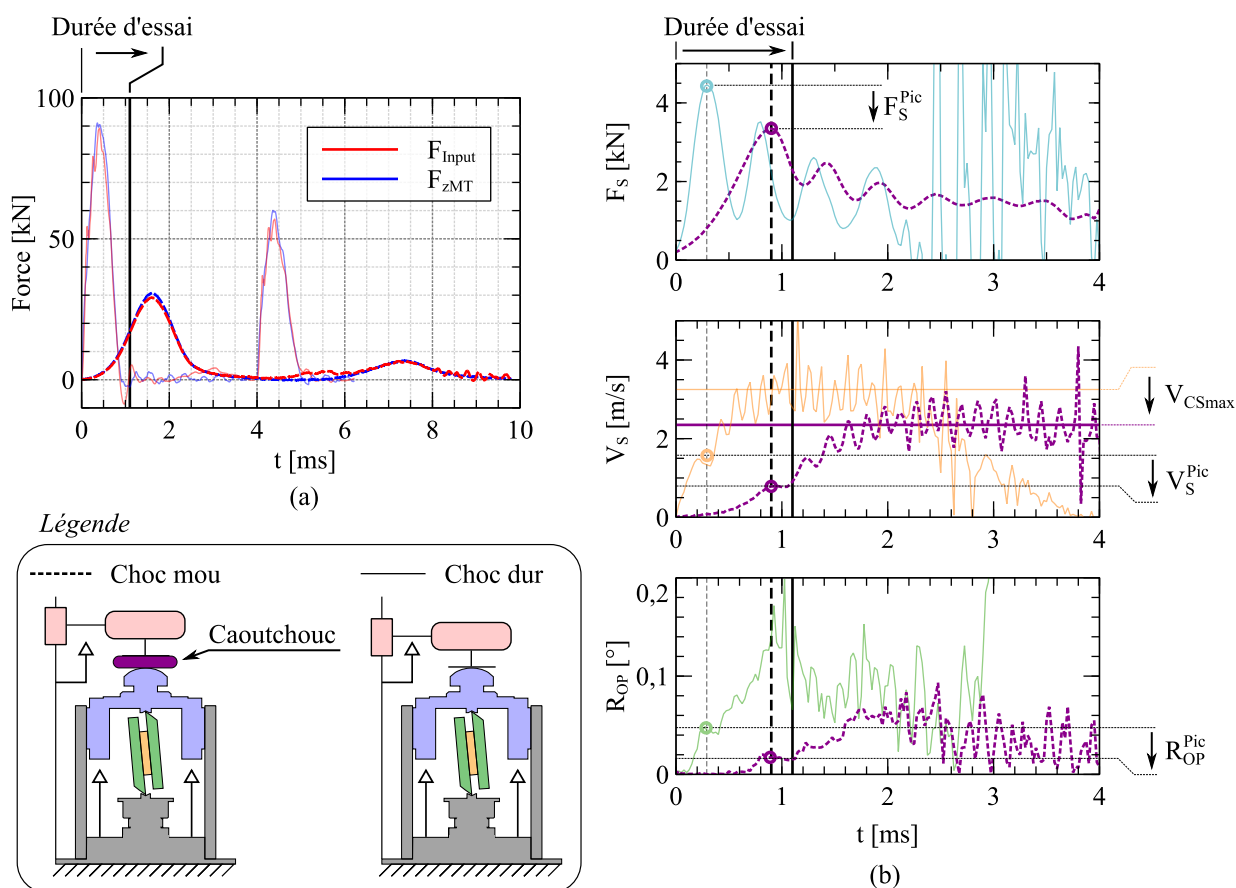
Pour cette configuration d'essai, la vitesse de déformation macroscopique moyenne vue par l'âme nid d'abeille est d'environ  $100 \text{ s}^{-1}$ . Cette vitesse est comprise dans la gamme de vitesse de déformation observée sur des matériaux d'âmes de structures sandwichs lors de l'impact de débris métalliques sur des pâles d'hélicoptères en situation de vol [Aubry2013].

#### 4.2.4 Variation de la vitesse de sollicitation par choc mou

Lors d'essais dynamiques, la nécessité de pouvoir faire varier la vitesse de sollicitation de l'éprouvette est un atout dans la compréhension des phénomènes physiques associés. Comme expliqué dans la partie 4.2.1, dans le cadre du montage étudié, la masse du poids tombant  $m_{MT}$  et la hauteur de chute  $h$ , sont les deux paramètres pouvant faire varier la vitesse de sollicitation de l'éprouvette en cisaillement.

Une autre stratégie peut-être mise en œuvre afin de modifier la vitesse de sollicitation. Elle consiste à interposer un matériau dit « souple » entre les éléments d'impact du chariot mobile et du montage de cisaillement. L'assouplissement du matériau d'interface diminue la quantité d'énergie cinétique transférée entre les deux entités ce qui tend à réduire la vitesse finale de la partie mobile du montage. Le transfert énergétique dans le cadre d'un choc dit « mou » étant complexe à prédire analytiquement, la capacité de cette méthode à diminuer la vitesse de chargement de l'éprouvette est étudiée expérimentalement. On peut ainsi analyser son influence sur le chargement de l'éprouvette au cours de l'essai.

De manière à mettre en œuvre un essai de choc mou, une interface en caoutchouc de 5 mm d'épaisseur et de 2500 Mpa de module d'élasticité est collée sur la plaque de contact de la masse tombante. La figure 4.7 présente les résultats de l'essai à choc mou en traits pointillés et les compare aux résultats de l'essai à choc dur en trait plein.



**Figure 4.7** – Comparaison des données extraites des essais de choc dur et de choc mou (a) force d'impact (b) grandeurs caractéristiques de l'éprouvette.

Pour les efforts de contact  $F_{Input}$  et  $F_{zMT}$ , on remarque que la présence de l'interface en caoutchouc diminue le pic d'effort de 90 kN à 40 kN et triple le temps nécessaire pour atteindre ce pic (Fig. 4.7a) Cependant, l'unicité du contact est toujours assurée dans la configuration à choc mou.

Concernant l'effort de cisaillement  $F_S$  visible sur la figure 4.7b, les observations sont identiques aux efforts de contact à savoir la diminution du pic d'effort et l'augmentation du temps nécessaire pour l'atteindre. Concernant l'évolution de la vitesse  $V_S$ , on observe que les valeurs  $V_{CSmax}$  et  $V_{SPic}$  sont plus faible. La diminution de la vitesse de sollicitation de l'éprouvette induite par la mise en œuvre



d'une interface de contact souple est donc ici démontrée. Pour finir, il est également intéressant de constater que le défaut de parallélisme, quantifié par la grandeur  $R_{OP}$ , est également impacté par la nature de l'impact. Dans le cas du choc mou, il reste inférieur à  $0,03^\circ$  sur toute la durée utile de l'essai

On peut conclure que la modification de la nature de l'impact modifie la vitesse de sollicitation tout en maintenant un chargement homogène de l'éprouvette. De ce fait, cette méthode est intéressante pour baisser la vitesse de chargement sans modifier l'énergie potentielle initiale de la masse tombante.

## 4.3 Résultats expérimentaux & analyse

### 4.3.1 Essais réalisés

L'étude et la caractérisation du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> de référence HRH-10-3.2-48 dans des conditions d'essais de cisaillement dynamiques sont proposées dans cette partie. Elles permettent d'obtenir une synthèse des résultats ainsi que des comportements mécaniques pouvant être mis en évidence avec le moyen d'essai développé.

De manière comparative aux essais de cisaillement quasi-statiques présentés dans la partie 3.3.2, les cinq différentes configurations  $\beta$  d'éprouvettes ( $0^\circ$ ,  $22,5^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $67,5^\circ$  et  $90^\circ$ ) ont été testées sous un chargement de cisaillement dynamique à vitesse unique. La configuration étudiée est la suivante :  $m_{MT} = 71,5$  kg pour  $h = 0,23$  m avec une configuration de choc dur. Chaque essai est répété trois fois afin de pouvoir vérifier la répétabilité des configurations testées.

Les réponses temporelles de  $F_S$ ,  $U_S$ ,  $V_S$  et  $R_{OP}$  des 15 éprouvettes testés sont présentés dans l'annexe C. Le tableau 4.1 résume les grandeurs d'intérêt extraites pour chaque essai. La vitesse de chargement de l'éprouvette au pic d'effort  $V_S^{Pic}$  est, sur l'ensemble des essais réalisés, en moyenne égale à  $1,46$  m/s avec une variation de  $\pm 0,19$  m/s. Cette vitesse de chargement correspond à une vitesse de déformation macroscopique équivalente moyenne de l'âme nid d'abeille de l'ordre de  $100\text{s}^{-1}$  au pic d'effort. Le comportement mécanique de chaque configuration pour cette gamme de vitesse de déformation est donc discuté dans cette partie.

$\beta$	$R_{OP}^{Pic}$ $\times 10^{-3}$ [°]	$V_{MTmax}$ [m/s]	$V_S^{Pic}$ [m/s]	$F_S^{Pic}$ [kN]	$\overline{F_S^{Pic}}$ [kN]	$\pm$ %
$0^\circ$	68 51 47	2,06 2,07 2,06	1,62 1,37 1,50	6,34 7,13 6,70	6,72	5,9%
$22,5^\circ$	77 61 46	2,06 2,09 2,07	1,48 1,59 1,10	7,10 7,00 6,78	6,96	2,3%
$45^\circ$	73 45 29	2,10 2,07 2,07	1,50 1,67 1,32	4,71 4,69 4,39	4,60	3,5%
$67,5^\circ$	56 57 50	2,12 2,07 2,08	1,52 1,38 1,60	5,57 3,96 4,13	4,55	17,7%
$90^\circ$	48 47 43	2,13 2,05 2,10	1,57 1,53 1,17	4,44 3,83 3,23	3,83	15,8%

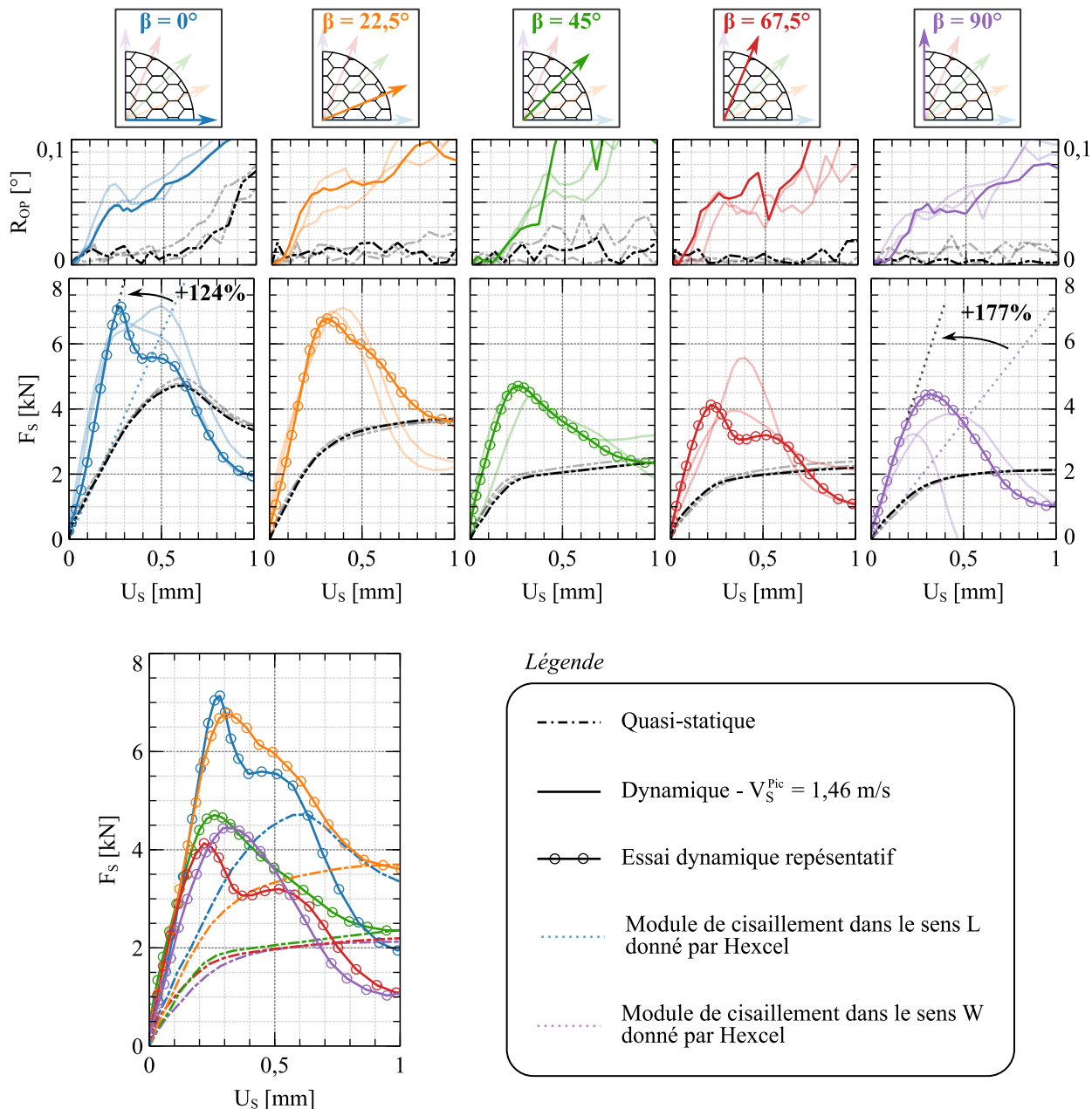
Tableau 4.1 – Grandeurs mesurées pour l'essai de cisaillement dynamique ( $\alpha = 90^\circ$ ).

### 4.3.2 Résultats et analyses

Les courbes effort-déplacement de l'ensemble des essais de cisaillement dynamique sont présentées dans la figure 4.8.



Bien que les dispersions entre les essais d'une même configuration semblent plus élevées dans le cadre des essais dynamiques que dans le cadre des essais quasi-statiques, la répétabilité des essais reste satisfaisante



**Figure 4.8** – Comportement mécanique en cisaillement dynamique du nid d’abeille Nomex<sup>®</sup> HRH-10-3.2-48.

D’après les résultats observés, quelle que soit la configuration  $\beta$ , on constate une augmentation de la raideur de l’âme avec l’augmentation de la vitesse de sollicitation. En effet, la raideur relevée, représentée par la pente de la partie linéaire, est augmentée de 124% et 177% pour, respectivement, les configurations  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 90^\circ$ , par rapport aux raideurs données par le fabricant et retrouvées lors des essais quasi-statiques.

Les limites élastiques mesurées au pic d'effort (Tab. 4.1), sont-elles aussi plus élevées lors des essais dynamiques. Cette augmentation est illustrée dans la figure 4.9b. En effet, le gain dynamique noté  $G_D$ , représentant l'augmentation de l'effort au pic  $\overline{F_S^{Pic}}$  entre les essais quasi-statiques et les essais dynamiques (Eq.4.9), montre son évolution lorsque  $\beta$  augmente.

$$G_D = \frac{\Delta \overline{F}}{F_{QS}} \times 100 \quad (4.4)$$

Ce gain est de 40% pour  $\beta = 0^\circ$  contre une moyenne de 85% pour les autres configurations  $\beta$ . L'évolution de  $\overline{F_S^{Pic}}$ , tracé dans la figure 4.9a, révèle le comportement non-linéaire de cette grandeur en fonction de  $\beta$ , comme observé lors des essais quasi-statiques. Les droites représentant les deux familles de comportement (1 & 2), préalablement identifiées dans les configurations quasi-statiques, peuvent alors être recalculées.

La droite définissant la famille notée 2 ( $\beta \geq 45^\circ$ ), dans des conditions dynamiques, semble parallèle à celle définie pour un chargement quasi-statique. Partant de ce constat, les équations propres à chaque famille ont été recalculées avec des coefficients directeurs identiques aux essais quasi-statiques. On peut observer que la loi d'évolution de  $\overline{F_S^{Pic}}$  en fonction de  $\beta$ , l'enveloppe de rupture de manière fiable, sauf pour la configuration  $\beta = 22,5^\circ$  où  $\overline{F_S^{Pic}}$  est sous-estimé. L'évolution linéaire de  $\overline{F_S^{Pic}}$  pour les configurations comprises entre  $0 \leq \beta \leq 45^\circ$  sous chargement dynamique est donc remis en cause. Pour éclaircir ce point, des essais dynamiques avec une discrétisation plus fine des configurations  $\beta$  dans cette zone d'incertitude pourraient être menés.

Pour conclure, on peut dire que l'impact de la vitesse de sollicitation sur le comportement en cisaillement du matériau étudié n'est pas négligeable. Cet impact est visible sur les raideurs identifiées et sur les limites élastiques mesurées. De plus, le comportement fortement orthotrope caractéristique du nid d'abeille est toujours visible sur les essais dynamiques. Cependant, l'absence de travaux portant sur le comportement en cisaillement dynamique des âmes nid d'abeille dans la littérature ne permet par la mise en perspective des résultats dynamiques obtenus dans cette étude.

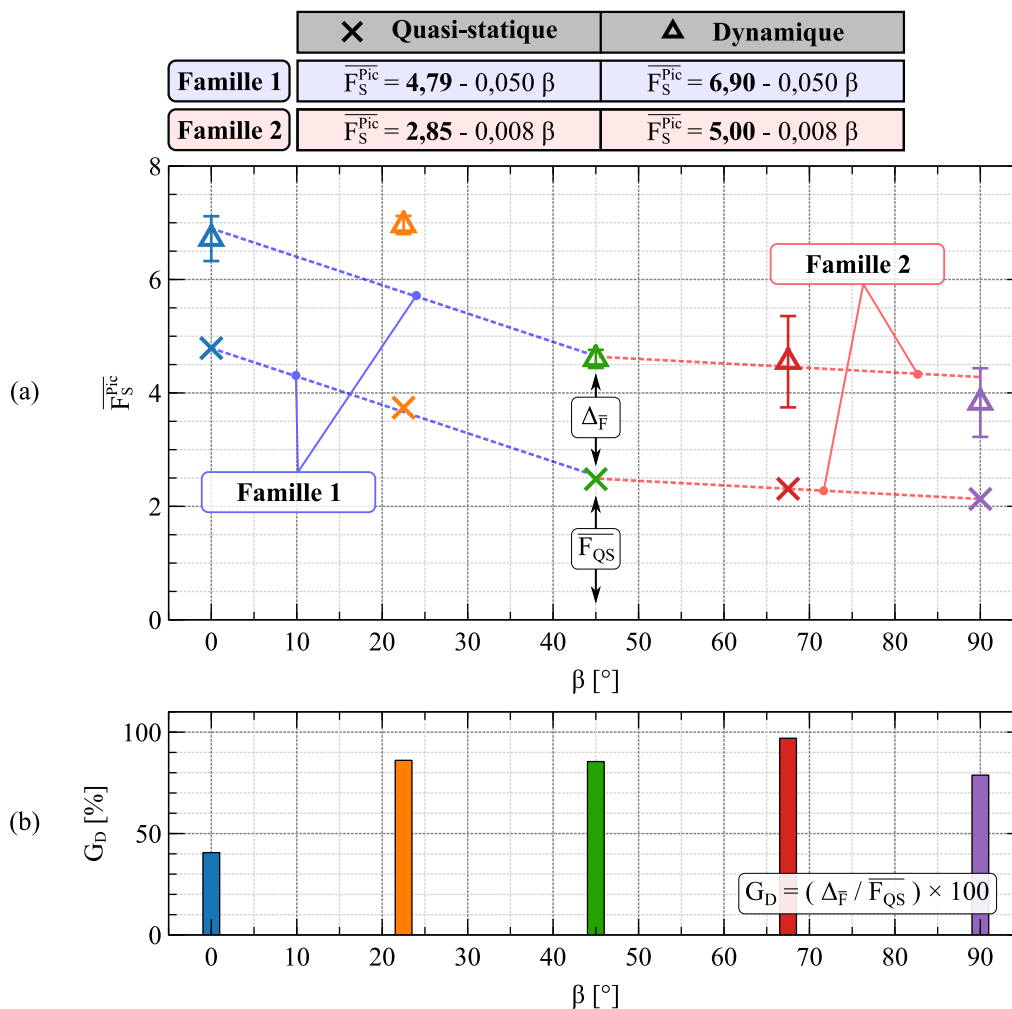
## 4.4 Perspectives d'améliorations de l'essai de cisaillement dynamique

Le montage développé permet d'extraire le comportement mécanique de l'éprouvette testée sous sollicitation de cisaillement dynamique de manière fiable et répétable jusqu'au pic d'effort précédent l'effondrement. Cependant, bien que l'indicateur d'homogénéité de chargement  $R_{OP}$  reste quantitativement inférieur à la valeur de 0,1°, son évolution temporelle montre que cet indicateur est qualitativement supérieur lors des essais dynamiques par rapport aux essais quasi-statiques (Fig. 4.8). De plus, on observe que  $R_{OP}$  augmente avec la vitesse de chargement (Fig. 4.7). De ce fait, les phénomènes physiques liés à l'augmentation de l'indicateur  $R_{OP}$  doivent être compris afin de proposer des pistes d'améliorations de l'essai de cisaillement dynamique développé.

Dans cette partie, la cinématique des couteaux lors d'un essai dynamique est étudiée. Dans un second temps, une conception améliorée des couteaux est proposée.

### 4.4.1 Étude de la cinématique des couteaux

Afin de mettre en évidence les phénomènes physiques liés à la cinématique des couteaux lors d'un essai dynamique, un jumeau numérique de l'essai de cisaillement dynamique sous tour de chute (Fig. 4.10) est créé à l'aide du logiciel de calcul par éléments finis Abaqus/Explicit.

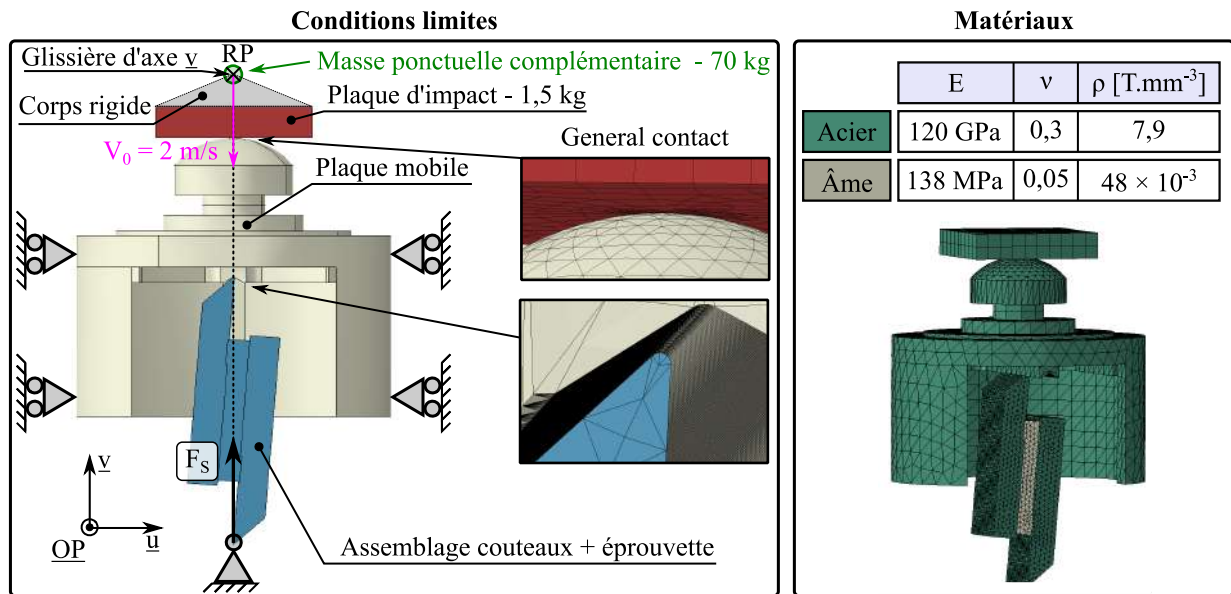


**Figure 4.9** – (a) Évolution de l’effort au pic en fonction de l’angle  $\beta$  pour les essais dynamiques et quasi-statiques (b) Évolution du gain dynamique  $G_D$  en fonction de l’angle  $\beta$ .

Ce modèle compose trois parties :

1. la masse tombante, modélisée par la plaque d’impact liée par une relation de corps rigide à un point de référence noté  $RP$ . Une masse ponctuelle est ajoutée à ce  $RP$  afin d’atteindre la masse utilisée expérimentalement de 71,5 kg. Le  $RP$  est en liaison glissière d’axe  $\underline{v}$  et l’ensemble de la masse tombante est soumis à une condition de vitesse initiale verticale  $V_0 = 2 \text{ m/s}$ ;
2. la plaque mobile, dont la géométrie et la masse sont conformes au montage réel. Les surfaces de guidage en téflon sont contraintes cinématiquement suivant l’axe radial du cylindre. La translation suivant l’axe  $\underline{v}$  et la rotation autour de l’axe  $\underline{OP}$  sont donc libre, conformément au guidage cylindre réel.
3. l’assemblage couteau / éprouvette (Assemblage CE), où seul le degré de liberté de rotation autour de l’axe  $\underline{OP}$  est laissé libre au niveau de l’arête du couteau inférieur. L’effort de réaction  $F_S$  est donc mesuré au niveau de la liaison pivot ainsi réalisée.

Les zones de contact, plaque d’impact / plaque mobile et plaque mobile / Assemblage CE, où le maillage est localement raffiné, sont régies par la loi « General Contact » du logiciel Abaqus. La



**Figure 4.10** – Présentation du modèle éléments finis de cisaillement dynamique.

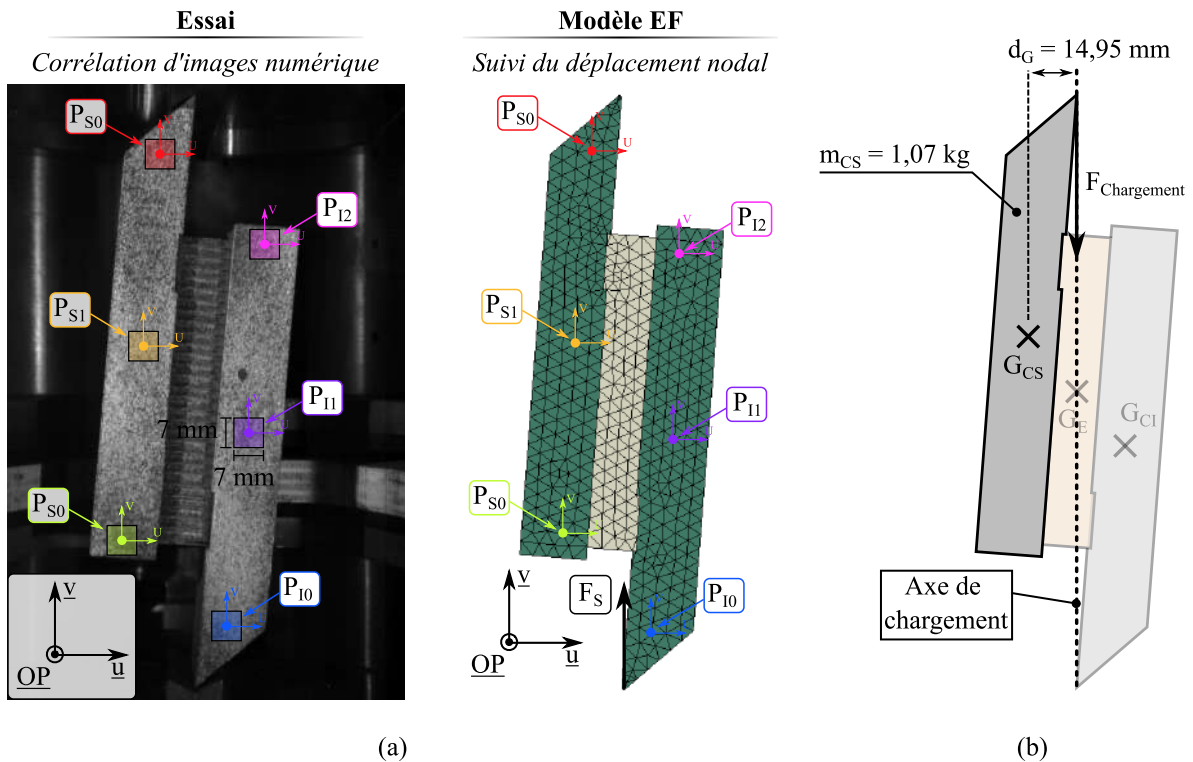
taille de maille globale utilisée est de 10 mm hors zones raffinées pour la plaque d'impact et la plaque mobile. Elle est de 4 mm pour l'assemblage CE. Le matériau utilisé pour l'ensemble du modèle est de l'acier excepté pour le volume représentatif de l'éprouvette où un matériau homogène isotrope équivalent est utilisé pour modéliser le comportement élastique de l'âme. Les deux matériaux, de densité  $\rho$ , suivent des lois linéaires élastiques isotropes définies par un module de Young  $E$  et un coefficient de poisson  $\nu$ , dont les valeurs sont présentées dans la figure 4.10.

Pour assurer la pertinence du modèle éléments finis développé et des conclusions qui en seront tirées, plusieurs grandeurs physiques mesurées sont comparées avec les données expérimentales à savoir :

- l'effort  $F_S$ , mesuré sous le couteau inférieur par la cellule d'effort tri-axiale lors des essais, et l'effort de réaction de la liaison pivot dans le modèle EF. Ceci permettra de s'assurer de l'équivalence du niveau de chargement de l'éprouvette expérimentale et numérique ;
- les déplacements dans le plan ( $u, v$ ) mesurés en différents points des couteaux de cisaillement, notés  $P$ , définis dans la figure 4.11a. Pour chaque couteau, les déplacements de deux points de mesure localisés à chaque extrémité et d'un point situé au centre sont extraits. Expérimentalement, la mesure est réalisée grâce à la méthode de corrélation d'images numériques où chaque point est le résultat du déplacement moyen d'une zone de mesure de  $7 \times 7$  mm. Numériquement, la mesure est réalisée par extraction du déplacement des nœuds correspondants.

L'essai représentatif de la configuration  $\beta = 0^\circ$  (Fig. 4.8) a été sélectionné pour mettre en perspective les résultats numériques. C'est en effet celui pour lequel  $R_{OP}$  est le plus affecté par l'essai dynamique. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux est présentée dans la figure 4.12a. Dans cette figure, l'essai expérimental est représenté en trait plein et les résultats issus du modèle EF en trait pointillé.

La première observation porte sur l'évolution temporelle de l'effort  $F_S$ . En effet, on note la bonne corrélation entre le modèle numérique et l'essai de comparaison jusqu'au point de divergence à



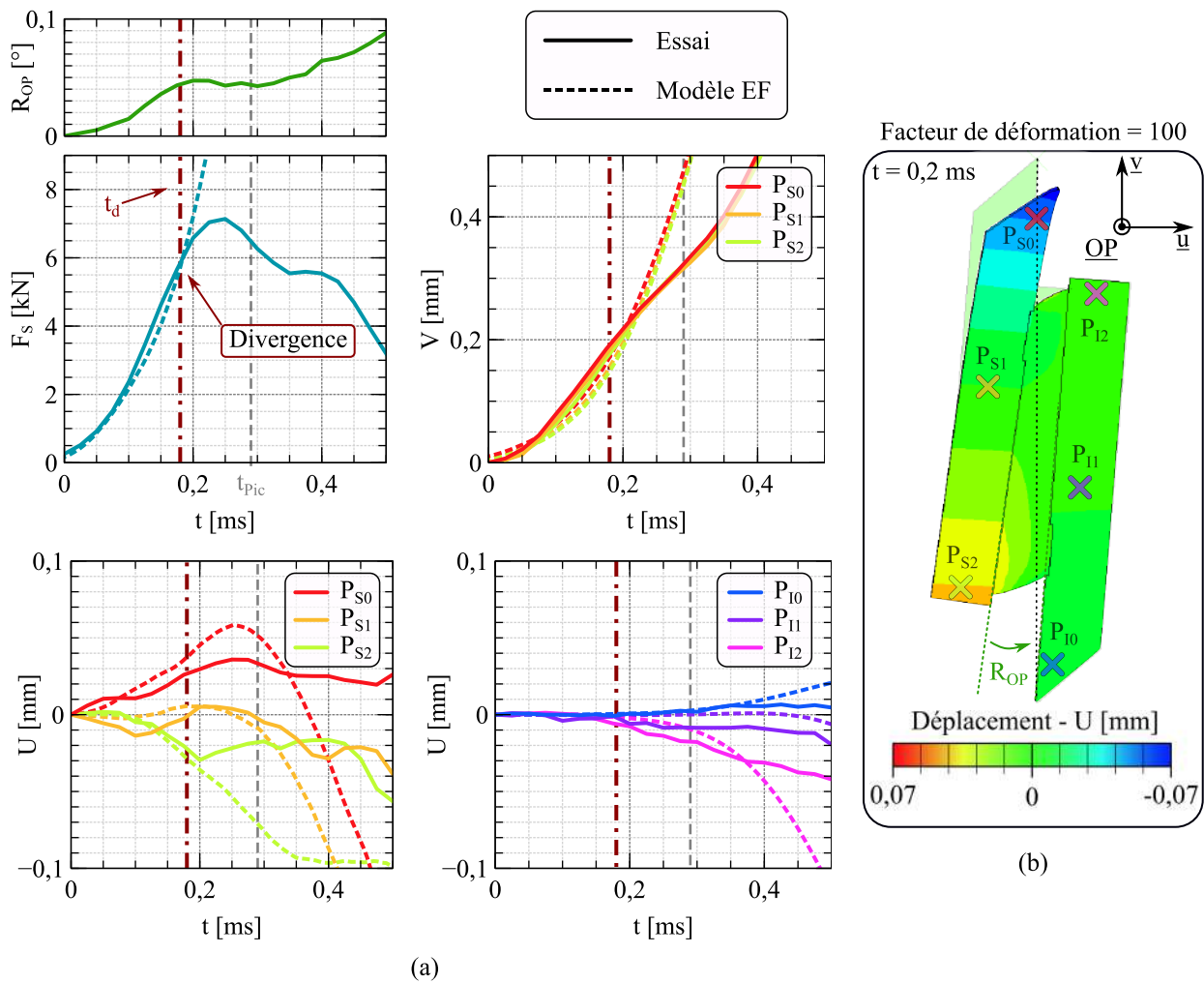
**Figure 4.11** – (a) Localisation des points de mesure expérimentaux et numériques pour l'extraction des déplacements dans le plan  $(\underline{u}, \underline{v})$ . (b) Schéma représentatif des centres de gravité des composants de l'assemblage CE.

l'instant  $t_d$ . L'évolution non-linéaire identifiée après ce point, caractéristique du comportement non-linéaire du nid d'abeille lié au flambage élastique des parois (cf. §1.3.2), ne peut pas être représentée par le modèle élément finis dont le matériau d'âme est défini comme purement élastique. De ce fait, la cinématique des couteaux décrit par le modèle EF est comparable aux essais expérimentaux pour  $0 < t < t_d$ .

Dans cet intervalle temporel, les valeurs des déplacements verticaux  $V$  des points du couteau supérieur issus des données expérimentales et du calcul numérique sont similaires ( $\delta_{max}=5\%$ ). Pour les déplacements horizontaux  $U$  des points de mesure, les tendances sont identiques ce qui montre la bonne capacité du modèle numérique à simuler le comportement cinématique des couteaux de cisaillement lors d'un chargement dynamique.

La cinématique des couteaux que traduit les déplacements mesurés, est illustrée par la figure 4.12b qui est une image de la simulation numérique à  $t = 0,2$  ms avec un facteur d'échelle de déformation de 100. La cartographie du déplacement  $U$ , qui met en lumière le défaut de parallélisme entre les peaux de l'éprouvette quantifié par la valeur  $R_{OP}$ , y est présentée. Le déplacement  $U$  du couteau inférieur étant nul avant le point de divergence, on peut conclure que le défaut de parallélisme est la conséquence de la cinématique du couteau supérieur qui n'est pas compensée par la rotation du couteau inférieur.

Ce défaut étant propre aux essais dynamiques, on peut conclure que le mouvement perturbateur du couteau supérieur est lié à la vitesse de chargement et donc à un effet inertiel produit par le non-alignement de son centre de gravité, noté  $G_{CS}$  dans la figure 4.11b, avec l'axe de chargement. Dans la suite de ces travaux, une conception optimisée des couteaux de cisaillement basé sur



**Figure 4.12** – (a) Comparaison entre les mesures expérimentales et numériques des déplacements des couteaux et de l'effort de cisaillement. (b) Images issues du modèle numérique illustrant le défaut de parallélisme des peaux de l'éprouvette.

la minimisation de l'effet inertiel perturbateur est proposé pour améliorer l'essai de cisaillement dynamique.

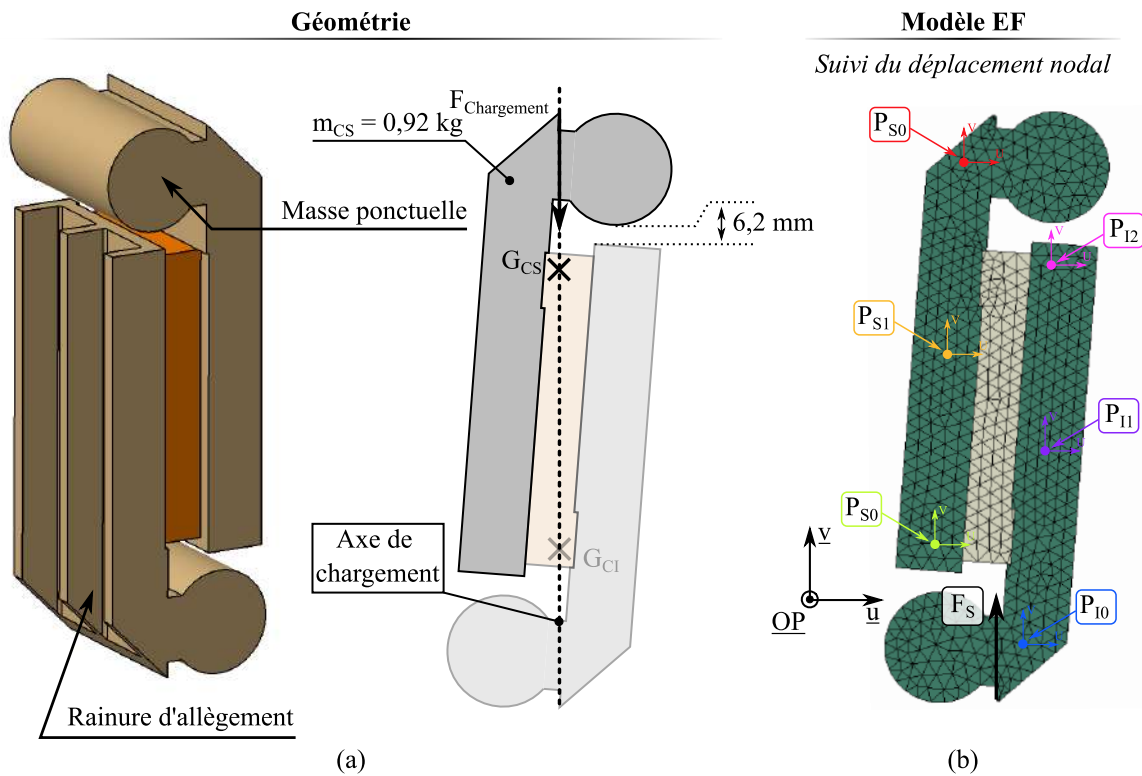
#### 4.4.2 Proposition d'une conception améliorée des couteaux

Étant l'effet inertiel induit par la localisation du centre de gravité des couteaux, la conception améliorée est basée sur l'équilibrage des couteaux de cisaillement. En effet, comme le montre la figure 4.13a, la géométrie optimisée des couteaux conserve les surfaces fonctionnelles mais modifie l'agencement de la matière en relocalisant la masse gagnée par les rainures d'allègement en une masse ponctuelle opposée par rapport à l'axe de chargement. Ceci permet d'aligner le centre de gravité du couteau avec l'axe de chargement à  $\pm 0,1$  mm tout en diminuant la masse du couteau de 150 g. Même cette architecture optimisée limite l'amplitude de déplacement maximal du couteau supérieur à 6,2 mm, ceci n'est pas limitant dans l'application visée étant donné que le domaine d'étude du comportement mécanique d'intérêt est inférieur à 1 mm.

Le modèle éléments finis présenté en partie 4.4.1 est modifié de telle sorte à pouvoir qualifier l'apport des couteaux optimisés sur la qualité de la cinématique imposée à l'éprouvette. Le maillage



est représenté dans la figure 4.10. La discrétisation éléments finis de l'assemblage (couteaux optimisés / éprouvette), utilisé pour cette simulation, est présentée dans la figure 4.13b, où la localisation des mesures de déplacement issue des informations nodales est détaillée. Les résultats obtenus sont comparés avec la configuration initiale non-optimisée étant donné que le montage avec couteaux optimisés n'a pas été mis en œuvre expérimentalement dans cette étude.



**Figure 4.13** – (a) Géométrie des couteaux optimisés développés et centres de gravité associés. (b) Localisation des points de mesure numériques pour l'extraction des déplacements dans le plan  $(\underline{u}, \underline{v})$  pour l'assemblage couteaux optimisés / éprouvette.

Les résultats comparatifs du modèle numérique sont rassemblés dans la figure 4.14. On peut observer que, sous des conditions de chargement extérieur identiques, le niveau de charge  $F_S$  appliqué à l'éprouvette est du même ordre de grandeur ( $\pm 10\%$ ) même si la vitesse de montée en effort  $\dot{F}_S$  semble modifiée par la géométrie du couteau. L'évolution temporelle du déplacement vertical  $V$  du couteau supérieur est également impacté par la configuration utilisée mais reste similaire. On peut donc estimer que les deux modèles sont comparables dans l'intervalle temporel étudié  $t \leq 0,2$  ms.

Même si les déplacements nodaux horizontaux  $U$  du couteau inférieur ( $P_{I0}$ ,  $P_{I1}$  et  $P_{I2}$ ) de la configuration optimisée semblent légèrement plus élevés que dans la configuration initiale, le déplacement maximal observé étant inférieur à  $0,01$  mm au point central  $P_{I1}$ , on peut considérer la rotation de ce solide autour de son axe de pivot comme négligeable dans les deux configurations. De ce fait, le défaut de parallélisme des peaux de l'éprouvette sera donc observé sur les déplacements horizontaux  $U$  du couteau supérieur ( $P_{S0}$ ,  $P_{S1}$  et  $P_{S2}$ ). Ces derniers montrent un différentiel de déplacement maximal  $\Delta_{S0-S2}$  de  $0,07$  mm pour la configuration non-optimisée contre une valeur inférieure à  $0,01$  mm dans le cas des couteaux optimisés. On peut donc conclure que la rotation du couteau supérieur autour de son axe de pivot, et donc le défaut relatif de parallélisme traduit expérimentalement par l'indicateur  $R_{OP}$ , est limitée avec l'utilisation de couteaux optimisés. Cette



conclusion est également visible sur les images issues de la simulation numérique de la figure 4.14 où un facteur 100 est appliqué à la déformée calculée.

L'utilisation de couteaux optimisés équilibrés est donc une solution de minimisation des effets inertiels perturbateurs dans le cas de chargement dynamique. Dans notre étude, la vitesse de chargement ( $< 2\text{ m/s}$ ) était suffisamment faible pour que l'impact de l'effet inertiel des couteaux ne soit trop préjudiciable à la nature de la sollicitation induite dans l'éprouvette. L'utilisation des couteaux optimisés ne s'est pas avérée indispensable. Dans le cas d'essais futurs à plus haute vitesse, l'intégration de couteaux équilibrés sera, en revanche, indispensable.

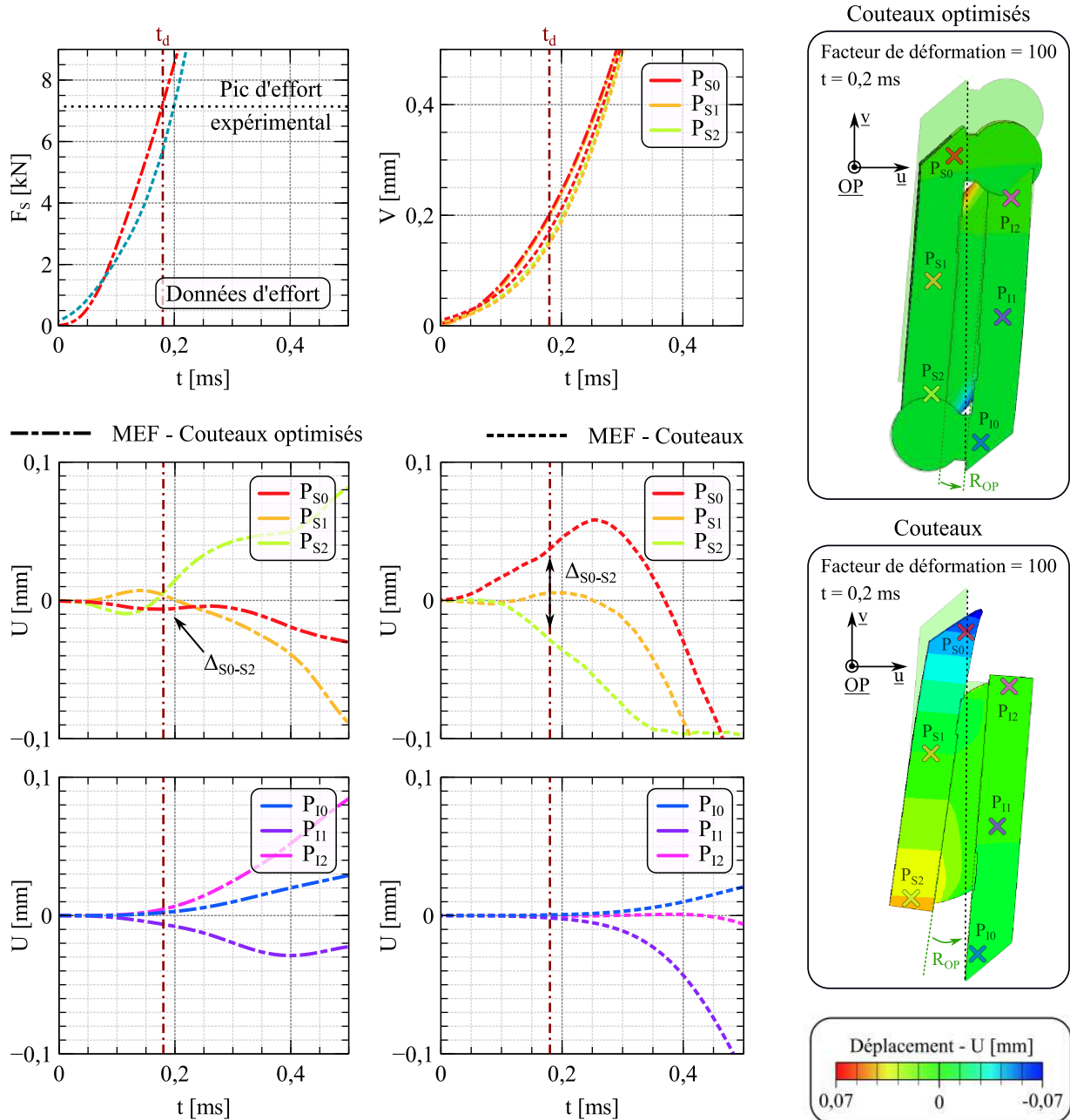


Figure 4.14 – Comparaison entre les résultats numériques avec les couteaux initiaux et les couteaux optimisés.

## 4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, le montage développé pour caractériser le comportement mécanique d'éprouvette sandwich à âme nid d'abeille de 15 mm d'épaisseur sous sollicitations de cisaillement quasi-statique a été adapté aux chargements dynamiques. Il a pour cela été placé sous une tour de chute et a bénéficié de la mise en place de dispositifs d'absorption d'énergie en fin de course d'essai. Les conditions de chargement ( $m_{MT}$  et  $h$ ) ont été qualifiées dans le cadre simplifié de la théorie du choc élastique.

Cette première estimation a été validée expérimentalement lors d'une première campagne d'essai ainsi que l'ensemble de la chaîne d'acquisition et les méthodes de post-traitement associées. Il a été montré que le chargement de l'éprouvette est monotone et que l'indicateur d'homogénéité du chargement calculé  $R_{OP}$  reste inférieur au critère fixé de  $0,1^\circ$ . Lors de cet essai de cisaillement dynamique, la vitesse de chargement croît jusqu'au pic d'effort pour atteindre une vitesse de déformation environnant les  $100\text{ s}^{-1}$ .

L'architecture d'essai étant validée, une méthode permettant de faire varier la vitesse de chargement au sein du montage, autre que par la variation de l'énergie d'impact de la masse mobile est étudiée. Cette dernière est basée sur l'introduction d'un matériau d'interface souple entre les pièces impactées. Cette méthode est validée expérimentalement.

Dans un second temps, une campagne expérimentale, est menée sur les cinq configurations  $\beta$  d'intérêt. Les trois essais menés pour chaque configuration montrent la bonne répétabilité de l'expérience. Les résultats de cette campagne d'essais sont comparés aux essais quasi-statiques réalisés précédemment et montrent que le pic d'effort moyen est augmenté jusqu'à 100% pour la configuration  $\beta = 67,5^\circ$ . La raideur est également augmentée de 177% pour la configuration  $\beta = 90^\circ$ . La loi d'évolution du pic d'effort en fonction de l'angle  $\beta$  est recalculée. En complément de ces travaux, une étude phénoménologique permettrait d'investiguer les causes physiques de ces observations.

Pour finir, les essais dynamiques ayant tendance à détériorer l'indicateur d'homogénéité de chargement par rapport aux essais quasi-statiques sans être contraignant dans la gamme de vitesses testée, un axe d'amélioration de l'essai est étudié. Une conception optimisée des couteaux de cisaillement est proposée. Elle consiste à ré-axer leurs centres de gravité avec l'axe de chargement et donc, à diminuer les effets inertiels perturbateurs observés expérimentalement et confirmés numériquement. Bien que la mise en œuvre expérimentale n'ait pas pu se faire dans le cadre de ces travaux, l'utilisation de couteaux équilibrés peut s'avérer indispensable dans le cadre d'essais dynamiques à plus haute vitesse de sollicitation.

# 5

## Ouverture sur la modélisation numérique des matériaux d'âme en nid d'abeille

5.1	Introduction . . . . .	122
5.2	État de l'art . . . . .	122
5.2.1	Modèles mésoscopiques . . . . .	122
5.2.2	Modèle homogène . . . . .	129
5.2.3	Modèle discret . . . . .	131
5.2.4	Conclusion . . . . .	133
5.3	Développement d'un modèle discret . . . . .	134
5.3.1	Contexte de développement du modèle et principes . . . . .	134
5.3.2	Identification des paramètres . . . . .	136
5.3.3	Comportement du modèle BS sous sollicitations combinées . . . . .	143
5.3.4	Conclusion et perspectives d'amélioration . . . . .	148

## 5.1 Introduction

Comme le montre l'étude bibliographique du chapitre 1 et les travaux expérimentaux menés dans cette thèse, le phénomène de ruine du nid d'abeille en situation de crash est piloté par la somme d'effondrement locaux à l'échelle de la cellule.

Un dimensionnement prédictif, par calcul numérique en bureau d'études, de structures de grandes dimensions doit donc être en mesure de prendre en considération les effets cumulés du grand nombre d'alvéole constituant la structure nid d'abeille. Le caractère local et fortement lié à la géométrie des mécanismes de ruine du nid d'abeille poussent à utiliser une complexité de modélisation modérée dans un objectif d'optimisation du temps de calcul.

Dans ce chapitre, un état de l'art des stratégies de modélisation est proposé dans un premier temps. Une seconde partie est consacrée au développement d'un modèle spécifique pour le calcul de structures nid d'abeille.

## 5.2 État de l'art

Dans cette partie, trois méthodes de modélisation des structures nid d'abeille sont présentées. La première méthode repose sur les modèles mésoscopiques qui induit une modélisation de la structure nid d'abeille à l'échelle de la paroi cellulaire. La seconde méthode consiste à considérer le bloc nid d'abeille comme un matériau homogène équivalent. La dernière s'appuie sur une modélisation discrète du nid d'abeille sur la base de ses arêtes verticales.

### 5.2.1 Modèles mésoscopiques

#### Cadre général

Les modèles mésoscopiques sont basés sur la modélisation géométrique précise de l'architecture alvéolaire comme illustrée par différents auteurs dans les figures 5.1a et 5.1b.

Dans ces modèles, les parois des alvéoles sont généralement discrétisées en éléments plaque. Giglio et al. [Giglio+2012b] ont réalisé une étude comparative sur l'écrasement hors plan des âmes en nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> en utilisant des éléments bidimensionnels et tridimensionnels. Ils concluent que les éléments 2D et 3D sont capables de bien prédire la première défaillance de la structure. Les éléments 3D sont plus performants dans la phase de plateau de la courbe effort-déplacement. Cependant, ils signalent également que l'utilisation d'éléments 3D nécessite un effort de calcul élevé. Les tailles de maille peuvent varier de 0,5 à 5 mm en fonction des auteurs, des références de nid d'abeille modélisées et des applications visées.

L'utilisation de ce genre de modèle est en partie due à l'amélioration des capacités informatiques, qui permet de réaliser des modèles détaillés avec une géométrie de l'âme représentée avec précision. Les applications techniques sont nombreuses et diverses. En général, les modèles mésoscopiques sont nécessaires lorsque les dommages localisés de l'âme présentent un intérêt particulier. Un exemple typique est l'impact hors du plan sur les panneaux sandwich. Par conséquent, une grande partie de la littérature disponible se concentre sur la modélisation des impacts. Abrate et al. [Abrate+2013] ont publié une vue d'ensemble complète avec de nombreux exemples de modèles détaillés de l'âme sous sollicitation d'impact.

Dans les applications où la sollicitation est locale, le temps de calcul peut-être optimisé en utilisant un modèle mesoscopique détaillé dans la zone sujette au dommage. Dans ce cas, Un modèle

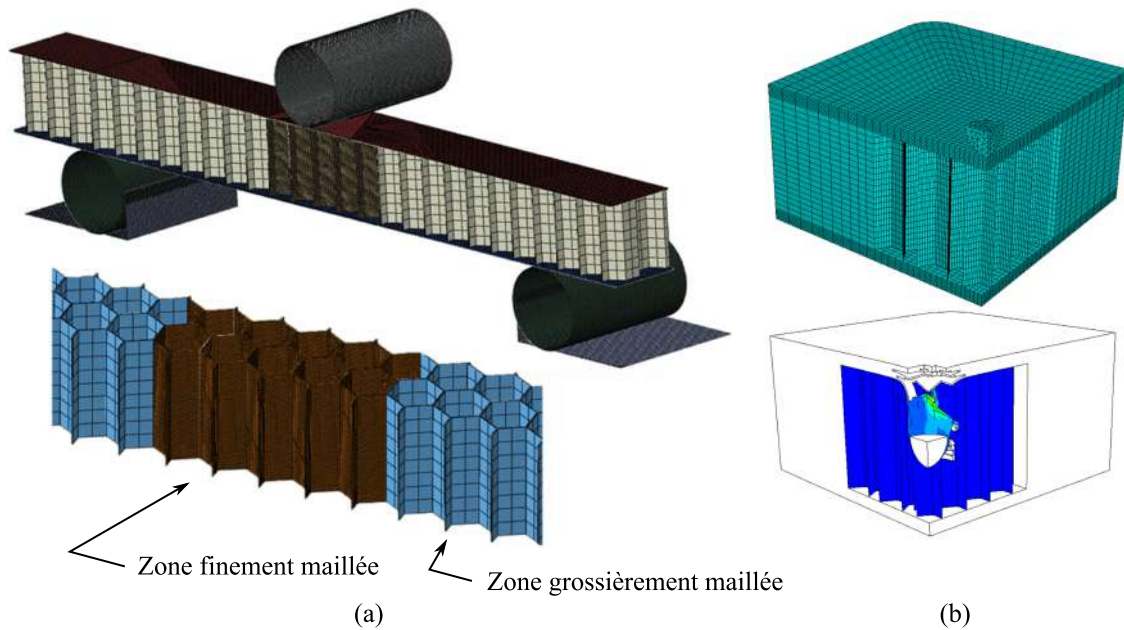


Figure 5.1 – Présentation de modèles mésoscopiques. (a) [Giglio+2012a]. (b) [Buitrago+2010].

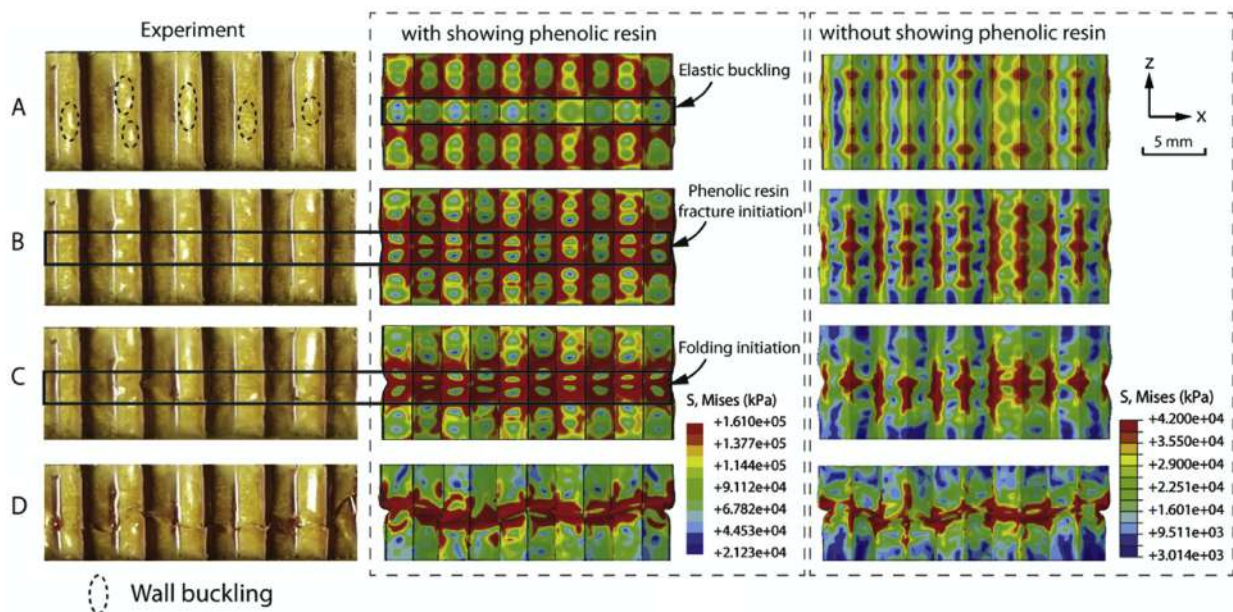


Figure 5.2 – Étude numérique et expérimentale du chargement en compression hors-plan d'un nid d'abeille Nomex® [Zhang+2018].

plus grossièrement maillé, (Fig. 5.1a) ou utilisant un matériau homogène élastique, est utilisé sur le reste de la structure (Fig. 5.1b). Les mécanismes d'effondrement des structures nid d'abeille étant complexes, la fiabilité des modèles mésoscopiques repose sur la capacité à modéliser des comportements fortement non-linéaires. Les travaux de [Zhang+2018], illustrés dans la figure 5.2, montrent que ces non-linéarités sont de plusieurs natures :

- A non-linéarités géométriques : flambage élastique (pré-pic) et plastique (post-pic) sous chargement hors-plan ;

- B non-linéarités de la loi matériaux : déformations qui mènent à la plastification des parois et parfois même à leurs ruptures ;
- C non-linéarités au niveau des conditions limites : dues à la forte interaction de contact entre les parois qui mènent à la densification du matériau sous chargement de compression.

Pour cette dernière non-linéarité, les lois de contact utilisées dans les modèles mésoscopiques sont simples et définies par un unique coefficient de frottement dépendant des matériaux d'étude. Pour les deux autres non-linéarités, leur implémentation dans les modèles sont plus complexes.

### Modélisation des imperfections

Le flambage des cellules du nid d'abeille sous chargement de compression et/ou de cisaillement résulte d'une instabilité géométrique de la structure. Cette instabilité peut-être impactée par des imperfections géométriques de la structure nid d'abeille ou par la non-homogénéité des caractéristiques matériaux au sein de la structure induite par le processus de fabrication [Seemann2017].

L'implémentation de ces imperfections dans les modèles mésoscopiques est largement utilisée dans la littérature et peut faire appel à plusieurs méthodes. Celles-ci comprennent la déformation aléatoire des coordonnées des nœuds [Heimbs2009], l'attribution aléatoire des propriétés des matériaux au sein de la structure avec une variation du module d'élasticité et/ou de l'épaisseur des parois [Asprone+2013 ; Fischer+2017 ; Heimbs2009 ; Karakoç2013], la déformation préalable des parois cellulaires sur la base de modes de flambage [Fischer+2017 ; Heimbs2009 ; Roy+2014], la déviation angulaire des cellules [Fischer+2017] et les imperfections géométriques réellement déterminées à l'aide de tomographies [Fischer+2009 ; Fischer+2017 ; Heimbs2009 ; Roy+2014]. Ces modèles avec imperfections prédisent une performance moindre des nid d'abeille par rapports aux modèles sans imperfection ce qui est en accord avec les observations expérimentales.

Une alternative à ces approches consiste à appliquer une géométrie cellulaire idéale avec des propriétés matériaux globalement réduites. Heimbs [Heimbs2009] a établi que cette approche simplifiée permet une bonne corrélation entre la simulation et les résultats expérimentaux, tout en représentant des modèles de flambage réalistes. Au vu de la littérature examinée, on peut conclure qu'un certain niveau de « calibration » du modèle est généralement nécessaire pour correspondre aux résultats expérimentaux, quel que soit le niveau de détail du modèle ou la prise en compte des imperfections.

Seemann et al. [Seemann2017], utilisent la dernière approche simplifiée où la géométrie imparfaite des parois alvéolaires n'est pas modélisée, car elle semble, d'après l'auteur, être la plus efficace et donc bien adaptée aux applications techniques. Par conséquent, les propriétés matériaux établies dans leur étude, représentent des propriétés réduites contenant toutes les imperfections géométriques et matérielles locales des parois. En ce qui concerne les autres imperfections géométriques, les modèles mis en œuvre par les auteurs tiennent compte de la forme réelle hexagonale imparfaite des cellules du nid d'abeille. Pour étudier l'impact de cette imperfection, les auteurs modélisent trois formes de cellule (Fig.5.3) : hexagonale parfaite (reg), hexagonale allongée (iReg) et hexagonale allongée courbée (iRegC). L'analyse visuelle du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> pousse également les auteurs à étudier l'impact des coins de résine, résultant de l'imprégnation du nid d'abeille par la résine phénolique, sur le comportement mécanique du modèle numérique.

En plus de la variabilité géométrique de la cellule et de l'accumulation de résine, Seemann et al. étudient différentes modélisations d'architectures des parois, composites, qui sont constitué d'un cœur en papier Nomex<sup>®</sup> lui-même anisotrope et d'un revêtement en résine phénolique. Ainsi, plusieurs choix de modélisation des parois sont proposés par les auteurs :



- homogène isotrope, qui néglige l'orthotropie du matériau ;
- homogène orthotrope, qui néglige la répartition de la matière et donc la variabilité de la raideur dans l'épaisseur des parois,
- multi-couche orthotrope, qui se rapproche de l'architecture réelle.

Ces différentes configurations de modélisation sont comparées avec les essais de traction-compression et cisaillement L et W hors plan. Les résultats de cette étude sont présentés dans la figure 5.3.

Ces études montrent que la forme de cellule qui conduit à la meilleure adéquation essais/calculs est la forme hexagonale allongé (iReg). Les auteurs constatent que, plus la modélisation est détaillée, plus le temps de calcul est élevé. Ainsi, la modélisation à mettre en œuvre dépend de l'objectif visé. Si le domaine d'application du modèle se restreint au domain pré-pic, une configuration simple homogène isotrope bien calibrée peut s'avérer suffisante. Si l'on souhaite atteindre une bonne estimation de l'effort au pic, une modélisation homogène orthotrope est optimale. S'il est important de bien représenter l'effort post-pic, les auteurs montrent qu'une approche multi-couche est nécessaire. On peut également noter que le caractère brusque de la chute d'effort post-pic en compression est bien modélisé par une architecture multi-couche. Ceci montre qu'il est important de bien modéliser la répartition de la matière dans l'épaisseur de la paroi du papier Nomex<sup>®</sup> est important dans la modélisation mécanisme de flambage des parois.

La modélisation détaillée des imperfections dans l'étude précédente est caractéristique des nids d'abeille Nomex<sup>®</sup>. Dans le cas des nids d'abeille métalliques (majoritairement aluminium), les parois étant composées d'un matériau unique, la complexité de la modélisation de l'architecture des parois est réduite. En effet, dans ce cas d'application, la définition d'un matériau isotrope est suffisante pour obtenir des résultats satisfaisants [Hou2011c ; Mohr+2004a ; Tounsi2014]. C'est dans ce contexte que des travaux sur le développement de modèles numériques de structure nid d'abeille métalliques soumise à des chargements combinés compression-cisaillement ont été menés.

### Modélisation sous chargement combiné compression-cisaillement

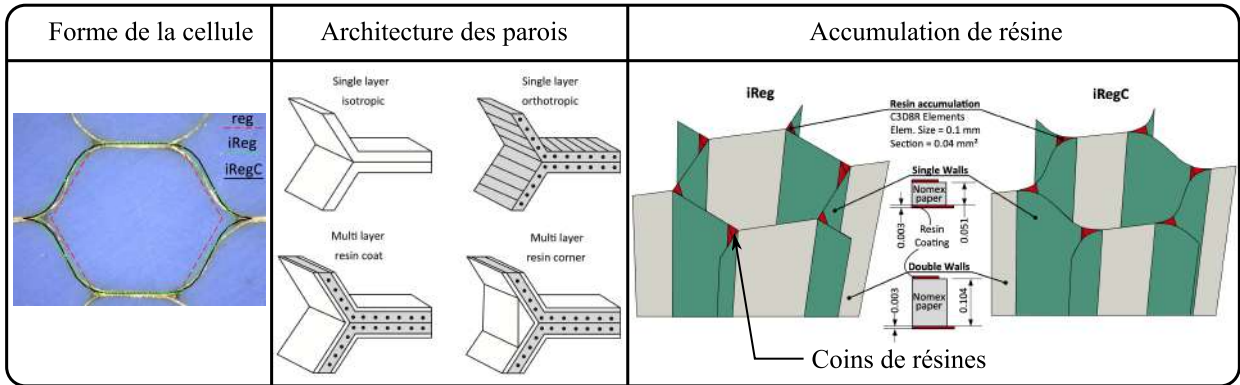
Quelques études numériques sous chargement mixte de cisaillement-compression sont disponibles dans la littérature consacrée aux nids d'abeille métalliques. Mohr et Doyoyo [Mohr+2004a] ont ainsi étudié la réponse de nid d'abeille sous un chargement quasi-statique tandis que Hou [Hou2011c] et Tounsi [Tounsi2014] sous chargements quasi-statique et dynamique.

Un essai virtuel est utilisé par Mohr et Doyoyo [Mohr+2004a] pour réaliser des essais numériques biaxiaux basés sur la méthode des éléments finis. Les essais numériques sont réalisés pour différents angles  $\alpha$  de chargement mais pour un seul angle d'orientation dans le plan,  $\beta = 90^\circ$ , en raison de la limitation des conditions aux limites symétriques appliquées dans leur modèle éléments finis. L'influence de l'angle d'orientation dans le plan L-W n'a donc pas été étudiée. Sur la base de la périodicité de l'éprouvette nid d'abeille, le modèle défini comme « modèle de rangée » est composé d'une rangée de cellules, soumise à des conditions limites de symétries, telle que présentée dans la figure 5.4a. Les résultats numériques obtenus avec ce modèle (Fig. 5.4b), suggèrent une bonne description des mécanismes d'effondrement locaux pour l'éprouvette écrasée en nid d'abeille sous un chargement mixte quasi-statique de cisaillement-compression. Les mécanismes d'effondrement commencent par le régime élastique suivi par le point d'effondrement plastique qui se traduit par le pic d'effort et qui active l'enchaînement de pliages progressifs. Ces modèles sont conformes aux observations expérimentales.

Plus récemment, Hou [Hou2011c] a élargi l'utilisation du « modèle de rangée » développé par Mohr et Doyoyo à des sollicitations dynamiques. Hou confirme la bonne corrélation du modèle



Variables étudiées



Résultats

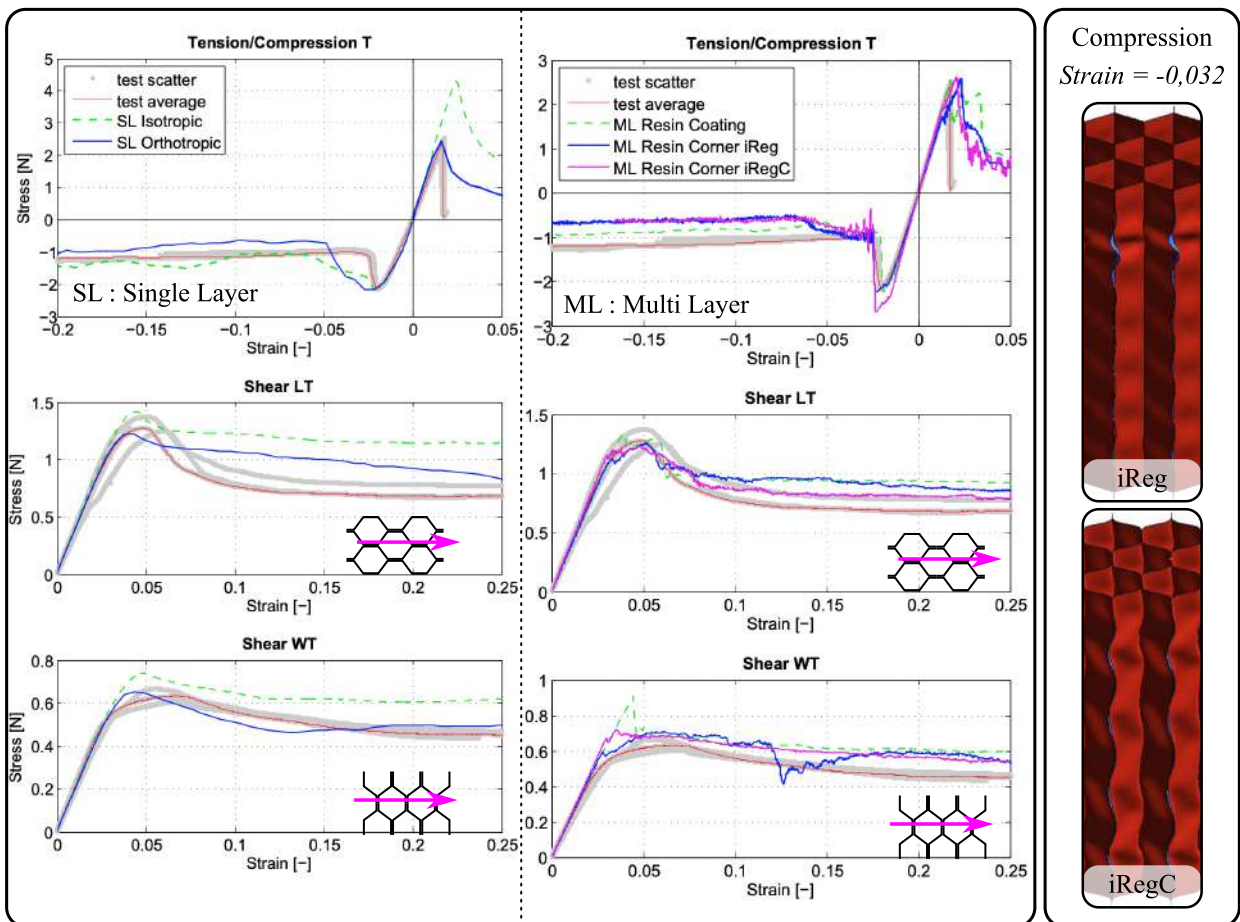
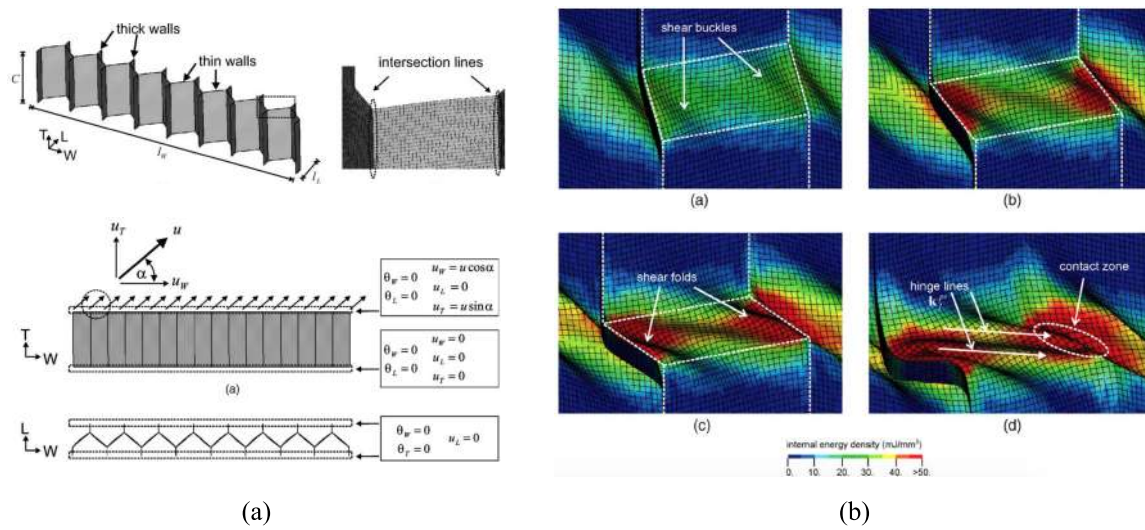


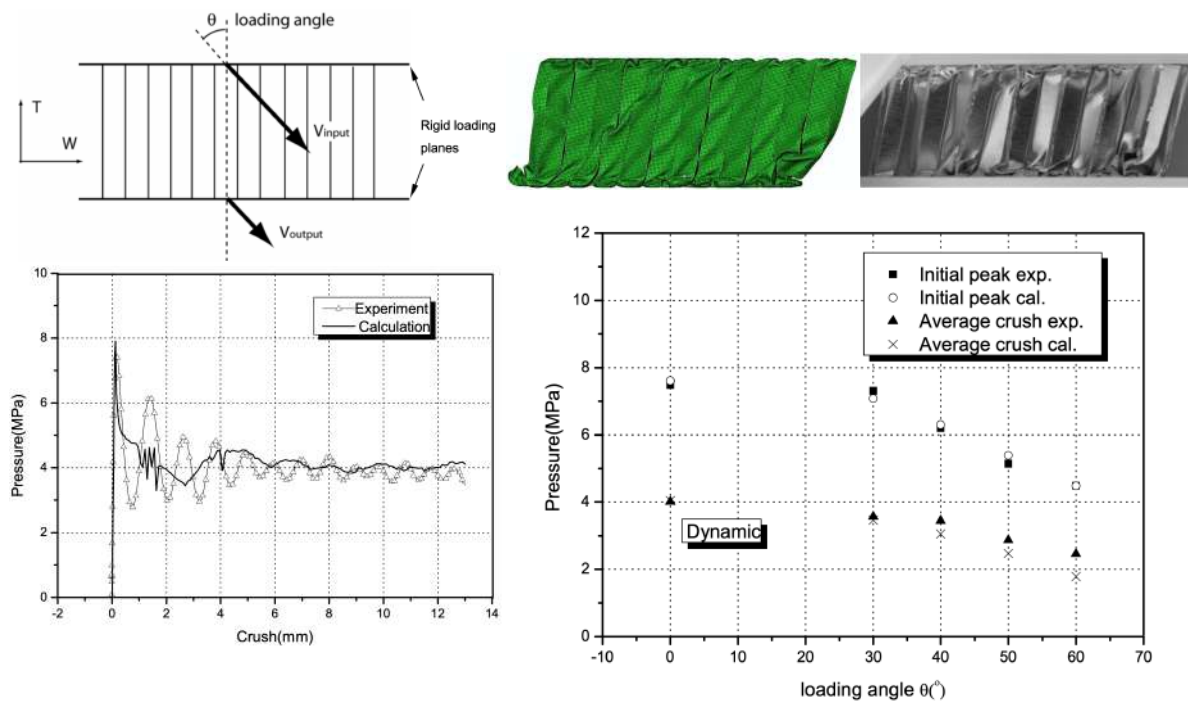
Figure 5.3 – Étude comparative des méthodes de modélisation mésoscopique d'une âme nid d'abeille Nomex® sous sollicitation hors-plan [Seemann2017].

avec les essais sous chargement dynamique et se concentre sur les niveaux d'effort au pic du plateau post-pic. Les prédictions du modèle éléments finis sur ces valeurs corrélient avec les valeurs expérimentales pour  $\beta = 90^\circ$  (Fig. 5.5).

Malgré les résultats satisfaisants du « modèle de rangée », sa capacité à étudier uniquement des chargements dont la sollicitation de cisaillement est orientée suivant l'axe W ( $\beta = 90^\circ$ ) limite



**Figure 5.4** – Modèle de rangée [Mohr+2004a] (a) modèle et conditions limites. (b) résultats numériques.



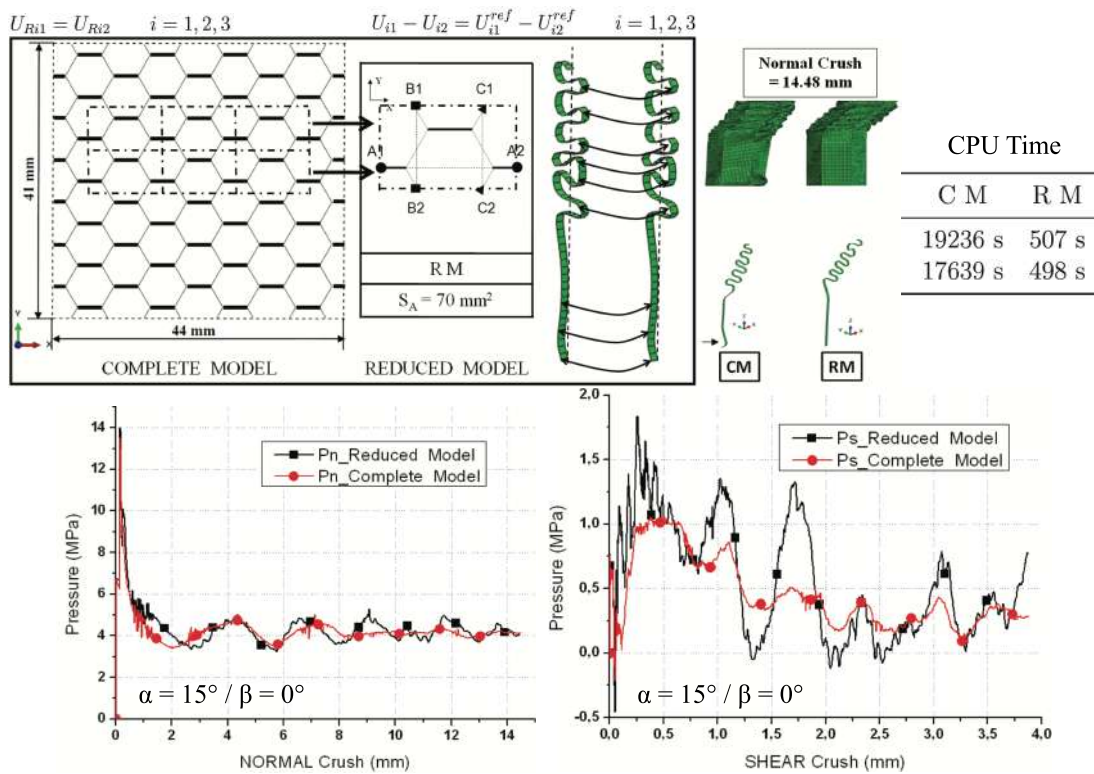
**Figure 5.5** – Essai de chargement mixte compression-cisaillement sur un "modèle de rangée" [Hou2011c].

son domaine d'applications. Tounsi [Tounsi2014] s'est appuyé sur ces travaux pour développer un nouveau modèle, réduit, basé sur la modélisation d'un Volume Élémentaire Représentatif « VER » afin de réduire le temps de calcul. Ainsi, l'auteur réalise une grande quantité de calculs avec des couplages hors plan compression-cisaillement et plan L-W multiples.

La méthode d'homogénéisation périodique appliqué à un VER consiste à modéliser un motif dont la géométrie peut être répétée suivant les directions d'homogénéisation afin de représenter une

structure infinie dans les directions de périodicité. Dans l'approche cinématique de l'homogénéisation périodique, les frontières du VER sont contraintes de manière à assurer une déformée périodique. De cette manière, malgré sa faible dimension, le VER s'affranchit des effets de bord. Cette méthode a donné lieu à de nombreuses études sur les nids d'abeille répandue dans la modélisation élément fini de structure nid d'abeille dans un objectif de compréhension des phénomènes d'effondrement des cellules de la structure nid d'abeille [Gornet+2016 ; Hoang2015 ; Tounsi2014 ; Wilbert+2011].

Le VER utilisé dans les travaux de Tounsi [Tounsi2014], ainsi que les résultats associés sont reproduits ici dans la figure 5.6. Le modèle développé prédit correctement le comportement de la structure testée sous plusieurs configurations de chargement combinés compression-cisaillement et de cisaillement dans le plan L-W, pour un temps de calcul limité. Cependant, l'auteur conclut que si le comportement local prédomine sur le comportement global de la structure étudiée, ce qui est le cas dans les travaux de Tounsi pour un chargement à dominante de cisaillement  $\alpha > 45^\circ$ , le modèle réduit d'homogénéisation périodique ne corrèle pas avec ses essais expérimentaux à cause de la prédominance des effets de bords induit par la faible dimension d'éprouvette utilisé.



**Figure 5.6** – Modèle d'homogénéisation périodique sous chargement compression-cisaillement [Tounsi2014].

Les études menées sur les modèles mesoscopiques décrites dans ce manuscrit montrent que la bonne connaissance de l'architecture des alvéoles et des parois et du matériau constituant du nid d'abeille est nécessaire. Ce type de modèles est en capacité de modéliser les comportements du nid d'abeille sous sollicitations uni-axiale et combinée, cependant sa mise en œuvre est coûteuse en temps de calcul. Même si des méthodes permettant de réduire les temps de calculs existe (VER), leur mise en œuvre dans un contexte de panneau de grande dimension semble complexe. Ainsi, des méthodes alternatives, plus adaptées, sont étudiées.

## 5.2.2 Modèle homogène

L'utilisation d'un milieu continu homogène équivalent apparaît comme une solution alternative permettant de simplifier la modélisation de l'architecture complexe des matériaux d'âmes nid d'abeille. Ce bloc homogène, maillé à l'aide d'éléments 3D, se voit attribuer des paramètres matériaux variables en fonction des applications. Dans le cas de chargements purement élastiques, différentes méthodes de détermination des constantes élastiques à attribuer au bloc sont potentiellement applicables et sont résumées dans la revue bibliographique réalisée par Ahmed et al. [Ahmed+2019]. Les travaux d'homogénéisation des caractéristiques mécaniques élastiques du nid d'abeille ont été initiés par Gibson & Ashby et Grediac [Grediac1993; Zhang1988]. En se basant sur les caractéristiques géométriques de la cellule élémentaire du nid d'abeille (épaisseur des parois, taille de cellule...), ces derniers ont réussi à encadrer les grandeurs élastiques du bloc homogène équivalent et donc, à en extraire des valeurs moyennes. Pas moins de 9 paramètres sont nécessaires pour définir le comportement linéaire orthotrope du bloc homogène équivalent.

Dans des applications de choc ou de crash, le matériau d'âme ayant un objectif d'absorption d'énergie, la modélisation purement linéaire du comportement mécanique n'est plus suffisante. De ce fait, l'implémentation de critères de plasticité et de densification en compression est nécessaire pour modéliser le comportement du nid d'abeille soumis à de larges déformations.

Comme expliqué dans les travaux de Aktay et al. [Aktay+2005], l'identification du comportement plastique du matériau homogène, tant en compression qu'en cisaillement, peut être réalisée par identification inverse à partir d'essais coupons. Le comportement hors-plan des éléments, dans le domaine contrainte-déformation du milieu homogène utilisé dans ces travaux, est illustré dans la figure 5.7.

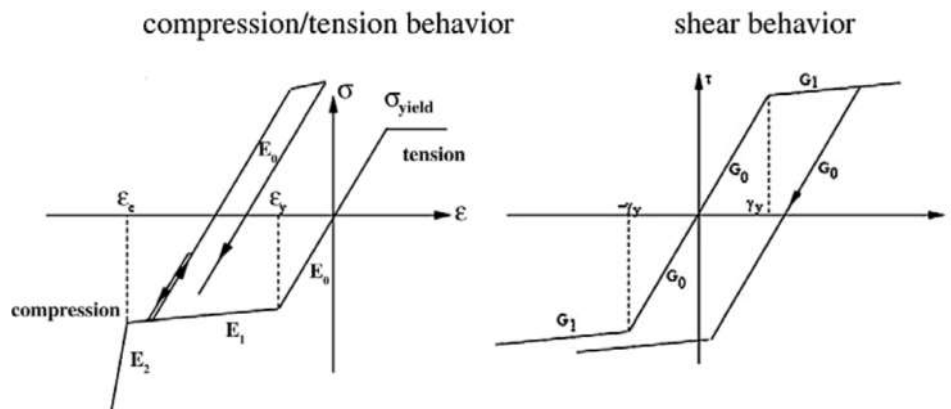
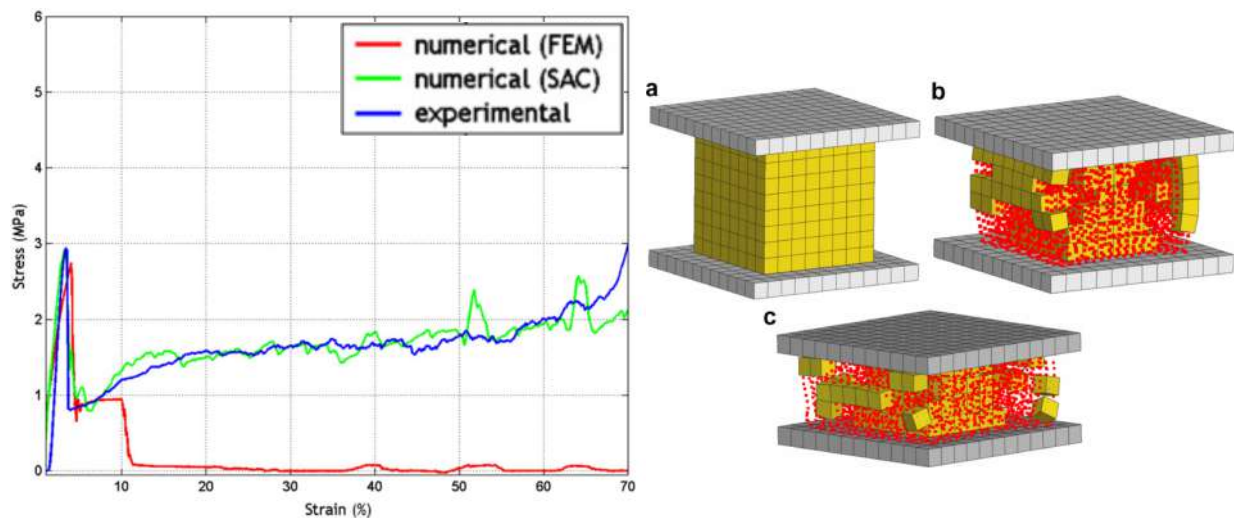


Figure 5.7 – Loies de comportement hors-plan élémentaires [Aktay+2005].

La loi matériau mise en oeuvre par Aktay et al. dans le logiciel ANSYS, « nonlinear fibre bi-phase solid », utilise la technique de suppression des éléments et n'offre donc pas la possibilité de modéliser la phase de densification. Pour modéliser plus efficacement le comportement de fracture et d'écrasement de nid d'abeille, Aktay et al. proposent une technique numérique de couplage semi-adaptatif (SAC) pour caractériser le matériau d'âme Nomex® et modéliser son comportement d'écrasement complexe. Cette technique consiste à remplacer le maillage des éléments finis par une formulation de particules discrètes (SPH) dans la région de rupture ou la zone de dommage. Elle présente l'avantage, en remplaçant les éléments par des particules, de pouvoir les compacter sous des contraintes de compression, ce qui permet des calculs stables, et évite l'élimination d'éléments et la perte d'information sur l'effort de contact. Le modèle de "Smooth Particle Hydrodynamics"



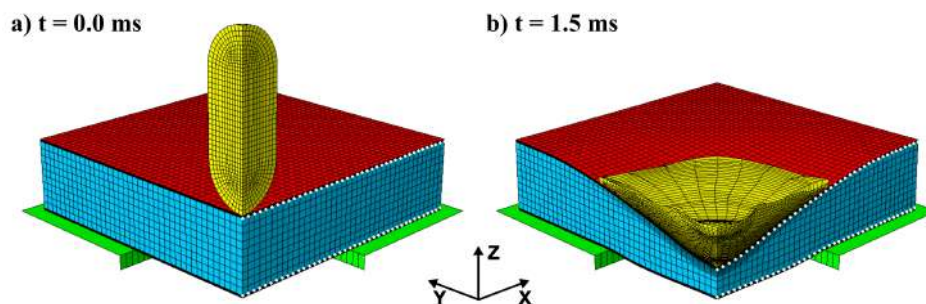
(SPH) est un modèle de matériau solide isotrope-élastique-plastique-hydrodynamique dans lequel la relation pression-volume est modélisée par une équation d'état (EOS).



**Figure 5.8** – Essais numériques du modèle SAC développé par Aktay et al. [Aktay+2005].

Les résultats de la méthode SAC semblent satisfaisants pour la sollicitation de compression uniaxiale. A la lumière de ces résultats, les auteurs concluent que la méthode SAC est adaptée à la modélisation de structures de grande dimension et est utilisable dans un contexte d'impact local.

Dans un autre registre, en utilisant une loi de comportement orthotrope, Wilhem [Wilhem2017] utilise des milieux homogènes équivalents pour déterminer le matériau d'âme optimal pour des applications de choc mou (Fig. 5.9).

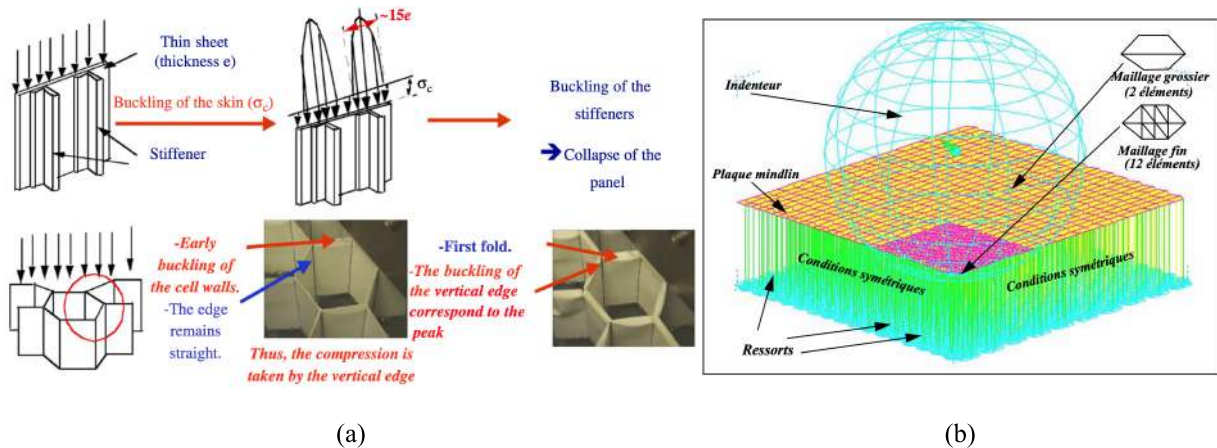


**Figure 5.9** – Simulation d'un choc mou sur une structure sandwich [Wilhem2017].

On peut conclure que l'utilisation d'un milieu équivalent homogène orthotrope peut être une solution efficace en termes de temps de calcul dans des applications spécifiques d'impact local ou de sollicitation de compression. La capacité de ces modèles à représenter le comportement d'une âme nid d'abeille sous un chargement combiné compression-cisaillement, n'a pas été abordée dans la littérature. Cependant, on peut deviner la complexité à trouver une loi de comportement adaptée, permettant de modéliser correctement les couplages : (1) compression-cisaillement et (2) de cisaillement dans le plan L-W.

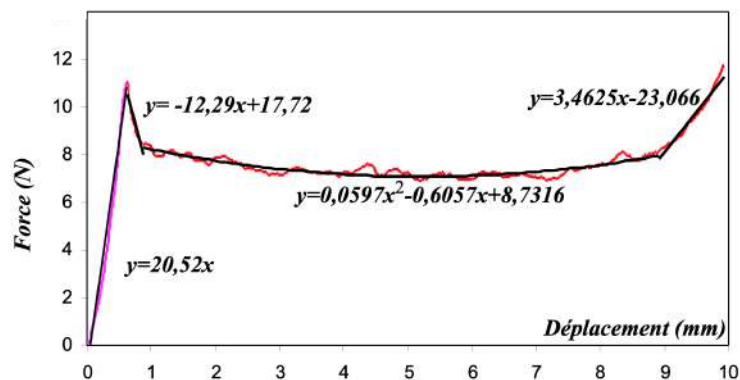
### 5.2.3 Modèle discret

Dans une optique de réduction des temps de calcul, Aminanda et al. [Aminanda+2009 ; Aminanda2004 ; Castanié+2008a ; Castanié+2008b] ont développé un modèle discret, basé sur des ressorts de compression non-linéaire, pour des applications d'impact sur panneaux. En partant du constat que la composante de compression est principalement reprise par les arêtes verticales puisque le flambage des parois se produit bien avant le pic d'effort (Fig. 5.10a), Aminanda et al. modélisent le nid d'abeille par un réseau de ressorts localisés au niveau des arêtes de la structure réelle (Fig. 5.10b).



**Figure 5.10** – (a) Explication des mécanismes de flambages dans une structure nid d'abeille hexagonal [Castanié+2008a]; (b) Modèle discret développé par Aminanda et al. [Aminanda2004].

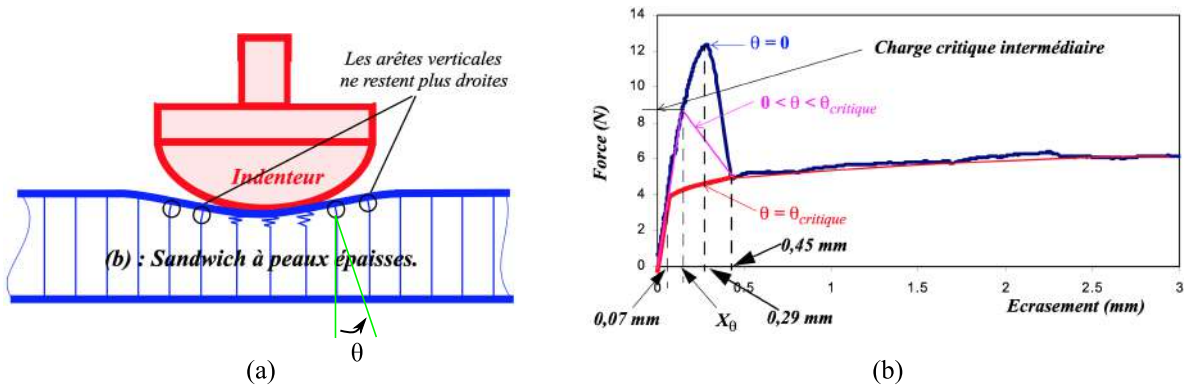
Pour extraire le comportement mécanique du ressort de compression, Aminanda et al. se basent sur des essais de compression. L'effort appliqué à l'éprouvette est divisé par le nombre d'arêtes de l'éprouvette de compression pour obtenir le comportement associé à une arête. Le comportement mécanique du ressort de compression unitaire est donc construit par une interpolation polynomiale par morceaux, à partir de la courbe effort-déplacement d'une arête (Fig. 5.11). De par la construction de ce modèle, les ressorts de compression modélisent toutes les phases d'écrasement de la structure, à savoir les phases : élastique, d'effondrement, de plateau et de densification.



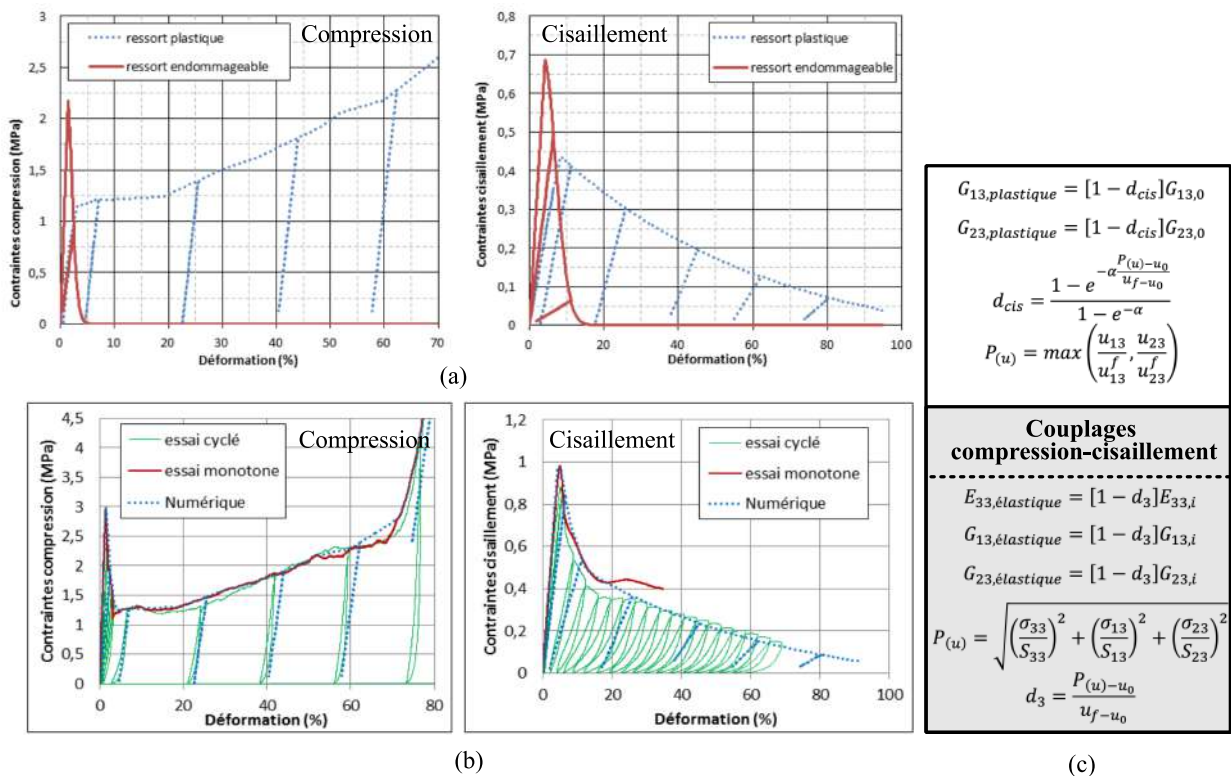
**Figure 5.11** – Construction de la réponse mécanique du ressort de compression unitaire [Aminanda2004].

Lors de simulations d'indentation avec le modèle décrit, les auteurs identifient une problématique majeure liée à cette méthode de modélisation. En effet, comme illustré dans la figure 5.12a, la

flexion des peaux sous l'indenteur, induit un cisaillement transverse dans les arêtes environnantes qui se traduit par leur perte de verticalité. Les auteurs concluent que ces arêtes, ne travaillant plus de façon purement axiale, voient leur comportement mécanique impacté. Ceci se traduit par une diminution du pic d'effort. Afin de modéliser cette perte de caractéristique, Aminanda et al. introduisent une dépendance du comportement des ressorts de compression à la rotation  $\theta$ . L'introduction de cette stratégie permet d'améliorer la réponse du modèle initial et conduit à une meilleure adéquation essais/calculs.



**Figure 5.12** – (a) Illustration de la rotation des arêtes sous indentation sphérique [Aminanda2004]. (b) Comportement des ressorts de compression évolutif en fonction de la rotation [Aminanda2004].



**Figure 5.13** – Modèle discret développé par Audibert [Audibert2017] (a) Comportements des ressorts. (b) Comportement global du modèle par rapport aux essais expérimentaux. (c) Ingrédients des lois matériaux introduites dans les ressorts du modèle.



Plus récemment, sur la base conceptuelle des travaux de Aminanda et al., Audibert et al. [Audibert+2019; Audibert2017] ont également travaillé sur un modèle discret des structures nid d'abeille. Partant du constat que la rotation des peaux induit des sollicitations de cisaillement dans l'âme, Audibert et al. implémentent une loi de comportement en cisaillement aux ressorts du modèle. De plus, les arêtes ne sont plus modélisées par un ressort unique mais par deux ressorts superposés avec deux comportements distincts (Fig. 5.13a) : (1) élasto-plastique et (2) élasto-endommageable.

Les deux ressorts sont modélisés par un comportement élastique pur dans la phase pré-pic. À partir du pic : (1) le ressort plastique comporte une loi d'écrouissage en compression et une loi d'endommagement exponentielle en cisaillement, (2) le ressort endommageable suit une loi d'endommagement pilotée par une fonction quadratique couplant les composantes de cisaillement et de compression (Fig. 5.13c). Les modules élastiques sont identifiés expérimentalement pour la compression ainsi que pour les cisaillements dans les sens L et W.

Les résultats numériques du modèle composé des deux ressorts sont présentés par les auteurs (Fig. 5.13b) et montrent une bonne corrélation avec les essais expérimentaux de compression et de cisaillement. Les auteurs concluent que ce type de modélisation semble bien appréhender les modes de rupture du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> pour un coût de calcul raisonnable. La modélisation discrète du nid d'abeille est donc un candidat potentiel pour des applications à des structures de grande échelle. Cependant, Audibert et al. notent que des essais combinés compression/cisaillement permettraient d'affiner les fonctions de couplages compression-cisaillement utilisées.

## 5.2.4 Conclusion

Les trois types de modèles décrits dans cette partie ont leurs spécificités propres et ont été développés pour divers domaines d'applications.

Les modèles mesoscopiques, grandement étudiés, sont utilisés pour comprendre les mécanismes de ruine des nids d'abeille. La constitution de ces modèles nécessite une bonne connaissance du matériau constitutif des parois et est sensible à la méthode de constitution du modèle (taille de maille, architecture des parois...). Ces modèles, impliquant un grand nombre d'éléments et donc un temps de calcul élevé, sont peu propices à la modélisation de panneaux sandwich de grande dimension.

Face à ce constat, des modèles continus, qui consistent à reporter la complexité de la géométrie de la microstructure sur la loi de comportement d'un matériau homogène équivalent, ont été développés. La capacité du milieu modélisé à représenter les comportements mécaniques observés repose sur des lois matériaux élasto-plastiques orthotropes. Des stratégies de suppression ou d'endommagement des éléments ont été mises en œuvre pour modéliser l'instabilité de compression. Le potentiel des modèles homogènes à simuler le comportement mécanique de structure sandwich sous sollicitation uni-axiale est montré. Cependant, la gestion des comportements couplés semble difficile vu la complexité des lois matériaux et par la continuité du modèle.

Les modèles discrets, basés sur la substitution d'un milieu continu par un réseau de ressorts, semblent être une alternative viable. En effet, les dernières études, où les comportements des ressorts de compression et de cisaillements sont calibrés sur la base d'essais uni-axiaux, montrent des résultats prometteurs. Cependant, le manque de connaissance de l'influence des différents couplages sur le comportement mécanique des matériaux nid d'abeille reste un verrou scientifique à lever pour l'identification complète de ces modèles et leur utilisation en bureau d'études.

## 5.3 Développement d'un modèle discret

Le modèle discret développé dans cette étude s'inscrit dans la continuité des travaux réalisés par Aminanda et al. [Aminanda2004] et Audibert et al. [Audibert2017]. Basé sur la superposition de deux éléments spécifiques, il est tout d'abord détaillé. Sa capacité à reproduire les comportements combinés caractérisés expérimentalement est ensuite analysée et discutée.

### 5.3.1 Contexte de développement du modèle et principes

Le modèle discret développé se base sur la modélisation du comportement d'une arête de la structure nid d'abeille. Une arête se compose de la jonction d'une double paroi et de deux simples parois comme illustré dans la figure 5.14. La multiplication de l'arête, dans le plan ( $L, W$ ), permet de représenter le motif du nid d'abeille. Dans les éprouvettes de dimensions  $50 \times 90$  mm, utilisées dans l'étude expérimentale menée dans le chapitre 3, le nombre d'arête est de 905. Étant donné que cette valeur varie de  $\pm 1\%$  en fonction de la configuration  $\beta$  de l'éprouvette, le nombre d'arête est considéré identique quelle que soit la configuration de l'éprouvette.

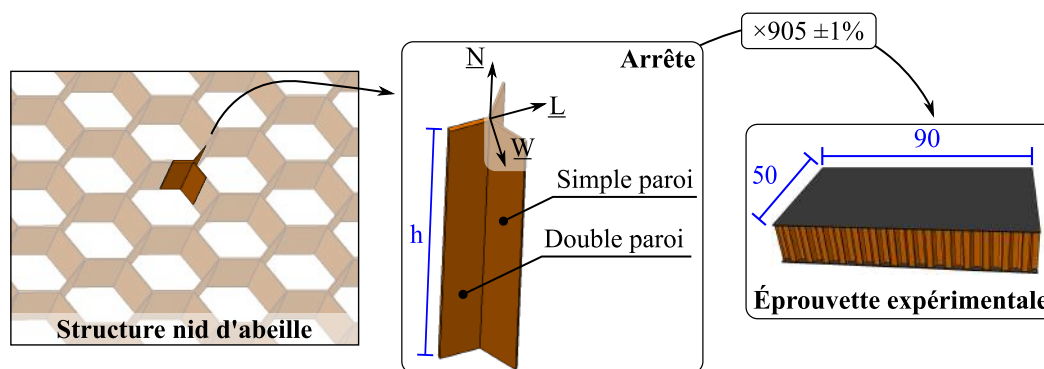


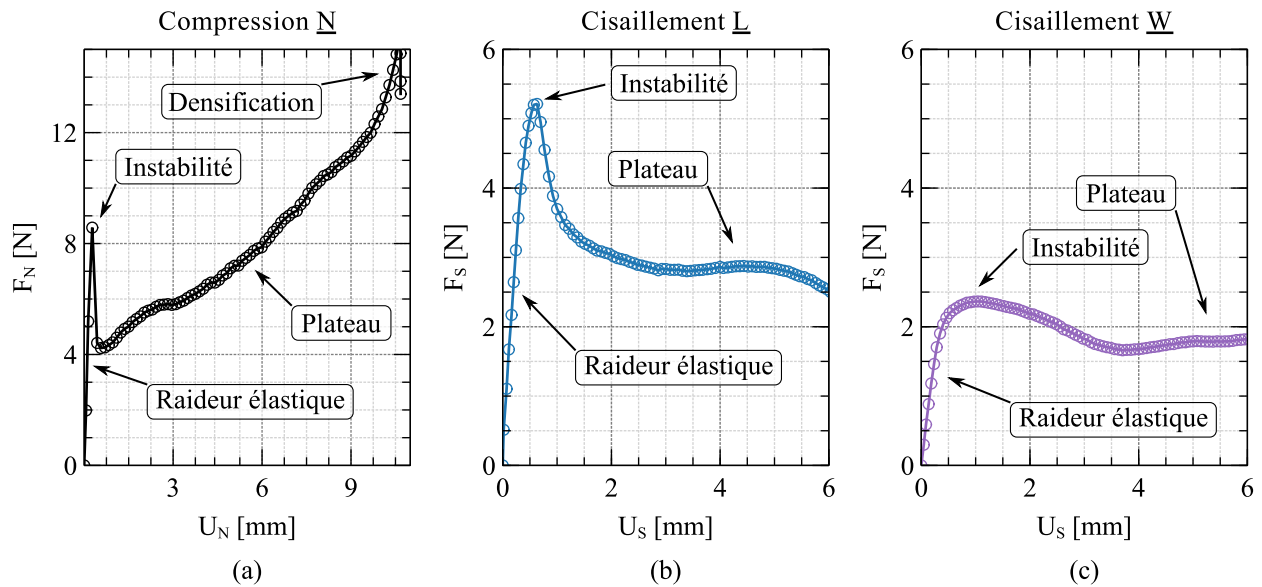
Figure 5.14 – Illustration de la géométrie d'une arête.

Dans la philosophie du modèle discret [Aminanda2004], l'arête est vue comme l'élément prédominant, au sens pilotant l'instabilité, de la structure nid d'abeille. C'est donc au niveau des arêtes que sont introduits les éléments du modèle qui connectent les deux peaux de la structure sandwich. Le modèle discret unitaire devra donc être dupliqué autant de fois qu'il y a d'arêtes dans la structure.

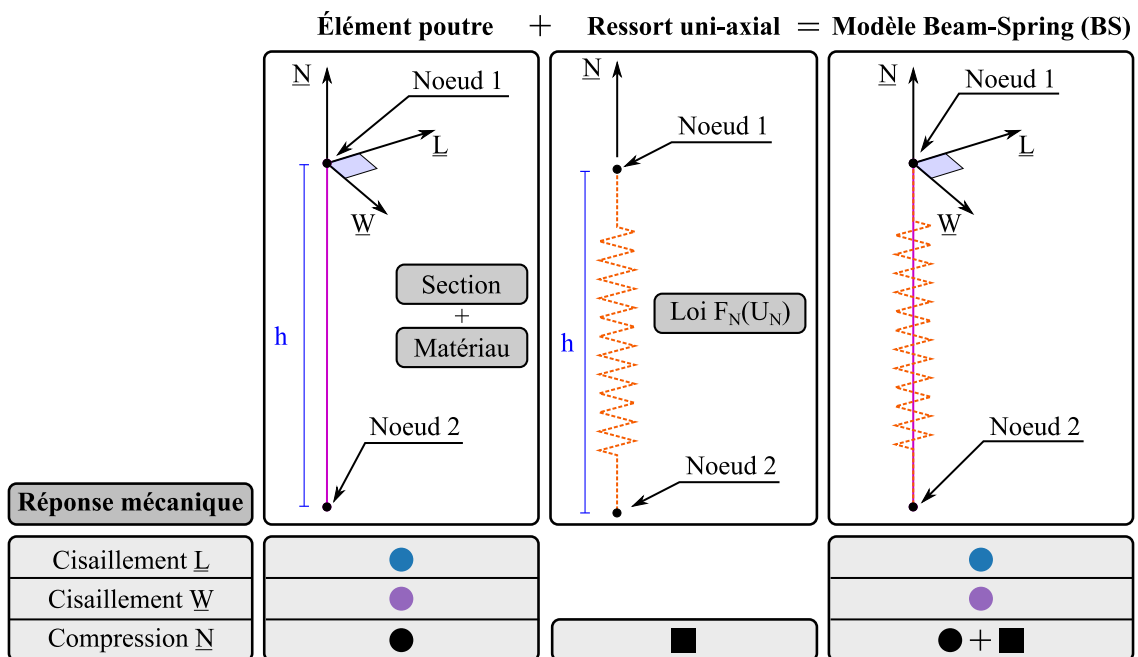
Sur la base des essais uni-axiaux quasi-statiques menés dans le chapitre 3, les caractéristiques mécaniques du modèle discret unitaire peuvent donc être déterminées en divisant les efforts appliqués à l'éprouvette par le nombre d'arêtes présentes dans la structure. De cette manière, les courbes effort-déplacement de l'arête, visible dans la figure 5.15, sont calculées sur la base des essais de compression, cisaillement dans le sens  $L$  et cisaillement dans le sens  $W$ .

Les courbes effort-déplacement de l'arête montrent que le modèle doit être en mesure de simuler divers phénomènes complexes sous sollicitation de compression et de cisaillement. Ces phénomènes sont :

1. Un comportement élastique, qui se traduit par une augmentation linéaire de l'effort.
2. Une instabilité, matérialisée par un pic d'effort.
3. Un plateau, stable ou croissant en fonction de la nature de la sollicitation.
4. Une phase de densification, uniquement en compression, où l'effort augmente fortement.



**Figure 5.15** – Courbes effort-déplacement d'une arête, obtenues à partir d'essais uni-axiaux pour des sollicitations de : (a) compression, (b) cisaillement dans le sens  $\underline{L}$  et (c) cisaillement dans le sens  $\underline{W}$ .



**Figure 5.16** – Composition du modèle Beam-Spring (BS).

De plus, le comportement anisotrope de l'arête, induit un comportement différencié en fonction de l'orientation du cisaillement.

L'objectif du modèle discret développé est de modéliser ces différents comportements avec des ingrédients simples, disponibles dans le logiciel Abaqus/Explicit. Pour ce faire, la stratégie imaginée et illustrée dans la figure 5.16, est basée sur la superposition de deux éléments :

- un élément poutre quadratique, dont la combinaison entre la section et la loi matériau permet de simuler des réponses mécaniques différenciées en fonction de l'orientation du cisaillement ;
- un ressort uni-axial, qui a pour but de compléter la réponse en compression de l'élément poutre. Ce ressort est matérialisé par une relation effort-déplacement entre les deux nœuds de l'élément poutre, selon la direction de compression  $\underline{N}$ .

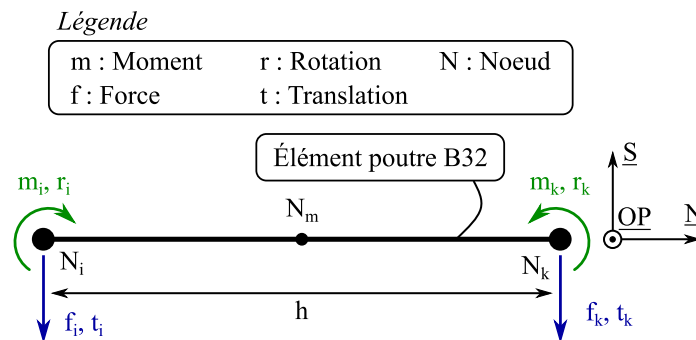
Ce modèle, composé d'un élément poutre et d'un ressort uni-axial, est intitulé modèle Beam-Spring ou modèle BS. Les paramètres du modèle BS à identifier sont donc : le matériau et la section de l'élément poutre ainsi que la réponse  $F_N(U_N)$  du ressort uni-axial.

Il est important de relever que les paramètres du modèle BS identifiés dans cette étude, sont valables uniquement dans un contexte de structure sandwich, où les arêtes du nid d'abeille sont stabilisées par les peaux. De ce fait, les conditions limites appliquées aux nœuds 1 et 2 du modèle BS (Fig. 5.16), doivent être adaptées. Le nœud 2 est donc encastré. Pour le nœud 1, tous les DDLs sont bloqués excepté la translation dans le sens de sollicitation sur la peau inférieure :  $\underline{N}$  pour la compression et  $\underline{L}$  ou  $\underline{W}$  pour le cisaillement. Afin de mener une première étude quasi-statique, le modèle est contrôlé en vitesse imposée de  $V_k = 100$  mm/s étant donné que le schéma d'intégration utilisé est explicite. Le choix de ce schéma d'intégration se justifie par la volonté de mener des études dynamiques dans le futur.

### 5.3.2 Identification des paramètres

#### Élément poutre

L'élément poutre du modèle BS a pour objectif de simuler le comportement de l'arête en cisaillement dans les sens  $\underline{L}$  et  $\underline{W}$ . Pour ce faire, un élément quadratique à 3 nœuds, de type B32 dans Abaqus, est utilisé. Dans la figure 5.17, les degrés de liberté ( $r$  et  $t$ ) ainsi que les efforts associés ( $m$  et  $t$ ) aux nœuds à cinématiques imposées ( $N_i$  et  $N_k$ ) sont illustrés pour une sollicitation de cisaillement. Si l'on considère le nœud  $N_i$  comme encastré, cette sollicitation se traduit par un déplacement imposé  $t_k$ , calculé par  $t_k = V_k \times t$ , avec  $t$  le temps en seconde.



**Figure 5.17** – Représentation d'un élément poutre, avec ses degrés de libertés et efforts associés dans une configuration de cisaillement.

Basée sur la théorie de Timochenko, la matrice de rigidité  $[M]$  de l'élément poutre est présentée dans l'équation 5.1 avec :

- $\varphi$  : la contribution du cisaillement dans la déformée ;
- $E$  : le module d'élasticité en MPa ;
- $I_{\underline{S}}$  : le moment quadratique dans la direction de cisaillement  $\underline{S}$  en mm<sup>4</sup> ;

- $G$  : le module de cisaillement en MPa ;
- $A_s$  : la section réduite en  $\text{mm}^2$  ;

Le terme de contribution à la raideur de cisaillement transverse dans l'orientation de cisaillement de la poutre  $K_S$ , exprimé en  $[N]$ , peut être : (1) calculée en fonction des paramètres  $G$  et  $A_r$  ou (2) rentrée en dur comme paramètre de la section dans le logiciel Abaqus. Dans le second cas,  $K_S$  dépend de l'orientation du cisaillement contrairement au premier cas.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} f_i \\ m_i \\ f_k \\ m_k \end{bmatrix}}_{[F]} = \frac{EI}{h(1+\varphi)} \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{12}{h^2} & \frac{6}{h} & \frac{12}{h^2} & \frac{6}{h} \\ \frac{6}{h} & 4+\varphi & -\frac{6}{h} & 2-\varphi \\ -\frac{12}{h^2} & -\frac{6}{h} & \frac{12}{h^2} & -\frac{6}{h} \\ \frac{6}{h} & 2-\varphi & -\frac{6}{h} & 4+\varphi \end{bmatrix}}_{[M]} \underbrace{\begin{bmatrix} t_i \\ r_i \\ t_k \\ r_k \end{bmatrix}}_{[U]} \quad \text{avec } \varphi = \frac{12EI_S}{h^2 \underbrace{GA_r}_{K_S \text{ en } [N]}} \quad (5.1)$$

En posant les conditions limites propres à l'essai de cisaillement de l'âme nid d'abeille ( $t_i = r_i = r_k$ ), on peut déterminer la relation entre le déplacement imposé  $t_k$  et l'effort de cisaillement nodal du nœud encastré  $f_i$  (Eq. 5.2). La raideur en cisaillement  $R_S$  de l'élément poutre est quant à elle déterminée par l'équation 5.3.

$$f_i = \underbrace{\frac{12EI_S}{h^3(1+\varphi)}}_{R_S} t_k \quad (5.2)$$

$$R_S = \frac{12EI_S}{h^3 \left(1 + \frac{12EI_S}{h^2 K_S}\right)} \quad (5.3)$$

À partir des modules de cisaillements  $G_L$  et  $G_W$  du nid d'abeille d'intérêt données par le constructeur (et validé expérimentalement) et du nombre d'arêtes au mètre carré  $n_{Am}$ , on peut calculer les raideurs d'une en cisaillement dans les sens  $\underline{L}$  et  $\underline{W}$  (Eq. 5.4).

$$R_S = \frac{G_S}{hn_{am}} \quad (5.4)$$

Orientation $\underline{S}$	$\underline{L}$	$\underline{W}$	h = 15 mm
$G_S$ [DataSheet2017]	41	24	[MPa]
$n_{Am}$	0,201		[ $\text{mm}^{-2}$ ]
$R_S$	<b>13,59</b>	<b>7,96</b>	[ $\text{Nmm}^{-1}$ ]

**Tableau 5.1** – Tableau des raideurs en fonction de l'orientation de la sollicitation de cisaillement  $\underline{S}$ .

À partir de l'équation 5.4, un jeu de paramètres de l'élément poutre, répondant aux raideurs unitaires de l'arête  $R_{\underline{L}}$  et  $R_{\underline{W}}$  présentées dans le tableau 5.1, peut-être identifié. Ce jeu de paramètres comprend : (1) le module d'élasticité  $E$ , (2) les moments quadratiques de la section  $I_{\underline{L}}$  et  $I_{\underline{W}}$  et (3) les raideurs de cisaillement transverse  $K_{\underline{L}}$  et  $K_{\underline{W}}$ .

Sous sollicitation de compression de direction  $\underline{N}$ , l'élément poutre participe également à la rigidité du modèle. De ce fait, la raideur en compression de la poutre  $R_{\underline{N}}$  est calculée avec l'équation 5.5, à partir du module de compression  $E_{\underline{N}} = 138 \text{ MPa}$  défini par le constructeur du nid d'abeille [DataSheet2017].

$$R_{\underline{N}} = \frac{E_{\underline{N}}}{h n_{am}} \quad (5.5)$$

On peut donc définir la surface  $S_P$  de la section de l'élément poutre par la relation suivante :

$$S_P = \frac{h R_{\underline{N}}}{E} \quad (5.6)$$

Pour cette étude, le jeu de paramètres utilisé répondant aux critères de rigidité est décrit dans le tableau 5.2.

Matériau	Paramètres de section					
	$E$	$I_{\underline{L}}$	$K_{\underline{L}}$	$I_{\underline{W}}$	$K_{\underline{W}}$	$S_P$
	[MPa]	[mm <sup>4</sup> ]	[N]	[mm <sup>4</sup> ]	[N]	[mm <sup>2</sup> ]
100	400	226	50	215	6	

Tableau 5.2 – Jeu de paramètre de l'élément poutre utilisé dans l'étude.

Une section tubulaire rectangulaire, disponible dans le logiciel Abaqus, répondant au jeu de paramètres sélectionné, a été attribuée à l'élément poutre. Les paramètres géométriques de la section retenue sont indiqués dans la figure 5.18

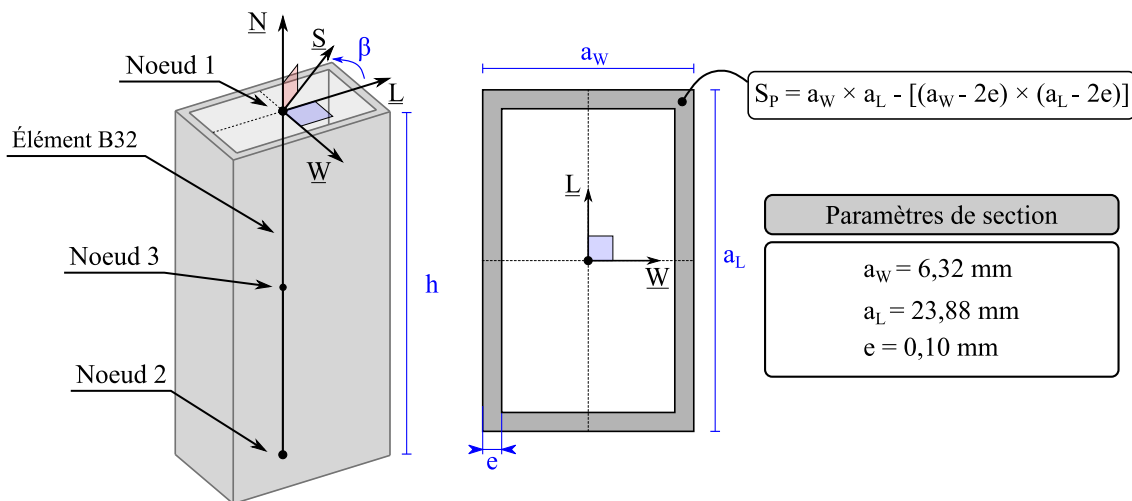
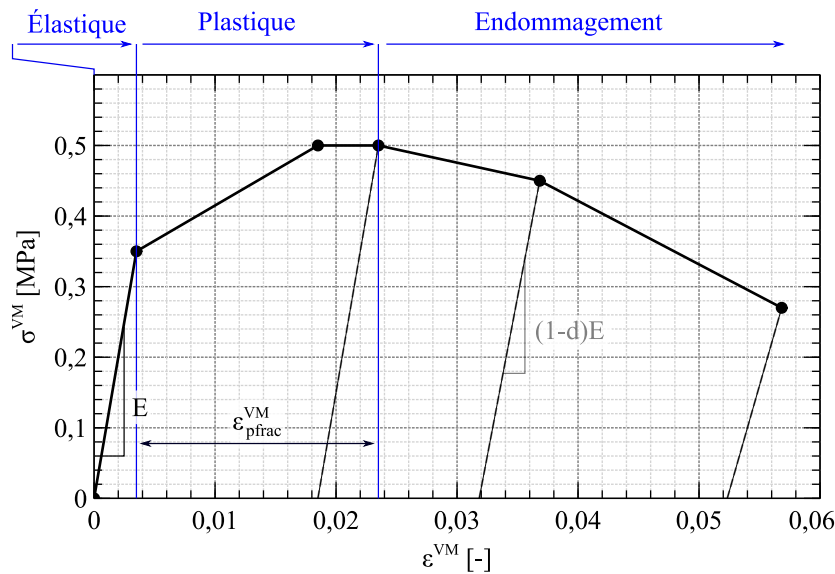


Figure 5.18 – Définition de la section de poutre sélectionnée.

La réponse élastique de l'élément est donc définie avec les paramètres ci-dessus.

Pour représenter la réponse complète de l'arête en cisaillement, un comportement instable et non-linéaire doit être introduit pour simuler les phénomènes de pics et de plateaux, mis en évidence dans la figure 5.15. Ainsi, la loi matériau élasto-plastique avec critère de Von-Mises, disponible dans Abaqus et présentée dans la figure 5.19 est utilisée. Cette dernière est constituée de trois régimes :

- linéaire élastique, suivant la loi de Hooke, défini par le module d'élasticité  $E$  avec un coefficient de poisson nul ;
- bi-linéaire plastique, défini par une loi tabulaire d'évolution de la contrainte plastique  $\sigma_p^{VM}$  en fonction de la déformation plastique  $\epsilon_p^{VM}$  ;
- endommagement, dont l'évolution de la variable d'endommagement  $d$  suit une loi tabulaire dépendante du déplacement plastique  $U_p$ , où  $U_p = h\epsilon_p^{VM}$ . L'endommagement se déclenche à partir d'un seuil de déformation plastique  $\epsilon_{pfrac}^{VM}$ .



**Figure 5.19** – Loi contrainte-déformation de Von-Mises du matériau attribué à l'élément poutre.

Paramètres matériau		
<b>Elastique</b>	<b>Plastique</b>	
$E = 100 \text{ MPa}$	$\sigma_p^{VM}$	$\epsilon_p^{VM}$
$\nu = 0$	0,35	0
<b>Densité</b>	0,5	0,015
$\rho = 34 \text{ kg/m}^3$	<b>Endommagement</b>	
	$\epsilon_{pfrac}^{VM} = 0.02$	
	$d$	$U_p$
	0	0
	0,1	0,5
	0,4	0,8

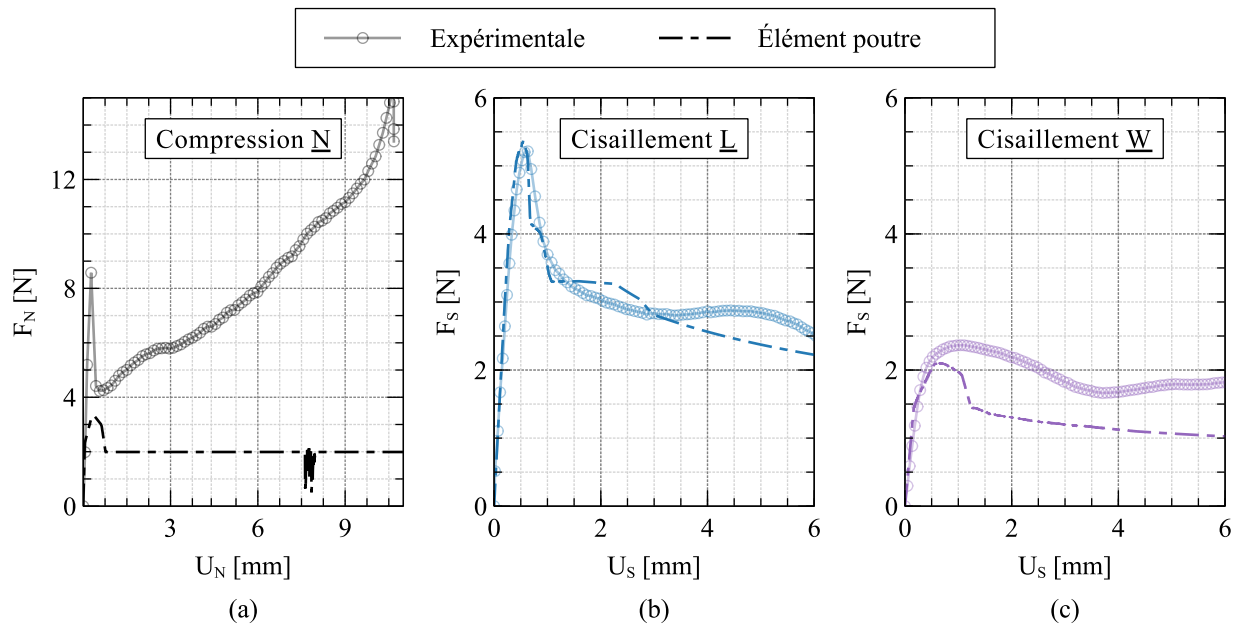
**Tableau 5.3** – Paramètres de la loi matériau de l'élément poutre.

Les paramètres des lois utilisées, sont établis par identification inverse sur la base des essais de cisaillement  $\underline{L}$  et  $\underline{W}$  (Fig. 5.20b et c). Le tableau 5.3 présente les valeurs des paramètres identifiés dans cette étude. La densité  $\rho$  du matériau est déterminé de manière à attribuer à l'élément, une masse identique à la masse de la zone de Nomex<sup>®</sup> représentée.



Avec les paramètres de : (1) section et (2) matériaux identifiés, on peut constater que l'élément poutre présente une bonne corrélation avec l'essai de cisaillement  $\underline{L}$  (Fig. 5.20b). Pour l'essai de cisaillement  $\underline{W}$  (Fig. 5.20c), la partie linéaire est bien représentée par l'élément poutre mais le pic d'effort et la phase post-pic sont sous-estimés d'environ 20%. Pour la réponse de compression (Fig. 5.20a), l'élément poutre ne représente qu'un tiers de la réponse globale de l'arête.

Comme la loi de comportement de l'élément poutre utilise une formulation élasto-plastique avec critère de Von-Mises, il est complexe de trouver un jeu de paramètres qui satisfasse toutes les orientations de sollicitation. L'introduction de loi de comportement plastique et d'endommagement orthotrope, pourrait permettre d'améliorer la réponse de l'élément poutre.



**Figure 5.20** – Comparaison entre la réponse effort-déplacement de l'élément poutre et des données expérimentales.

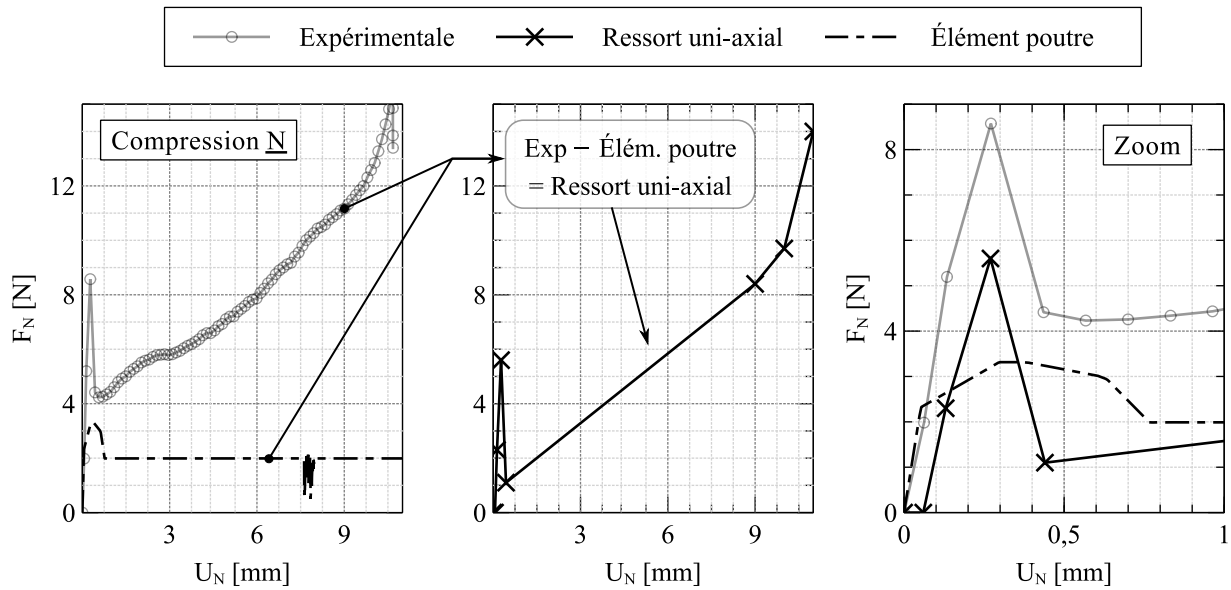
### Ressort uni-axial de compression

Pour cette étude, un ressort uni-axial de compression est ajouté entre les nœuds 1 et 2 de l'élément poutre. Ce ressort a pour objectif de compenser la réponse faible de l'élément poutre en compression. Le ressort est défini par une relation effort-déplacement  $F_N(U_N)$ . Cette relation est déterminée par la différence entre les courbes effort-déplacement de l'essai de compression et de l'élément poutre. La loi  $F_N(U_N)$  qui en résulte est décrite dans le tableau 5.4 et visible dans la figure 5.21.

$F_N$	[N]	0	0	2,3	5,6	1,1	8,4	9,7	14
$U_N$	[mm]	0	0,06	0,13	0,27	0,44	9	10	11

**Tableau 5.4** – Jeu de paramètres de l'élément poutre utilisé dans l'étude.

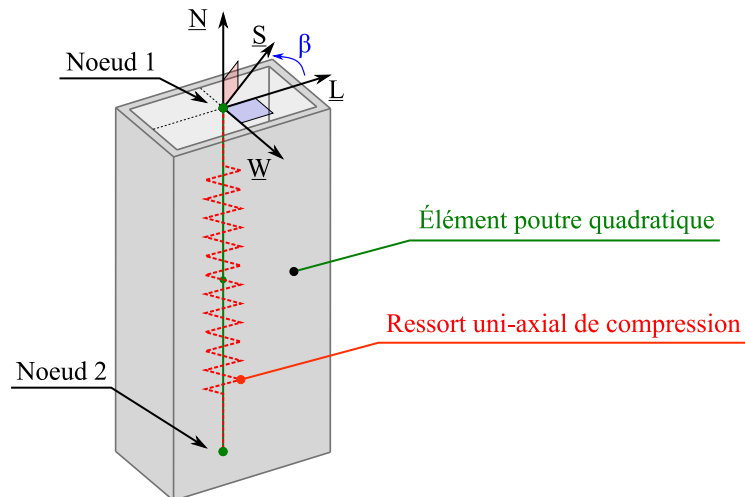
Comme le montre la figure 5.21, le ressort participe à la modélisation du comportement : (1) linéaire, (2) d'instabilité représenté par le pic d'effort, (3) de plateau et permet d'introduire le phénomène de densification dans le modèle.



**Figure 5.21** – Courbes de la réponse expérimentale et numériques de l'élément poutre et du ressort uni-axiale sous chargement de compression.

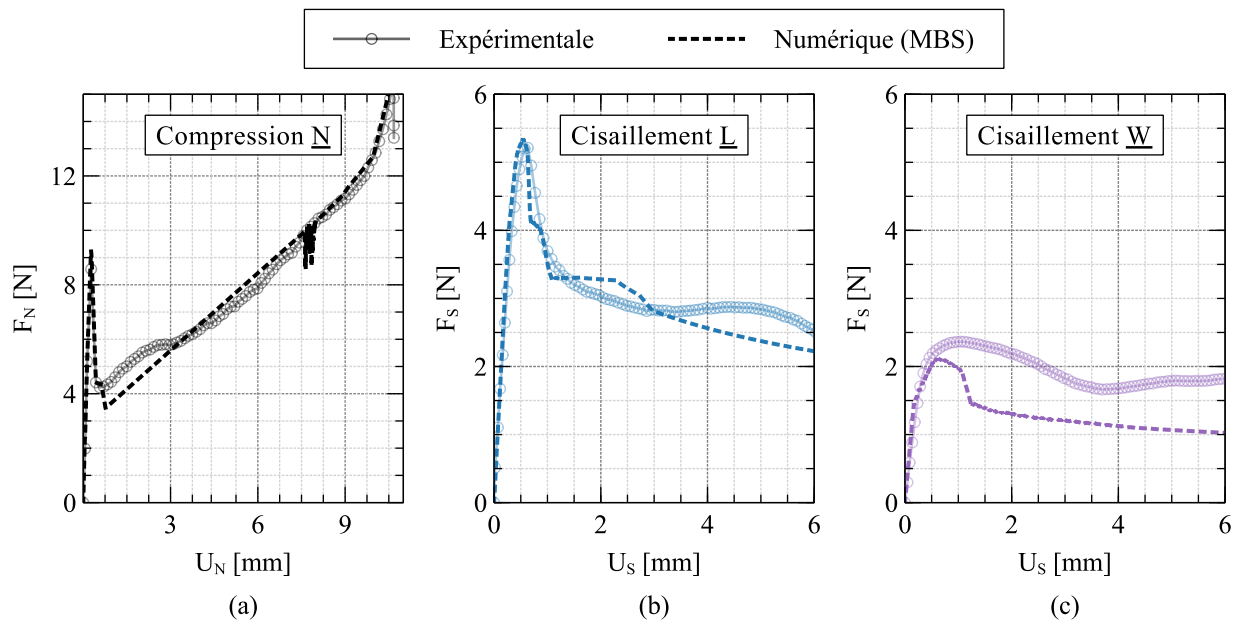
### Réponses uni-axiales du modèle BS

Le modèle BS composé de l'élément poutre quadratique et du ressort de compression uni-axial est représenté dans la figure 5.22. Les courbes effort-déplacement, obtenues à partir du modèle BS, sont comparées avec les courbes expérimentales de l'arête unitaire pour les sollicitations de compression et cisaillement  $\underline{L}$  et  $\underline{W}$  dans la figure 5.23.



**Figure 5.22** – Représentation du modèle Beam-Spring (BS).

La réponse mécanique du modèle montre une bonne corrélation avec les courbes expérimentales. La combinaison du ressort uni-axial et de l'élément poutre permet de bien représenter la réponse en compression de l'arête. La comparaison des efforts au pic des différents chargements testés (Tab. 5.5), montre que le modèle BS est fiable pour les orientations de compression et de cisaillement  $\underline{L}$  mais tant à sous-estimer la valeur au pic pour le cisaillement  $\underline{W}$  à hauteur de 10%.



**Figure 5.23** – Comparaison entre la réponse effort-déplacement du modèle BS et des données expérimentales.

[N]	Expérimentaux	Modèle BS	Écart
<b>Compression</b>	9,58	9,24	3,5%
<b>Cisaillement <math>\underline{L}</math></b>	5,29	5,35	1,1%
<b>Cisaillement <math>\underline{W}</math></b>	2,35	2,11	10,2%

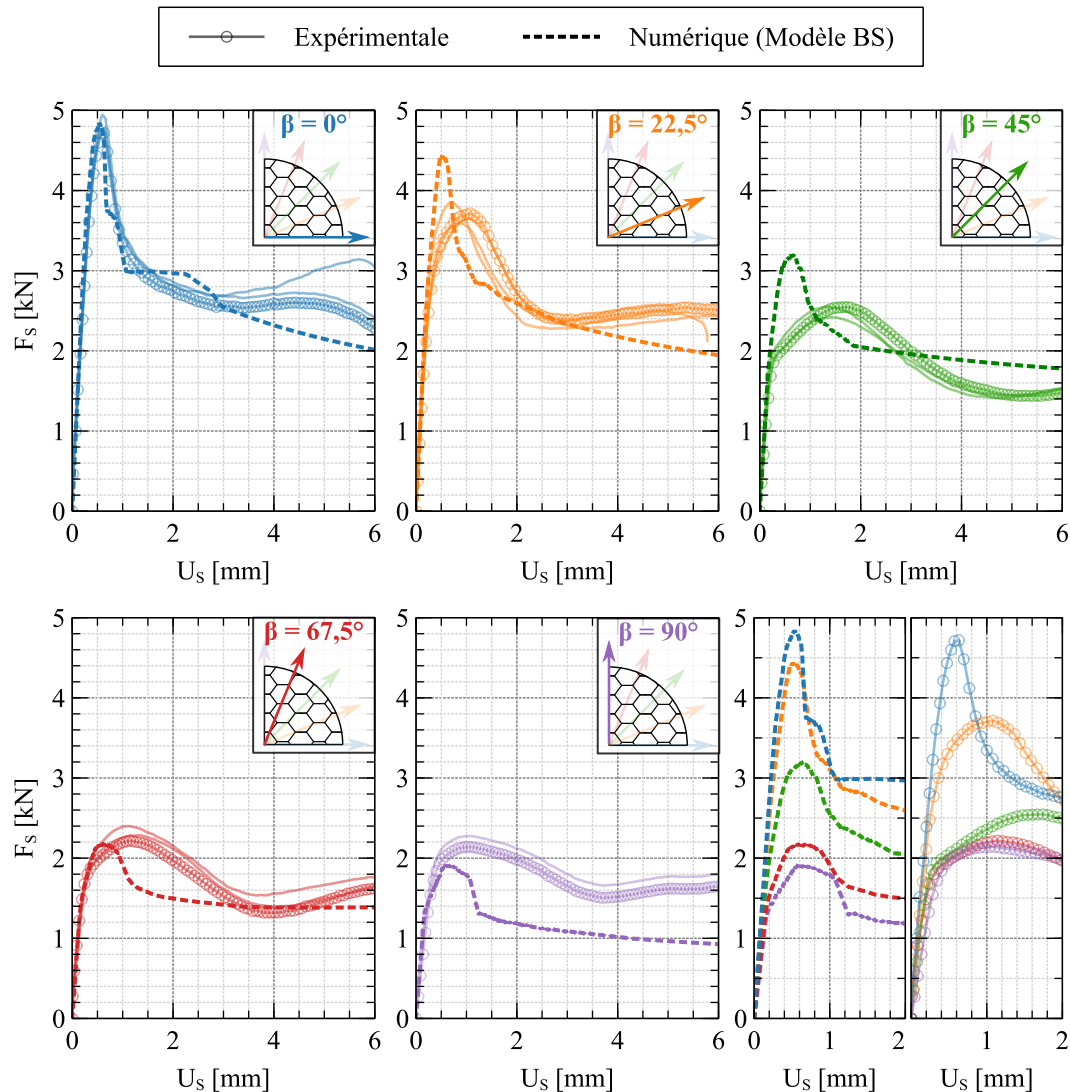
**Tableau 5.5** – Comparaison des efforts pic de l'arête unitaire expérimentaux et numériques avec le modèle BS.

La capacité du modèle BS à modéliser le comportement de l'arête sous un chargements combiné est maintenant étudiée.

### 5.3.3 Comportement du modèle BS sous sollicitations combinées

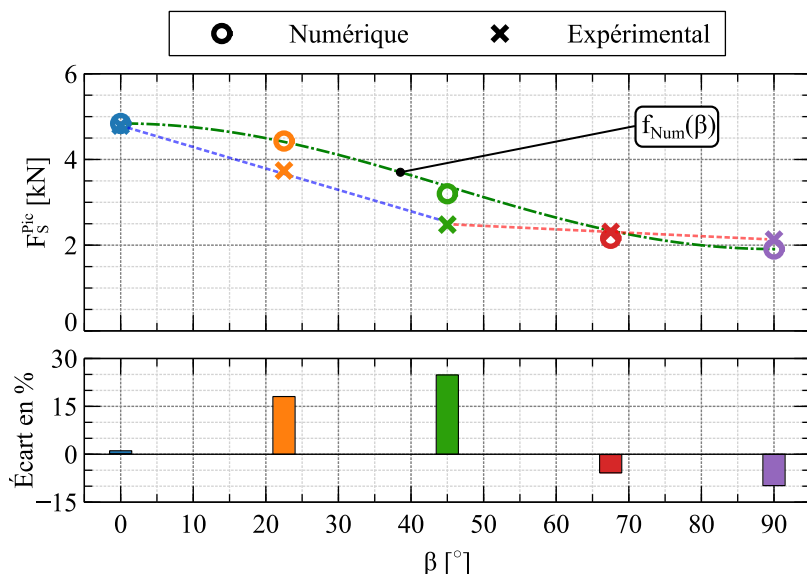
#### Essais de cisaillement à angle $\beta$ variable

Les résultats des essais réalisés sur le modèle BS pour différents angles  $\beta$  sont présentés et comparés aux résultats expérimentaux dans la figure 5.24 ( $\alpha = 90^\circ$ ).



**Figure 5.24** – Comparaison des réponses mécaniques expérimentales et numériques obtenues pour des essais de cisaillement à angle  $\beta$  variable.

On constate que le modèle BS présente une bonne corrélation avec les essais dans la partie linéaire, quelle que soit l'orientation du cisaillement  $\beta$ . De plus, les tendances du comportement mécanique en fonction l'angle  $\beta$ , à savoir : (1) le changement de raideur et (2) l'impact sur l'effort au pic, sont captés. Cependant, comme le montre la figure 5.25, le modèle a tendance à sur-estimer de plus de 15% la valeur du pic d'effort pour les configurations  $\beta = 22,5^\circ$  et  $\beta = 45^\circ$ .



**Figure 5.25** – Comparaison de l'évolution numérique et expérimentale de l'effort au pic d'une éprouvette et des écarts associés en fonction de  $\beta$ .

L'évolution de  $F_S^{Pic}$  en fonction de  $\beta$  prédite par le modèle peut-être approchée analytiquement par la fonction  $f_{Num}$  :

$$f_{Num} = \frac{F_L^{Pic} + F_W^{Pic}}{2} + \frac{F_L^{Pic} - F_W^{Pic}}{2} \cos(2\beta) \quad \text{où} \quad \begin{cases} F_L^{Pic} = F_S^{Pic} & \text{pour } \beta = 0^\circ \\ F_W^{Pic} = F_S^{Pic} & \text{pour } \beta = 90^\circ \end{cases} \quad (5.7)$$

Pour construire cette fonction, les moments quadratiques des axes principaux dans la formule de rotation des moments quadratiques ont été remplacés par les efforts au pic dans les orientations principales de cisaillement  $\underline{L}$  et  $\underline{W}$ . Ceci explique que le modèle BS ne décrit pas l'évolution bi-linéaire, de l'effort au pic en fonction de  $\beta$ , trouvée expérimentalement.

### Essais combinés compression-cisaillement

Afin d'étudier la capacité du modèle BS à simuler les comportements expérimentaux observés sous sollicitations combinées de compression-cisaillement, le modèle est soumis à deux angles de chargement :  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ . Pour réaliser ce chargement, le nœud 2 est piloté par une vitesse imposée  $V_z = 100 \text{ mm/s}$  qui se compose des vitesses imposées en compression  $V_N$  et de cisaillement  $V_S$  calculées par la relation décrite dans l'équation 5.8.

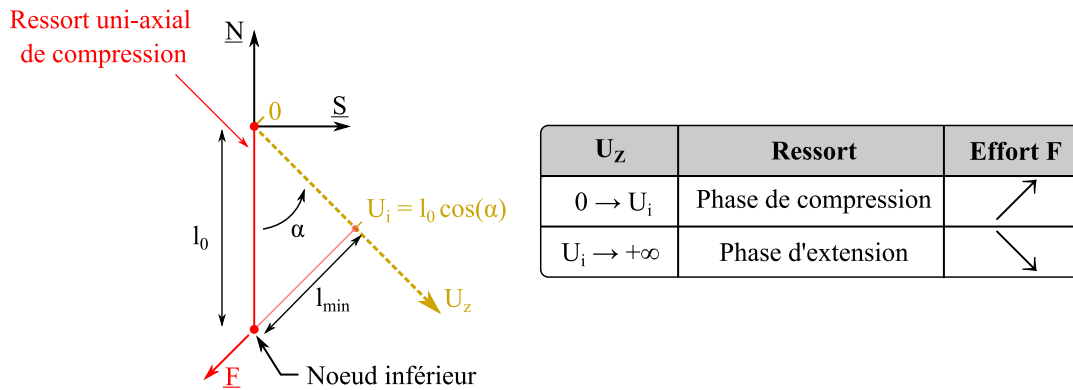
$$\begin{cases} V_N = V_z \cos(\alpha) \\ V_S = V_z \sin(\alpha) \end{cases} \quad (5.8)$$

Le chargement combiné de compression-cisaillement est appliqué aux configurations  $\beta = 0^\circ$  et  $\beta = 90^\circ$ .

Les figures 5.27 et 5.28 présentent les résultats numériques obtenus pour les différentes configurations testées. Pour chaque configuration ( $\alpha, \beta$ ), les efforts de compression  $F_N$  et de cisaillement  $F_S$  sont tracés en fonction du déplacement  $U_z$ . Le modèle numérique du modèle BS est ainsi comparé avec les résultats expérimentaux issus des essais collés de compression-cisaillement (chapitre 3.4). Les

efforts issus des deux composants du modèle BS (l'élément poutre et le ressort uni-axial), sont également tracés indépendamment. Ceci permet d'estimer la contribution de chaque composant dans la réponse globale du modèle BS. L'essai n'ayant pas pu être mené pour la configuration ( $\alpha = 45^\circ$ ,  $\beta = 0^\circ$ ), le modèle BS n'est pas comparé aux données expérimentales pour cette configuration.

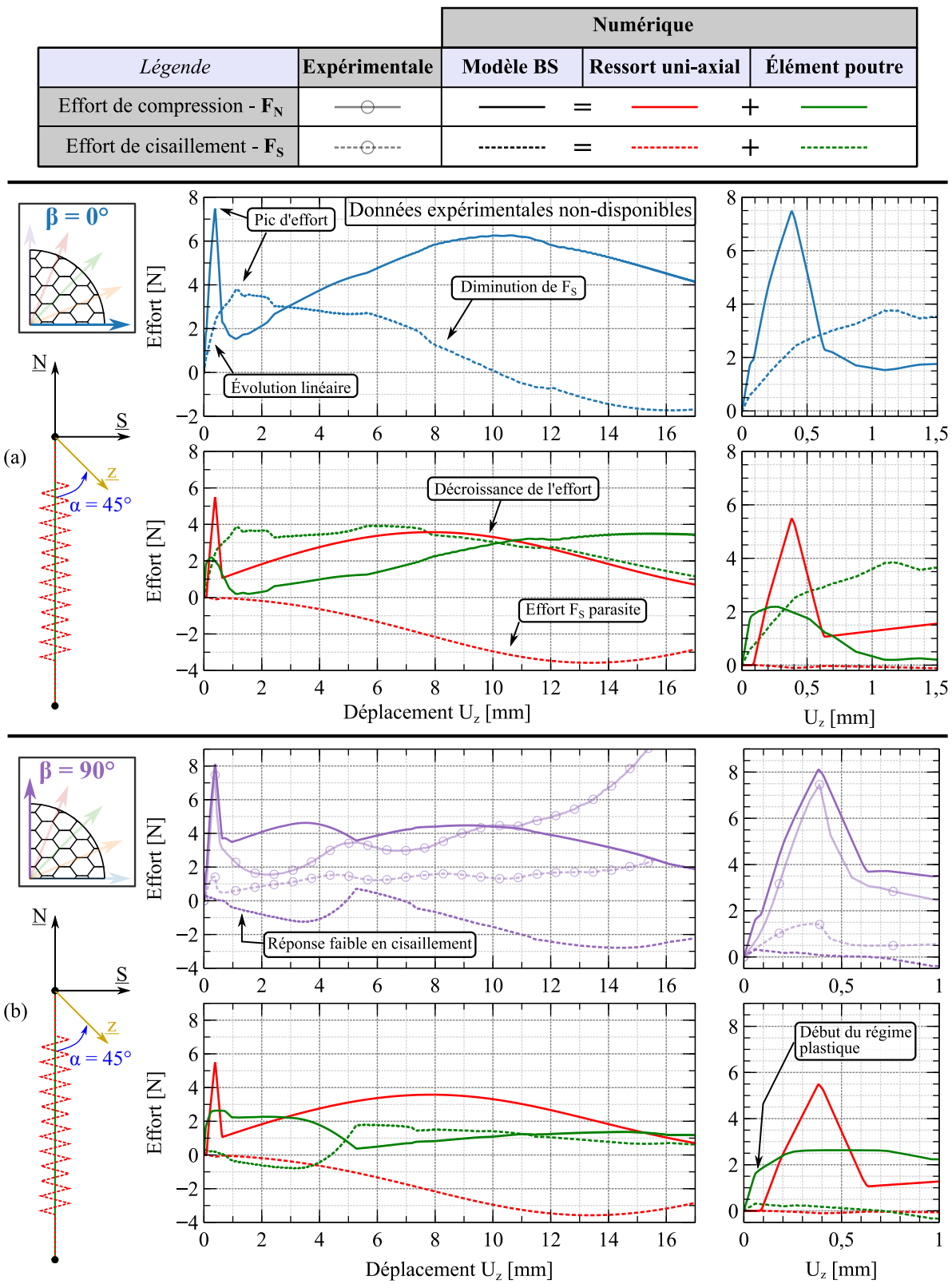
Les résultats du modèle BS dans la configuration  $\alpha = 45^\circ$  sont présentés dans la figure 5.27. Dans le cas d'un angle de cisaillement de  $\beta = 0^\circ$  (Fig. 5.27a), l'évolution des efforts de compression et de cisaillement du modèle montre une phase linéaire suivie d'un pic d'effort. Suite à cela,  $F_N$  augmente et  $F_S$  stagne puis diminue. Cette diminution s'explique par : (1) la loi d'endommagement de l'élément poutre et (2) un effort induit par le ressort uni-axial. Cet effort s'exerce selon la direction  $\underline{F}$  du ressort qui n'est plus parallèle à la direction  $\underline{N}$  normal au sandwich comme illustré dans la figure 5.26. On peut également remarquer de l'effort  $F_N$  du ressort uni-axial décroît à partir d'un déplacement  $U_z$ . Ceci s'explique également par la cinématique du ressort qui se voit comprimé dans un premier temps puis se retrouve en phase d'extension à partir d'un déplacement  $U_i$ , comme illustré dans la figure 5.26. L'extension du ressort explique la diminution visible de l'effort normal  $F_N$  observée. Ainsi, la phase de densification ne peut pas être représentée par le ressort dans une configuration compression-cisaillement où l'angle  $\alpha$  est trop important.



**Figure 5.26** – Comportement du ressort uni-axial sous un chargement combiné compression-cisaillement d'angle  $\alpha$ .

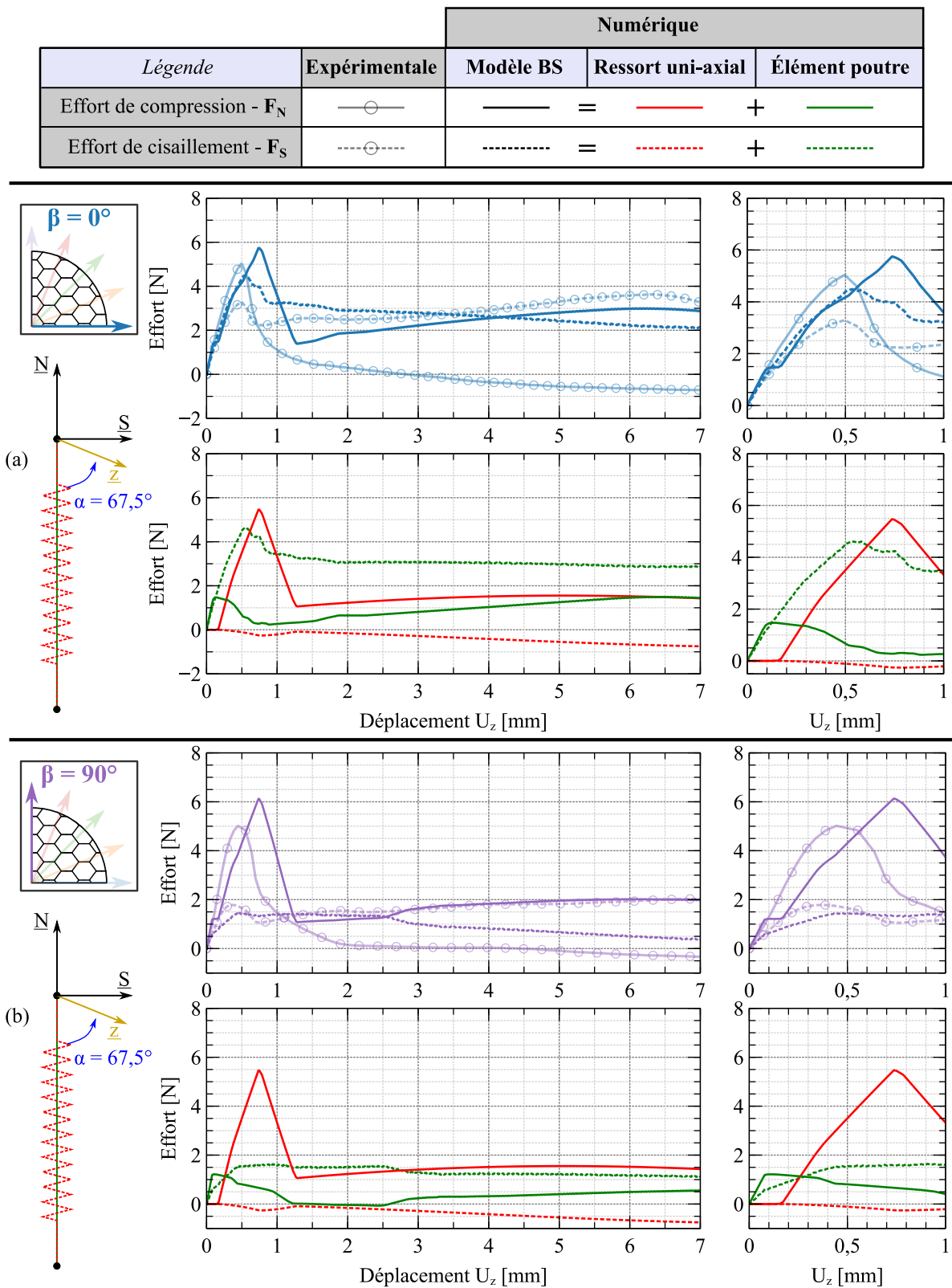
Les deux effets indésirables induits par le ressort sont également visibles pour la configuration ( $\alpha = 45^\circ$ ,  $\beta = 90^\circ$ ) (Fig. 5.27b). De plus, pour cette configuration, on remarque que le modèle BS présente une bonne corrélation de l'effort normal  $F_N$  avec les données expérimentales jusqu'au pic d'effort, ce qui n'est pas le cas pour l'effort de cisaillement  $F_S$ . En effet, la réponse en cisaillement du modèle est faible dans cette configuration. Ceci s'explique par l'endommagement précoce de l'élément poutre dû au déclenchement du régime plastique par la composante de compression. La réponse en cisaillement  $F_S$  est donc détériorée très tôt dans le cycle de chargement du modèle.

Dans les configurations où  $\alpha = 67,5^\circ$  (Fig. 5.28), l'impact des effets indésirables du ressort uni-axial sur la réponse globale du modèle est plus modéré, du fait de l'angle de chargement  $\alpha = 67,5^\circ$  qui induit une composante normale du déplacement  $U_N$  moins importante. De ce fait, la corrélation entre le modèle et les données expérimentales est meilleure. Pour les deux configurations, un pic d'effort est identifiable sur les composantes de cisaillement et de compression. La différence maximale relevée entre les données expérimentales et numériques au niveau du pic d'effort est inférieure à 20%. Pour la phase post-pic, si le niveau du plateau relevé en cisaillement est en adéquation avec les données expérimentales, le niveau du plateau en compression est lui trop élevé. On peut en conclure que, pour un angle de chargement de  $\alpha = 67,5^\circ$ , le ressort de compression uni-axial joue un rôle trop important dans la réponse mécanique post-pic du modèle BS.



**Figure 5.27** – Comparaison entre les comportements mécaniques numériques et expérimentales sous chargement de compression-cisaillement  $\alpha = 45^\circ$  pour : (a)  $\beta = 0^\circ$  et (b)  $\beta = 90^\circ$ .





**Figure 5.28** – Comparaison entre les comportements mécaniques numériques et expérimentales sous chargement de compression-cisaillement  $\alpha = 67^\circ$  pour : (a)  $\beta = 0^\circ$  et (b)  $\beta = 90^\circ$ .

### 5.3.4 Conclusion et perspectives d'amélioration

Dans ce chapitre, un nouveau modèle discret basé sur la modélisation des arêtes du nid d'abeille est développé. Ce modèle, appelé modèle Beam-Spring (BS), est basé sur la superposition d'un élément poutre quadratique et d'un ressort uni-axial de compression.

Dans le modèle BS, l'élément poutre a pour objectif de simuler le comportement en cisaillement dépendant de l'orientation de cisaillement dans le plan ( $\underline{L}$ ,  $\underline{W}$ ). Pour ce faire l'élément poutre se voit attribuer : (1) une section, possédant des moments quadratiques de section  $I_L$  et  $I_W$  et (2) un module d'élasticité  $E$ . Ce triplet de paramètre, identifié à l'aide de la théorie de Timochenko, permet de modéliser les raideurs expérimentales observées lors d'un chargement de cisaillement. Pour modéliser l'instabilité propre au matériau nid d'abeille, le comportement matériau attribué à l'élément poutre est défini comme élasto-plastique endommageable basé sur un critère de Von-Mises. Cette loi est calibrée par identification inverse. Pour compléter la réponse en compression de la poutre, un ressort uni-axial de compression est superposé à l'élément poutre. La loi effort-déplacement de ce ressort est définie de manière tabulaire.

Les réponses uni-axiales de compression et de cisaillement du modèle BS présentent une bonne corrélation avec les données expérimentales. Seule l'effort de cisaillement d'orientation  $\underline{W}$  est sous-estimé d'environ 10% à partir du pic d'effort.

Pour les chargements de cisaillement combinés dans le plan ( $\underline{L}$ ,  $\underline{W}$ ), les tendances expérimentales sont captées par le modèle BS, à savoir, la diminution du pic d'effort et de la raideur, lorsque  $\beta$  tend vers  $90^\circ$ . Cependant, les valeurs au pic pour les orientations  $\beta = 22,5^\circ$  et  $\beta = 45^\circ$  sont sur-estimées d'environ 20%.

Pour les chargements combinés compression-cisaillement, le modèle BS fournit, pour  $\alpha = 67,5^\circ$ , des courbes de réponse force-déplacement qui reproduisent les tendances observées expérimentalement. Il a cependant tendance à surestimer les valeurs au pic ainsi que le plateau de la composante de compression post-pic. Pour les configurations  $\alpha = 45^\circ$ , la corrélation entre le modèle BS et les données expérimentales est moins bonne. En effet, la composante de compression de l'élément poutre détériore de manière précoce la réponse en cisaillement. De plus, en s'inclinant, le ressort uni-axial amène une composante d'effort  $F_S$  qui s'ajoute à la contribution de la poutre et perd sa capacité à représenter la densification.

Pour conclure, on peut dire que le modèle BS est une méthode peu coûteuse en temps de calcul, permettant de modéliser l'anisotropie dans le plan ( $\underline{L}$ ,  $\underline{W}$ ) du nid d'abeille. L'approche par treillis et par dissociation des éléments de comportement mécanique semble prometteuse mais des modifications doivent être apportées afin d'améliorer sa réponse sous des chargements combinés compression-cisaillement. De plus, on constate que l'utilisation d'ingrédients disponibles dans le logiciel Abaqus, limite les perspectives de développement du modèle. Il est donc nécessaire de développer les ingrédients utilisateurs afin d'améliorer la réponse du modèle BS. En particulier, le recours à une loi utilisateur VUMAT permettrait de gérer plus finement les couplages au sein de l'élément poutre et de se passer de la barre.

#### Perspectives d'amélioration du modèle BS

À la lumière de cette première étude numérique effectuée sur le modèle BS, des pistes d'amélioration se dégagent :

- l'implémentation d'une loi élasto-plastique endommageable anisotrope dans l'élément poutre afin de découpler les pic d'effort dans les différentes directions de sollicitation ;

- le remplacement du ressort uni-axial de compression par une relation cinématique effort-déplacement, basée uniquement sur les composantes normales dans le repère initial de l'élément entre les nœuds supérieur et inférieur ;
- définir des lois de comportement couplés entre l'élément poutre et la relation cinématique normale afin de synchroniser les réponses mécaniques sous des sollicitations combinées compression-cisaillement.



# Conclusions générales & perspectives

Les travaux de cette thèse ont porté sur le développement d'un moyen d'essai dédié à la caractérisation du comportement mécanique d'une structure sandwich à âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> sous sollicitations dynamiques complexes.

Dans un premier temps, une étude bibliographique portant sur les méthodes de caractérisation des structures sandwichs à âme nid d'abeille a mis en évidence la prédominance des essais uni-axiaux dans la littérature et la présence de normes d'essais de référence. À l'opposé, les études dédiées aux essais combinés de compression-cisaillement sont plus rares. Ces essais ne font par ailleurs pas l'objet de standardisation. Trois grandes familles d'essais de compression-cisaillement peuvent être identifiées :

- les essais Arcan, qui ont l'avantage d'être des montages modulaires mais qui ne permettent pas la caractérisation d'éprouvettes de grandes dimensions ;
- les montages à actionneurs multiples, qui permettent d'induire des sollicitations compression-cisaillement non-proportionnelles mais qui nécessitent des machines d'essai spécifiques ;
- les montages géométriques, qui sont des montages à conception et instrumentation spécifiques, pouvant facilement être implémenté dans des machines de sollicitation dynamique.

Ces dispositifs sont majoritairement utilisés en quasi-statique bien que les études réalisées sous sollicitation dynamique fassent apparaître que le comportement mécanique des nids d'abeilles est dépendant à vitesse de sollicitation. En effet, différents travaux de recherche montrent, de manière unanime, que les caractéristiques mécaniques des nids d'abeilles en compression et compression-cisaillement augmentent avec la vitesse de déformation. Cependant, aucune étude expérimentale, portant sur la dépendance à la vitesse de sollicitation du comportement en cisaillement des structures nid d'abeille, n'a été menée.

Sur la base de cet état de l'art, un montage géométrique de sollicitation combinée compression-cisaillement, adapté à des chargements dynamiques et quasi-statiques, a été développé pour des angles de sollicitations de  $\alpha = 45^\circ$  et  $\alpha = 67,5^\circ$ . Pour extraire l'enveloppe complète du nid d'abeille d'intérêt, le montage a également été étendu aux sollicitations uni-axiales associées : (1) la compression  $\alpha = 0^\circ$  et (2) le cisaillement  $\alpha = 90^\circ$ . Inspiré de la littérature, ce montage est conçu autour : (1) d'une cellule d'effort tri-axiale localisée au plus proche de l'éprouvette et (2) d'une liaison pivot glissant tubulaire qui permet d'assurer le parallélisme des plans d'écrasement de l'éprouvette. La méthode de corrélation d'images numériques est utilisée pour mesurer les champs de déplacements relatifs des peaux de l'éprouvette. Elle permet de contrôler *a posteriori*

l'homogénéité d'écrasement de l'âme nid d'abeille en cours d'essai. Ce montage est conçu pour tester une éprouvette de 15 mm d'épaisseur pour laquelle un ratio longueur travaillante sur épaisseur de 6 a été défini de façon à fournir un compromis acceptable entre les dimensions de l'éprouvette et l'impact des effets de bords sur le comportement macroscopique mesuré. Des essais préliminaires ont été réalisés et ont permis de valider la conception développée.

Grâce au montage développé, une première campagne expérimentale quasi-statique a été menée sur éprouvette sandwich à âme nid d'abeille Nomex<sup>®</sup> de référence HRH-10-3,2-48. Dans cette étude, l'influence sur le comportement mécanique du ratio compression-cisaillement défini par l'angle  $\alpha$  et de l'orientation de la composante de cisaillement dans le plan  $(\underline{L}, \underline{W})$ , angle  $\beta$ , a été étudiée. Pour ce faire, cinq configurations  $\beta$  d'éprouvettes testées dans les différentes orientations de sollicitations  $\alpha$  du montage développé. Ces essais quasi-statique ont mis en évidence deux phénomènes structurels propres à l'éprouvette : (1) la présence d'une direction d'effondrement privilégiée et (2) la flexion des peaux induit par le cisaillement de l'âme nid d'abeille lors d'un chargement de compression-cisaillement. Pour neutraliser ces deux phénomènes, tous les degrés de libertés dans le plan  $(\underline{L}, \underline{W})$  des peaux de l'éprouvette avec leur plan d'écrasement respectif, ont été bloqués par collage. Il apparaît que cette modification des conditions limites, modifie les réponses mécaniques sous chargement de compression-cisaillement et homogénéise les réponses en compression. Sur la base des essais collés, un critère d'enveloppe des efforts au pic du nid d'abeille Nomex<sup>®</sup>, basé sur un critère de Hill, est établi.

Suite aux essais quasi-statiques, le montage développé dans ces travaux a été placé sous une tour de chute pour réaliser des essais de cisaillement dynamique. Des essais préliminaires montrent que la vitesse de déformation atteinte au pic d'effort est d'environ  $100 \text{ s}^{-1}$  avec la masse et la hauteur de chute choisie. Une campagne expérimentale complète a été menée sur les cinq configurations d'éprouvette  $\beta$ . La comparaison des résultats obtenus avec les essais quasi-statiques montre une augmentation : (1) du pic d'effort jusqu'à 100% pour la configuration  $\beta = 67,5^\circ$  et (2) de la raideur de 177% pour la configuration  $\beta = 90^\circ$ . On peut donc déduire que les performances mécaniques en cisaillement du nid d'abeille étudié dans un contexte de structure sandwich, se voient modifiées avec la vitesse de déformation. Ces essais dynamiques ont également mis en évidence la dégradation de l'indicateur d'homogénéité du chargement. Ce phénomène a pu être attribué à des effets inertiels de mise en mouvement des couteaux de cisaillement. Pour y faire face, un axe d'amélioration de l'essai, reposant sur une nouvelle conception des couteaux de cisaillement, est proposée.

Pour compléter les travaux expérimentaux réalisés dans cette thèse, une ouverture sur la modélisation numérique des âmes nid d'abeille est proposée. Dans un premier temps, une revue des différentes approches de modélisation des structures nid d'abeille disponibles dans la littérature est présentée. Cet état de l'art met en évidence la pertinence de l'implémentation de modèle discret, localisé au niveau des arêtes du motif nid d'abeille, pour des applications à des structures de grandes dimensions et pour la représentation de physiques complexes associées à des comportements non linéaires. Sur cette base, un nouveau modèle discret, intitulé modèle Beam/Spring a été développé. Ce modèle, composé d'un élément poutre quadratique et d'un ressort uni-axial de compression, a pour ambition de simuler les différents couplages ( $\alpha$  et  $\beta$ ) observés expérimentalement, en utilisant des ingrédients internes au logiciel Abaqus. Pour ce faire, la section de l'élément poutre a été couplée à une loi de comportement élasto-plastique endommageable dont les paramètres, définis par identification inverse, ont permis de simuler l'anisotropie du comportement du nid d'abeille dans le plan  $(\underline{L}, \underline{W})$ . La loi de comportement effort-déplacement du ressort uni-axial, complète la réponse en compression du modèle. Le modèle Beam/Spring a permis de modéliser les réponses uni-axiales de compression, cisaillement  $\underline{L}$  et cisaillement  $\underline{W}$  avec une erreur inférieure à 10%. Les

---

calculs sous des chargement combinés compression-cisaillement, ont montré les limites d'utilisation des ingrédients internes au logiciel Abaqus, utilisés dans le modèle Beam/Spring.

### **Perspectives de recherche**

Les travaux réalisés dans cette thèse, ouvrent la voie à plusieurs perspectives de recherche.

La première porte sur l'amélioration du moyen d'essai. En effet, pour caractériser le matériau d'âme sans être impacté par les effets structurels de l'éprouvette, il a été vu que tous les degrés de liberté entre les peaux de l'éprouvette et les plans d'écrasement doivent être bloqués. Dans ces travaux, la méthode choisie est le collage. Cependant, la mise en œuvre de cette technique est peu ergonomique et très chronophage. Il serait intéressant d'intégrer cette contrainte dès la phase de conception du montage de manière à faciliter le travail de l'opérateur lors des essais.

Une seconde ouverture porte sur l'élargissement des essais dynamiques réalisés aux configurations de chargements combinés compression-cisaillement. Celui-ci permettrait de valider expérimentalement le montage développé sous sollicitation dynamique et de quantifier l'impact de la vitesse de sollicitation sur les couplages observés lors des essais quasi-statiques. Pour finir, mettre en œuvre les couteaux de cisaillement, dans leur version optimisée en termes de distribution de masse, reste une étape à franchir pour assurer une meilleure homogénéité de chargement en cisaillement dynamique.

Il serait pertinent de tester expérimentalement la conception optimisée des couteaux de cisaillement développée dans ces travaux.

Une troisième ouverture concerne le modèle BS développé dans ces travaux. Son amélioration permettrait de proposer une meilleure modélisation des couplages observés dans un contexte de chargement combiné compression-cisaillement. Pour ce faire, il serait intéressant de :

- remplacer le ressort de compression uni-axial par une loi effort-déplacement selon l'axe normal au sandwich liant les nœuds inférieur et supérieur de l'élément poutre ;
- définir une loi de comportement plastique endommageable anisotrope afin de permettre un meilleur contrôle des couplages dans le régime post-pic ;
- introduire un dialogue entre les lois de comportement des deux ingrédients du modèle afin d'améliorer la réponse mécanique lors de chargement combinés.

Pour finir, des essais expérimentaux sur des panneaux nid d'abeille à géométrie courbe devront être menés. Ces essais induisent des états de sollicitation combinés compression-cisaillement qui diffèrent les uns des autres localement, ce qui permettra, par l'intermédiaire d'un dialogue essais/calculs, de conclure sur la capacité du modèle BS à être mis en œuvre sur des structures industrielles réelles.

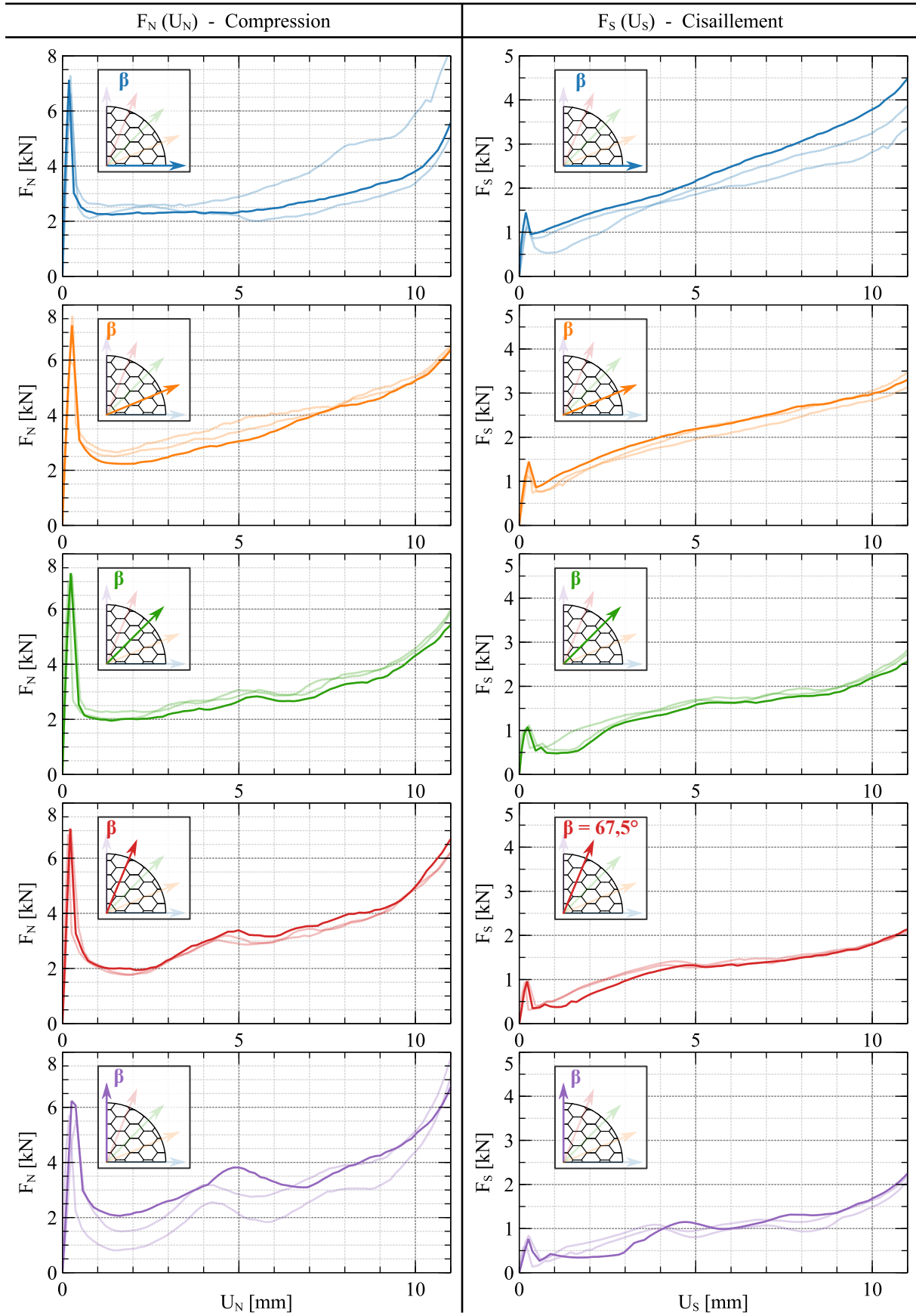




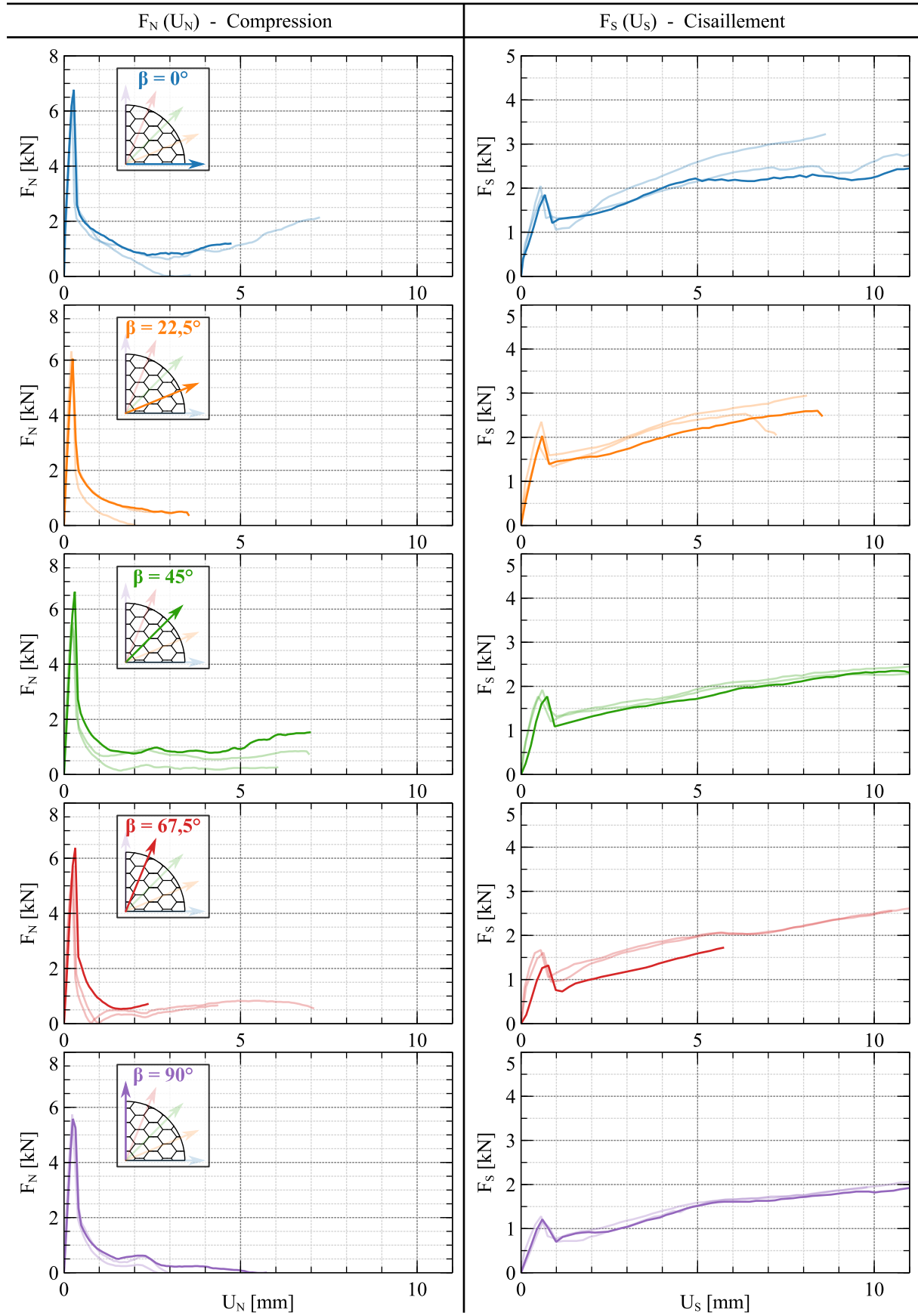


## **Résultats des essais combinés de compression-cisaillement**

$\alpha = 45^\circ$



$\alpha = 67,5^\circ$

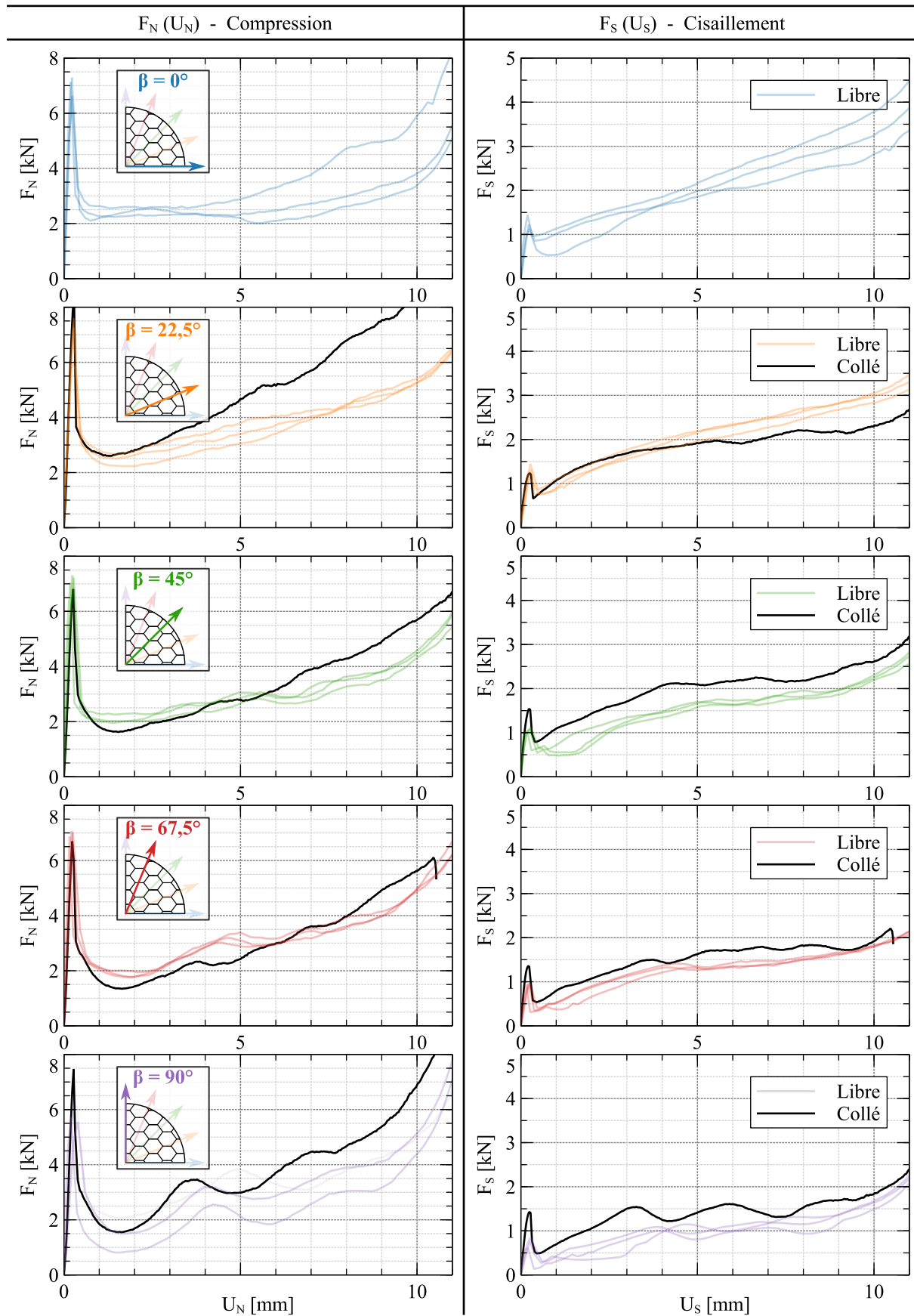




# B

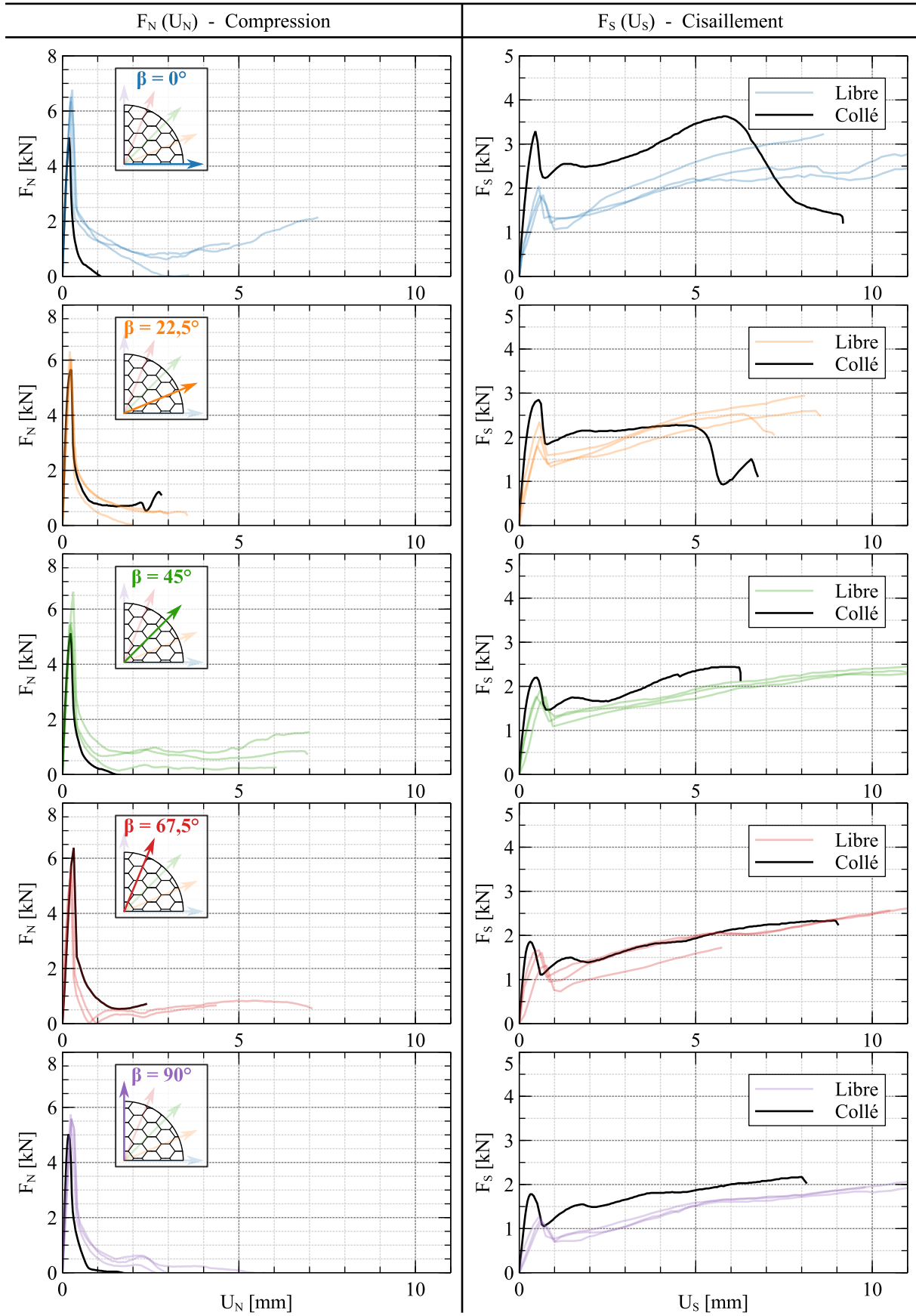
## **Comparaison des essais combinés compression-cisaillement avec peaux collées et libres**

$\alpha = 45^\circ$





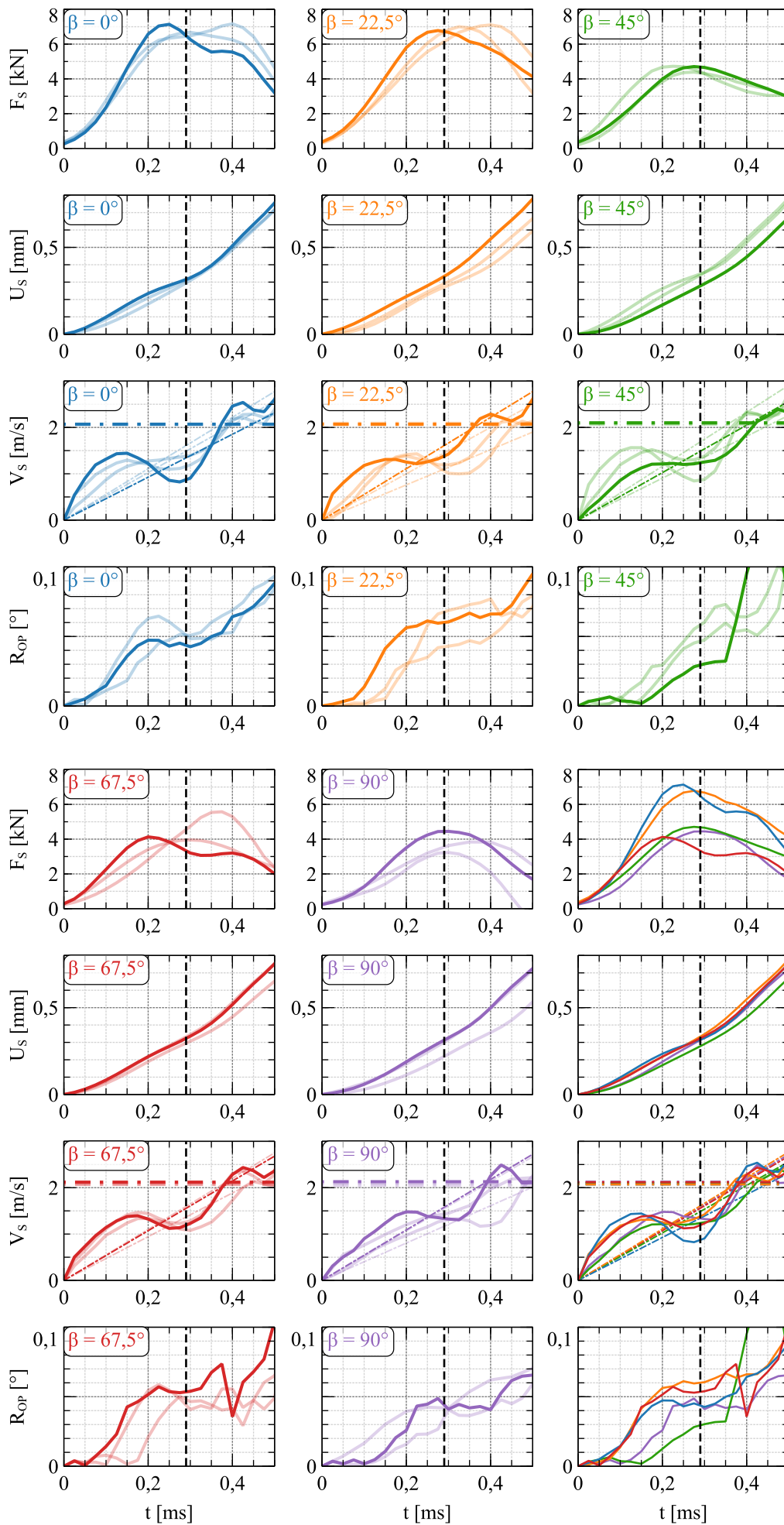
$\alpha = 67,5^\circ$





# C

## **Données expérimentales des essais de cisaillement dynamique**



# Bibliographie

- [Abrate+2013] Serge Abrate, Bruno Castanie et Y. Rajapakse. *Dynamic failure of composite and sandwich structures*. en. Solid mechanics and its applications volume 192. Dordrecht: Springer, 2013 (cf. p. 122).
- [Ahmed+2019] Naveed Ahmed, Naeem Zafar et Hadiya Zafar Janjua. “Homogenization of Honeycomb Core in Sandwich Structures: A Review”. en. In: *2019 16th International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology (IBCAST)*. Islamabad, Pakistan: IEEE, jan. 2019, p. 159-173 (cf. p. 129).
- [Aktay+2005] L Aktay et A F Johnson. “Combined FEM/Meshfree SPH Method for Impact Damage Prediction of Composite Sandwich Panels”. en. In: (2005), p. 6 (cf. p. 129, 130).
- [Allen1969] Howard G. Allen. *Analysis and Design of Structural Sandwich Panels*. en. Pergamon Press, 1969, p. 56 (cf. p. 10).
- [Aminanda+2009] Y Aminanda et B Castanié. “Experimental and numerical study of compression after impact of sandwich structures with metallic skins”. en. In: *Composites Science and Technology* (2009), p. 10 (cf. p. 131).
- [Aminanda2004] Yulfian Aminanda. “Contribution à l’analyse et à la modélisation de structures sandwichs impactées”. fr. Thèse de doct. 2004 (cf. p. 2, 9, 131, 132, 134).
- [Arcan+1978] M. Arcan, Z. Hashin et A. Voloshin. “A method to produce uniform plane-stress states with applications to fiber-reinforced materials: A specially designed specimen yields material properties under pure shear or uniform plane-stress conditions”. en. In: *Experimental Mechanics* 18.4 (avr. 1978), p. 141-146 (cf. p. 18).
- [Ashab+2015] Asm Ashab, Dong Ruan, Guo Xing Lu et Yat C. Wong. “Combined Compression-Shear Behavior of Aluminum Honeycombs”. en. In: *Key Engineering Materials* 626 (jan. 2015), p. 127-132 (cf. p. 22).
- [Ashab+2016] Asm Ashab, Dong Ruan, Guoxing Lu et Yat Choy Wong. “Quasi-static and dynamic experiments of aluminum honeycombs under combined compression-shear loading”. en. In: *Materials & Design* 97 (mai 2016), p. 183-194 (cf. p. 22, 24, 26).
- [Ashab2016] A S M Ayman Ashab. “Mechanical response of aluminum honeycombs under indentation and combined compression-shear loadings”. en. Thèse de doct. 2016 (cf. p. 22, 24, 25, 89).

- [Asprone+2013] Domenico Asprone, Ferdinando Auricchio, Costantino Menna, Simone Morganti, Andrea Prota et Alessandro Reali. “[Statistical finite element analysis of the buckling behavior of honeycomb structures](#)”. en. In: *Composite Structures* 105 (nov. 2013), p. 240-255 (cf. p. 9, 124).
- [ASTM C2732017] D30 Committee ASTM C273. *Standard Test Method for Shear Properties of Sandwich Core Materials*. Rapp. tech. ASTM International, 2017 (cf. p. 3, 11-14, 20, 48-50, 59).
- [ASTM C3652017] D30 Committee ASTM C365. *Standard Test Method for Flatwise Compressive Properties of Sandwich Cores*. en. Rapp. tech. ASTM International, 2017 (cf. p. 3, 8, 91).
- [ASTM C3932017] D30 Committee ASTM C393. *Standard Test Method for Flexural Properties of Sandwich Cores*. en. Rapp. tech. ASTM International, 2017 (cf. p. 11).
- [Aubry2013] Julien Aubry. “Etude expérimentale et numérique d’impacts sur structures : application aux pales d’hélicoptères”. fr. Thèse de doct. 2013 (cf. p. 36, 109).
- [Audibert+2019] Clément Audibert, Anne-Sophie Andréani, Éric Lainé et Jean-Claude Grandidier. “[Discrete modelling of low-velocity impact on Nomex® honeycomb sandwich structures with CFRP skins](#)”. en. In: *Composite Structures* 207 (jan. 2019), p. 108-118 (cf. p. 133).
- [Audibert2017] Clément Audibert. “Contribution à la caractérisation des mécanismes dissipatifs sous sollicitation d’impact de structures composites sandwichs intégrant des fibres naturelles. Proposition d’une zone d’absorption pour siège pilote”. fr. Thèse de doct. 2017 (cf. p. 132-134).
- [Baker+1998] W.E. Baker, T.C. Togami et J.C. Weydert. “[Static and dynamic properties of high-density metal honeycombs](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 21.3 (mar. 1998), p. 149-163 (cf. p. 38).
- [BanksSills+1984] L. Banks-Sills, M. Arcan et H. Gabay. “[A mode II fracture specimen—finite element analysis](#)”. en. In: *Engineering Fracture Mechanics* 19.4 (jan. 1984), p. 739-750 (cf. p. 18).
- [Becker2000] Wilfried Becker. “Closed-form analysis of the thickness effect of regular honeycomb core material”. en. In: *Composite Structures* (2000), p. 4.
- [Bianchi+2012] Gabriel Bianchi, Guglielmo S. Aglietti et Guy Richardson. “[Static and Fatigue Behaviour of Hexagonal Honeycomb Cores under In-plane Shear Loads](#)”. en. In: *Applied Composite Materials* 19.2 (avr. 2012). Number: 2, p. 97-115 (cf. p. 15-17).
- [Bitzer1997] Tom Bitzer. *Honeycomb technology*. en. Springer Netherlands, 1997 (cf. p. 6, 10).
- [Buitrago+2010] Brenda L Buitrago, Carlos Santiuste, Sonia Sánchez-Sáez, Enrique Barbero et Carlos Navarro. “Modelling of composite sandwich structures with honeycomb core subjected to high-velocity impact”. en. In: *Composite Structures* (2010), p. 7 (cf. p. 38, 123).
- [Castanié+2008a] B. Castanié, C. Bouvet, Y. Aminanda, J.-J. Barrau et P. Thevenet. “[Modelling of low-energy/low-velocity impact on Nomex honeycomb sandwich structures with metallic skins](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 35.7 (juil. 2008). Number: 7, p. 620-634 (cf. p. 36, 131).
- [Castanié+2008b] Bruno Castanié, Yulfian Aminanda, Christophe Bouvet et Jean-Jacques Barrau. “[Core crush criterion to determine the strength of sandwich composite structures subjected to compression after impact](#)”. en. In: *Composite Structures* 86.1-3 (nov. 2008). Number: 1-3, p. 243-250 (cf. p. 131).
- [Chawla+2003] A Chawla, S Mukherjee, Dileep Kumar, T Nakatani et M Ueno. “Prediction of crushing behaviour of honeycomb structure”. en. In: (2003), p. 22 (cf. p. 36).

- 
- [Czabaj+2011] Michael W. Czabaj, W. R. Tubbs, Alan T. Zehnder et Barry D. Davidson. “[Compression/Shear Response of Honeycomb Core](#)”. en. In: *Experimental and Applied Mechanics, Volume 6*. Sous la dir. Tom Proulx. Series Title: Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. New York, NY: Springer New York, 2011, p. 393-398 (cf. p. 20, 21).
- [DataSheet2017] Hexcel DataSheet. *Product Data Sheet of the HexWeb® HRH-10*. Rapp. tech. 2017, p. 4 (cf. p. 14, 15, 48, 80, 137, 138).
- [Doyoyo+2003] Mulalo Doyoyo et Dirk Mohr. “[Microstructural response of aluminum honeycomb to combined out-of-plane loading](#)”. en. In: *Mechanics of Materials* 35.9 (sept. 2003). Number: 9, p. 865-876 (cf. p. 19).
- [Duan+2020] Yu Duan, Zhiyong Liu, Xianhang Zhao, Naidan Hou, Bing Du, Huifang Liu, Zhenqiang Zhao, Bing Hou, Yulong Li et Lev N. Rabinskiy. “[Crushing behavior of honeycomb vs. foam under combined shear-compression loading](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 146 (déc. 2020), p. 103696 (cf. p. 22, 25).
- [EuroComposites2020] Euro-Composites. Rapp. tech. 2020 (cf. p. 14).
- [Field+2004] J.E. Field, S.M. Walley, W.G. Proud, H.T. Goldrein et C.R. Siviour. “[Review of experimental techniques for high rate deformation and shock studies](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 30.7 (août 2004), p. 725-775 (cf. p. 33).
- [Fischer+2009] Sebastian Fischer, Klaus Drechsler, Sebastian Kilchert et Alastair Johnson. “[Mechanical tests for foldcore base material properties](#)”. en. In: *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* 40.12 (déc. 2009), p. 1941-1952 (cf. p. 124).
- [Fischer+2017] C Fischer, F Hähnel, A Hauffe et K Wolf. “STRATEGIES TO INVESTIGATE THE RESIDUAL STRENGTH OF IMPACT DAMAGED HONEYCOMB SANDWICH STRUCTURES USING DETAILED NUMERICAL MODELS”. en. In: (2017), p. 9 (cf. p. 124).
- [Galliot+2012] C. Galliot, J. Rousseau et G. Verchery. “[Drop weight tensile impact testing of adhesively bonded carbon/epoxy laminate joints](#)”. en. In: *International Journal of Adhesion and Adhesives* 35 (juin 2012), p. 68-75 (cf. p. 36).
- [Galliot2007] C. Galliot. “Comportement statique et dynamique d’assemblages collés de composites stratifiés.” fr. Thèse de doct. 2007 (cf. p. 36).
- [Giglio+2012a] M. Giglio, A. Manes et A. Gilioli. “[Investigations on sandwich core properties through an experimental–numerical approach](#)”. en. In: *Composites Part B: Engineering* 43.2 (mar. 2012). Number: 2, p. 361-374 (cf. p. 15, 123).
- [Giglio+2012b] M Giglio, A Gilioli et A Manes. “Numerical investigation of a three point bending test on sandwich panels with aluminum skins and Nomex™ honeycomb core”. en. In: *Computational Materials Science* (2012), p. 10 (cf. p. 10, 122).
- [Goldsmith+1992] Werner Goldsmith et Jerome L Sackmant. “An experimental study of energy absorption in impact on sandwich plates.” en. In: (1992), p. 22 (cf. p. 38).
- [Gornet+2016] L. Gornet, S. Marguet et G. Marckmann. “Finite Element modeling of Nomex honeycomb cores : Failure and effective elastic properties”. In: (2016) (cf. p. 128).
- [Grediac+2002] M Grediac et L Dufort. “Experimental evidence of parasitic effects in the shear test on sandwich beams”. en. In: (2002), p. 8 (cf. p. 12).
- [Grediac1993] M. Grediac. “[A finite element study of the transverse shear in honeycomb cores](#)”. en. In: *International Journal of Solids and Structures* 30.13 (1993), p. 1777-1788 (cf. p. 129).



- [Griškevi+2010] Paulius Griškevi, Daiva Zeleniakien, Vitalis Leišis et Marian Ostrowski. “Experimental and Numerical Study of Impact Energy Absorption of Safety Important Honeycomb Core Sandwich Structures”. en. In: (2010), p. 6 (cf. p. 36).
- [Hamouda+1998] A.M.S Hamouda et M.S.J Hashmi. “Testing of composite materials at high rates of strain: advances and challenges”. en. In: *Journal of Materials Processing Technology* 77.1-3 (mai 1998), p. 327-336 (cf. p. 33).
- [Harrigan+1999] J J Harrigan, S R Reid et C Peng. “Inertia effects in impact energy absorbing materials and structures”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* (1999), p. 25 (cf. p. 31).
- [Heimbs+2007] Sebastian Heimbs, Sebastian Schmeer, Peter Middendorf et Martin Maier. “Strain rate effects in phenolic composites and phenolic-impregnated honeycomb structures”. en. In: *Composites Science and Technology* 67.13 (oct. 2007), p. 2827-2837 (cf. p. 36).
- [Heimbs2009] Sebastian Heimbs. “Virtual testing of sandwich core structures using dynamic finite element simulations”. en. In: *Computational Materials Science* 45.2 (avr. 2009), p. 205-216 (cf. p. 15, 124).
- [Hill1948] R Hill. “A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals”. en. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* 193.1033 (mai 1948), p. 281-297 (cf. p. 30).
- [Hoang2015] Minh Phuc Hoang. “Homogénéisation analytique de structures en nid d’abeilles pour des plaques composites sandwich”. Thèse de doct. REIMS: UNIVERSITÉ DE REIMS CHAMPAGNE-ARDENNE, 2015 (cf. p. 128).
- [Hodge+1991] A. J. Hodge et A. T. Nettles. *A novel method of testing the shear strength of thick honeycomb composites*. en. Rapp. tech. NASA, 1991 (cf. p. 12).
- [Hong+2004a] S. T. Hong, Jwo Pan, T. Tyan et P. Prasad. “Effects of Impact Velocity on Crush Behavior of Honeycomb Specimens”. en. In: mar. 2004, p. 2004-01-0245 (cf. p. 38).
- [Hong+2004b] Sung-tae Hong, Jwo Pan, Tau Tyan et Priya Prasad. “Dynamic Crush Behavior of Aluminum 5052-H38 Honeycomb Specimens Under Out-of-Plane Inclined Loads”. en. In: *Transportation: Transportation and Environment*. Anaheim, California, USA: ASME/EDC, jan. 2004, p. 35-41 (cf. p. 3, 38).
- [Hong+2006a] S Hong, J Pan, T Tyan et P Prasad. “Quasi-static crush behavior of aluminum honeycomb specimens under compression dominant combined loads”. en. In: *International Journal of Plasticity* 22.1 (jan. 2006), p. 73-109 (cf. p. 20, 21, 25).
- [Hong+2006b] S Hong, J Pan, T Tyan et P Prasad. “Quasi-static crush behavior of aluminum honeycomb specimens under non-proportional compression-dominant combined loads”. en. In: *International Journal of Plasticity* 22.6 (juin 2006), p. 1062-1088 (cf. p. 25).
- [Hong+2008] Sung-Tae Hong, Jwo Pan, Tau Tyan et Priya Prasad. “Dynamic crush behaviors of aluminum honeycomb specimens under compression dominant inclined loads”. en. In: *International Journal of Plasticity* (2008), p. 29 (cf. p. 25, 38-41).
- [Hopkinson1914] B. Hopkinson. “A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets.” In: *Proceedings of the Physical Society. Section B* 213 (1914), p. 437-456 (cf. p. 33).
- [Hou2011a] B Hou. “Impact behavior of honeycombs under combined shear-compression. Part I: Experiments”. en. In: *International Journal of Solids and Structures* (2011), p. 11 (cf. p. 22, 25, 32, 89).

- 
- [Hou2011b] B Hou. “Impact behavior of honeycombs under combined shear-compression. Part II: Analysis”. en. In: *International Journal of Solids and Structures* (2011), p. 8 (cf. p. 22, 25).
- [Hou2011c] Bing Hou. “Dynamic enhancement and multi-axial behavior of honeycombs under combined shear-compression”. en. Thèse de doct. 2011 (cf. p. 3, 22, 25, 33, 89, 125, 127).
- [Karakoç2013] Alp Karakoç. “Simulation experiments on the effective in-plane compliance of the honeycomb materials”. en. In: *Composite Structures* (2013), p. 9 (cf. p. 124).
- [Kelsey+1958] S. Kelsey, R.A. Gellatly et B.W. Clark. “The Shear Modulus of Foil Honeycomb Cores: A Theoretical and Experimental Investigation on Cores Used in Sandwich Construction”. en. In: *Aircraft Engineering and Aerospace Technology* 30.10 (oct. 1958). Number: 10, p. 294-302 (cf. p. 11-13, 15, 16, 60).
- [Kolopp+2013] Amélie Kolopp, Raquel A Alvarado, Samuel Rivallant et Christophe Bouvet. “Modeling impact on aluminium sandwich including velocity effects in honeycomb core”. en. In: *Journal of Sandwich Structures & Materials* 15.6 (nov. 2013), p. 733-757 (cf. p. 38).
- [Kolsky1949] H Kolsky. “An Investigation of the Mechanical Properties of Materials at very High Rates of Loading”. en. In: *Proceedings of the Physical Society. Section B* 62.11 (nov. 1949), p. 676-700 (cf. p. 34).
- [Ling+2018a] Chen Ling, Jan Ivens, Philip Cardiff et Michael D. Gilchrist. “Deformation response of EPS foam under combined compression-shear loading. Part I: Experimental design and quasi-static tests”. en. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 144 (août 2018), p. 480-489 (cf. p. 24).
- [Ling+2018b] Chen Ling, Jan Ivens, Philip Cardiff et Michael D. Gilchrist. “Deformation response of EPS foam under combined compression-shear loading. Part II: High strain rate dynamic tests”. en. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 145 (sept. 2018), p. 9-23 (cf. p. 24, 37).
- [Liu+2015] Longquan Liu, Hai Wang et Zhongwei Guan. “Experimental and numerical study on the mechanical response of Nomex honeycomb core under transverse loading”. en. In: *Composite Structures* 121 (mar. 2015), p. 304-314 (cf. p. 8, 9, 31, 77).
- [Liu+2020] Yuanjie Liu, Qing Zhou, Xinqi Wei et Yong Xia. “Testing and modeling tearing and air effect of aluminum honeycomb under out-of-plane impact loading”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 135 (jan. 2020), p. 103402 (cf. p. 36).
- [Marguet2007] Steven Marguet. “Contribution à la modélisation du comportement mécanique des structures sandwich soumises à l’impact”. fr. Thèse de doct. 2007 (cf. p. 10, 13, 14).
- [Meraghni+1999] F. Meraghni, F. Desrumaux et M.L. Benzeggagh. “Mechanical behaviour of cellular core for structural sandwich panels”. en. In: *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* 30.6 (juin 1999), p. 767-779 (cf. p. 15).
- [Mertani+2019] B. M. B. Mertani, B. Keskes et M. Tarfaoui. “Numerical study on the compressive behaviour of an aluminium honeycomb core”. en. In: *Materiali in tehnologije* 53.2 (avr. 2019), p. 199-206 (cf. p. 9).
- [Mohr+2002] D. Mohr et M. Doyoyo. “Analysis of the Arcan Apparatus in the Clamped Configuration”. en. In: *Journal of Composite Materials* 36.22 (nov. 2002), p. 2583-2594 (cf. p. 19, 88).
- [Mohr+2003] D Mohr et M Doyoyo. “A new method for the biaxial testing of cellular solids”. en. In: (2003), p. 10 (cf. p. 19).

- [Mohr+2004a] Dirk Mohr et Mulalo Doyoyo. “[Deformation-induced folding systems in thin-walled monolithic hexagonal metallic honeycomb](#)”. en. In: *International Journal of Solids and Structures* 41.11-12 (juin 2004), p. 3353-3377 (cf. p. 31, 94, 125, 127).
- [Mohr+2004b] Dirk Mohr et Mulalo Doyoyo. “[Experimental Investigation on the Plasticity of Hexagonal Aluminum Honeycomb Under Multiaxial Loading](#)”. en. In: *Journal of Applied Mechanics* 71.3 (mai 2004), p. 375-385 (cf. p. 24).
- [Mohr+2005] Dirk Mohr, Zhenyu Xue et Ashkan Vaziri. “Quasi-static Punch Indentation of a Honeycomb Sandwich Plate: Experiments and Modeling”. en. In: (2005), p. 30 (cf. p. 20, 21).
- [Nordstrand+1997] T.M. Nordstrand et L.A. Carlsson. “[Evaluation of transverse shear stiffness of structural core sandwich plates](#)”. en. In: *Composite Structures* 37.2 (fév. 1997), p. 145-153 (cf. p. 10).
- [OConnor1984] D J O’Connor. “An evaluation of test methods for shear modulus of sandwich”. en. In: (1984), p. 10 (cf. p. 12, 13).
- [Pablo2010] Navarro Pablo. “Étude de l’impact oblique à haute vitesse sur structures en composite sandwich : application aux pales d’hélicoptères”. fr. Thèse de doct. 2010 (cf. p. 13).
- [Pan+2006] Shi-Dong Pan, Lin-Zhi Wu, Yu-Guo Sun, Zheng-Gong Zhou et Jia-Lin Qu. “[Longitudinal shear strength and failure process of honeycomb cores](#)”. en. In: *Composite Structures* 72.1 (jan. 2006), p. 42-46 (cf. p. 15).
- [Petras+2000] A Petras et M P F Sutcli. “Indentation failure analysis of sandwich beams”. en. In: *Composite Structures* (2000), p. 8 (cf. p. 18).
- [Rodriguez Ramirez2018] Juan de Dios Rodriguez Ramirez. “Analyse du comportement non-linéaire d’inserts de structures sandwichs: application à une méthode de dimensionnement innovante.” en. Thèse de doct. 2018 (cf. p. 2, 11, 15, 16).
- [RodriguezRamirez+2018] Juan de Dios Rodriguez-Ramirez, Bruno Castanie et Christophe Bouvet. “Experimental and numerical analysis of the shear nonlinear behaviour of Nomex honeycomb core\_ Application to insert sizing”. en. In: *Composite Structures* (2018), p. 19 (cf. p. 13, 14, 67, 79, 80).
- [Roy+2012] Rene Roy, Khanh-Hung Nguyen, Jin-Hwe Kweon et Chang-Won Shul. “[Finite Element Modeling of Nomex® Honeycomb Core Carbon/Epoxy Composite Sandwich Panels](#)”. en. In: *Advanced Science Letters* 15.1 (août 2012), p. 257-261 (cf. p. 10).
- [Roy+2014] R. Roy, J.H. Kweon et J.H. Choi. “[Meso-scale finite element modeling of Nomex™ honeycomb cores](#)”. en. In: *Advanced Composite Materials* 23.1 (jan. 2014). Number: 1, p. 17-29 (cf. p. 77, 124).
- [Seemann2017] Ralf Seemann. “Numerical modelling of Nomex honeycomb sandwich cores at meso-scale level”. en. In: *Composite Structures* (2017), p. 17 (cf. p. 15, 49, 124, 126).
- [Shan+2019] Junfang Shan, Songlin Xu, Lijiang Zhou, Daorong Wang, Yonggui Liu, Ming Zhang et Pengfei Wang. “[Dynamic fracture of aramid paper honeycomb subjected to impact loading](#)”. en. In: *Composite Structures* 223 (sept. 2019), p. 110962 (cf. p. 34-36).
- [Silva+2011] Lucas F. M. da Silva, Andreas Öchsner et Robert D. Adams, éd. *Handbook of Adhesion Technology*. en. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011, p. 743-763 (cf. p. 33).
- [Soltani+2014] Seyed A Soltani, Suresh Keshavanarayana, Manoj T Krishnamaraja et Akhil Bhasin. “Study of honeycomb core shear-compression properties during autoclave processing”. en. In: (2014), p. 12 (cf. p. 20, 21).

- 
- [Tounsi+2016] R. Tounsi, E. Markiewicz, G. Haugou, F. Chaari et B. Zouari. “[Dynamic behaviour of honeycombs under mixed shear-compression loading: Experiments and analysis of combined effects of loading angle and cells in-plane orientation](#)”. en. In: *International Journal of Solids and Structures* 80 (fév. 2016), p. 501-511 (cf. p. 33, 34).
- [Tounsi2014] Rami Tounsi. “Comportement des structures en nids d’abeilles sous sollicitations dynamiques mixtes compression/cisaillement et effet de l’orientation des cellules”. Thèse de doct. 2014 (cf. p. 3, 22, 23, 25, 31, 40, 41, 89, 94, 125, 127, 128).
- [Valès+2017] B. Valès, S. Marguet, R. Créac’hcadec, L. Sohier, J.-F. Ferrero et P. Navarro. “[Experimental & numerical study of the Tensile/Compression-Shear Arcan test under dynamic loading](#)”. en. In: *International Journal of Adhesion and Adhesives* 78 (oct. 2017), p. 135-147 (cf. p. 36).
- [Valès+2019] B. Valès, S. Marguet, R. Créac’hcadec, L. Sohier, J.-F. Ferrero et P. Navarro. “[An experimental method dedicated to the dynamic characterization of structural adhesives under drop weight conditions](#)”. en. In: *International Journal of Adhesion and Adhesives* 90 (avr. 2019), p. 106-125 (cf. p. 36).
- [Valès2017] Benjamin Valès. “Développement d’un essai Arcan dynamique”. fr. Thèse de doct. 2017 (cf. p. 18, 32, 33).
- [Wada+2003] Atsushi Wada, Takanori Kawasaki, Yuki Minoda, Atsushi Kataoka, Susumu Tashiro et Hiroshi Fukuda. “[A method to measure shearing modulus of the foamed core for sandwich plates](#)”. en. In: *Composite Structures* 60.4 (juin 2003), p. 385-390 (cf. p. 13).
- [Wang+2015] Dongmei Wang et Ziyou Bai. “[Mechanical property of paper honeycomb structure under dynamic compression](#)”. en. In: *Materials & Design* 77 (juil. 2015), p. 59-64 (cf. p. 36).
- [Wierzbicki1983] Tomasz Wierzbicki. “[Crushing analysis of metal honeycombs](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 1.2 (jan. 1983), p. 157-174 (cf. p. 9).
- [Wilbert+2011] A. Wilbert, W.-Y. Jang, S. Kyriakides et J. Floccari. “Buckling and progressive crushing of laterally loaded honeycomb”. en. In: *International Journal of Solids and Structures* 48.5 (2011), p. 803-816 (cf. p. 128).
- [Wilhem2017] Arnaud Wilhem. “Développement d’une méthodologie pour la compréhension du comportement et le dimensionnement d’un bouclier sandwich soumis à l’impact d’un oiseau”. fr. Thèse de doct. 2017 (cf. p. 38, 130).
- [Wu+1997] Enboa Wu et Wu-Shung Jiang. “[Axial crush of metallic honeycombs](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 19.5-6 (mai 1997), p. 439-456 (cf. p. 38).
- [Zhang+1992] J. Zhang et M. F. Ashby. “The out-of-plane properties of honeycombs”. In: (1992), p. 15 (cf. p. 15, 17, 31).
- [Zhang+2018] Yuwu Zhang, Tao Liu et Walid Tizani. “[Experimental and numerical analysis of dynamic compressive response of Nomex honeycombs](#)”. en. In: *Composites Part B: Engineering* 148 (sept. 2018), p. 27-39 (cf. p. 31, 32, 34, 94, 123).
- [Zhang+2019] Dahai Zhang, Guoxing Lu, Dong Ruan, Qingguo Fei et Wenhui Duan. “[Quasi-static combined compression-shear crushing of honeycombs: An experimental study](#)”. en. In: *Materials & Design* 167 (avr. 2019), p. 107632 (cf. p. 22, 24-27).
- [Zhang+2020] Sheng Zhang, Wei Chen, Deping Gao, Liping Xiao et Longbao Han. “[Experimental Study on Dynamic Compression Mechanical Properties of Aluminum Honeycomb Structures](#)”. en. In: *Applied Sciences* 10.3 (fév. 2020), p. 1188 (cf. p. 34).
- [Zhang1988] Ashby Zhang. *Cellular solids, structures and properties*. fr. 1988 (cf. p. 1, 6, 7, 129).

- [Zhao+1998] Han Zhao et Gérard Gary. “[CRUSHING BEHAVIOUR OF ALUMINIUM HONEYCOMBS UNDER IMPACT LOADING](#)”. en. In: *International Journal of Impact Engineering* 21.10 (nov. 1998), p. 827-836 (cf. p. 33).
- [Zhao+2005] H. Zhao, I. Elnasri et S. Abdennadher. “[An experimental study on the behaviour under impact loading of metallic cellular materials](#)”. en. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 47.4-5 (avr. 2005), p. 757-774 (cf. p. 33).
- [Zhou+2012] Zhiwei Zhou, Zhihua Wang, Longmao Zhao et Xuefeng Shu. “Experimental investigation on the yield behavior of Nomex honeycombs under combined shear-compression”. In: (2012), p. 16 (cf. p. 17, 18, 27, 28, 32, 42, 48, 78, 87).
- [Zhou+2013] Zhiwei Zhou, Buyun Su, Zhihua Wang, Zhiqiang Li, Xuefeng Shu et Longmao Zhao. “[Shear-compression failure behavior of PMMA at different loading rates](#)”. en. In: *Materials Letters* 109 (oct. 2013), p. 151-153 (cf. p. 22).