



HAL
open science

COMPORTEMENT STATIQUE ET DYNAMIQUE D'UNE STRUCTURE PERIODIQUE 3D D'UN ECHANGEUR AERONAUTIQUE : ÉTUDE EXPERIMENTALE, MODELISATION ET SIMULATIONS NUMERIQUES

Jihad Rishmany

► **To cite this version:**

Jihad Rishmany. COMPORTEMENT STATIQUE ET DYNAMIQUE D'UNE STRUCTURE PERIODIQUE 3D D'UN ECHANGEUR AERONAUTIQUE : ÉTUDE EXPERIMENTALE, MODELISATION ET SIMULATIONS NUMERIQUES. Mécanique [physics.med-ph]. Université Paul Sabatier - Toulouse III, 2007. Français. NNT : . tel-00175832

HAL Id: tel-00175832

<https://theses.hal.science/tel-00175832v1>

Submitted on 1 Oct 2007

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 TOULOUSE III – PAUL SABATIER

THESE

En vue de l'obtention du grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ TOULOUSE III

Discipline : GENIE MECANIQUE

présentée et soutenue

par

Jihad RISHMANY

le 17 Avril 2007

**COMPORTEMENT STATIQUE ET DYNAMIQUE D'UNE STRUCTURE
PERIODIQUE 3D D'UN ECHANGEUR AERONAUTIQUE :
ÉTUDE EXPERIMENTALE, MODELISATION ET SIMULATIONS NUMERIQUES**

-Jury-

BATOZ Jean-Louis, Professeur de l'Université de Technologie de Compiègne	Président
CARTRAUD Patrice, Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes	Rapporteur
DUREISSEIX David, Professeur à l'Université Montpellier II	Rapporteur
BERLIOZ Alain, Professeur à l'UPS de Toulouse	Examineur
REZAI-ARIA Farhad, Professeur à l'Ecole des Mines d'Albi-Carmaux	Directeur de Thèse
MABRU Catherine, Maître de Conférence à l'ENSICA de Toulouse	Examineur
CHIERAGATTI Rémy, Maître de Conférence à l'ENSICA de Toulouse	Invité
LUCAZEAU Dominique, Ingénieur à Liebherr Aérospace	Invité

École Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Constructions Aéronautiques
Département Génie Mécanique
1, Place Emile Blouin – 31056 Toulouse Cedex

REMERCIEMENTS

Le présent mémoire reflète trois années de recherche effectuées au sein du département génie mécanique (DGM) de l'ENSICA (Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Construction Aéronautique). Je désire donc tout d'abord remercier toutes les personnes que j'ai pu côtoyer durant ces trois années, et qui ont, de près ou de loin, participé à leur bon déroulement, tant au niveau scientifique, qu'amical ou encore personnel. Une certaine émotion accompagnant inévitablement la fin d'une telle aventure, que les éventuels oubliés de ces remerciements me pardonnent.

J'adresse donc mes tous premiers remerciements à mon directeur de thèse, Monsieur Farhad Rezaï-Aria, et mes co-encadrants, Madame Catherine Mabru et Monsieur Rémy Chieragatti. Merci pour la confiance que vous m'avez accordée, votre disponibilité et votre bonne humeur qui ont rendu mes années de thèse très agréables. Qu'il me soit permis de rendre hommage à vos qualités humaines dont vous m'avez gratifié durant ces années passées ensemble, j'en garde un souvenir inoubliable. Merci Farhad pour tes précieux conseils et ta manière spéciale de me remonter le moral quand j'en avais besoin. Bien qu'on ne se soit pas vu souvent pendant ces trois années en raison de nos localisations respectives (Toulouse et Albi), chaque rencontre portait pleines de nouvelles idées et je sortais à chaque fois plein de moral et de motivation. J'ai la chance de pouvoir faire un post-doc avec toi à Albi et j'ai hâte de commencer. Merci Catherine et Rémy pour tout !!! D'abord pour votre patience ; je sais que si j'étais français, cela aurait été beaucoup plus facile surtout pour toi Catherine avec la correction de tous les rapports intermédiaires et de ce mémoire, et pour la préparation des différentes présentations que j'ai faites au cours de ces années. Merci pour la confiance que vous m'avez témoignée en me laissant souvent l'initiative durant ces années de recherche, ainsi que dans la gestion de ma thèse. Merci pour votre disponibilité à tout instant et vos critiques constructives. Du côté humain, bien que j'étais physiquement loin de ma famille, vous étiez et resterez comme ma famille en France. Merci pour tout du fond du cœur.

Je tiens à exprimer de plus vifs remerciements à Monsieur Jean-Louis Batoz pour avoir accepté de présider le jury de soutenance de thèse et aux deux rapporteurs, Monsieur Patrice Cartraud et Monsieur David Dureisseix, pour le temps qu'ils ont bien voulu me consacrer. Je remercie également Monsieur Alain Berlioz pour l'honneur qu'il me fait de participer à ce jury.

Je manifeste ma plus vive reconnaissance à Monsieur Dominique Lucazeau, partenaire industriel de cette thèse pour la fourniture des éprouvettes et des documentations.

J'exprime ma plus profonde joie d'avoir rencontré tous ces thésards et ces stagiaires et spécialement : Monchai Suraratchai, Nicolas Stephan, Yann Goueffon, Christophe Daffos, Jérôme Limido, Victorien Belloeil, Yann Michel, Eric Paroissien, Ruth Meije, Nistor

Dragosh, Maurizio Di Pierro et Oriol Rocabruna. Je n'oublierai jamais tous les moments passés ensemble : les discussions au café, les matchs de foot, etc...

Je remercie vivement Messieurs Frédéric Lachaud et Laurent Michel et Madame Christine Espinosa pour l'aide et les conseils qu'ils m'ont apportés dans la partie de modélisation par éléments finis.

Je remercie vivement Messieurs Daniel Boitel, Pierre Erizé et Michel Labarrère pour l'assistance technique et la disponibilité dont ils ont fait preuve pour la réalisation des essais et les observations. J'aimerais souligner la gentillesse de Michel Labarrère, je n'oublierai jamais les soirées de salsa, les matchs de tennis et toutes les anecdotes qu'il m'a fait partager.

J'aimerais exprimer toute ma reconnaissance à Messieurs Daniel Gagneux, Patrick Chèze, Serge Dayde, Philippe Corria et Bernard Rivière pour l'aide qu'ils m'ont apportée et la réalisation des éprouvettes. J'aimerais souligner toute la gentillesse et la sympathie exprimée à mon égard, et je voudrais les remercier pour tous les apéritifs, les matchs de foot (Bernard et Patrick) et de tennis (Patrick).

Je remercie chaleureusement l'ancienne et la présente secrétaire du DGM, Monique Castelle et Marie-Odile Monsu respectivement, pour leur gentillesse et leur aide dans les démarches administratives.

Je garde mes plus précieux remerciements pour la fin, d'abord pour ma chère Guitta, Jessica et Charles pour toutes leurs aides pour la soutenance. Je n'oublierai jamais ces deux jours de préparatif de l'apéritif et les soirées jusqu'à 2 heures du matin !!!! Et finalement, j'adresse mes plus précieux remerciements à ma famille, pour leur soutien et leur amour sans lesquels je n'aurais jamais atteint ce stade dans ma vie...

ABREVIATIONS ET NOTATIONS

Abréviations

ALPEMA	The Brazed Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger Manufacturers' Association
ASTM	American Society for Testing and Materials
CEAT	Centre d'Essais Aéronautiques de Toulouse
CVR	Cellule de Volume Représentative
DDL	Degré de Liberté
ENSICA	Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Constructions Aéronautiques
EF	Eléments Finis
FFT	Transformés de Fourier
fri	forme réelle initiale
ir	intercalaire redressé
ISO	International Standards Organization
LTS	LIEBHERR AEROSPACE
MEB	Microscope Electronique à Balayage
MH	modèle homogène
MIL-STD	Military Standard
MMS	Méthode Moyenne Sélective
MS	modèle stratifié
sc	intercalaire sans congé
TIG	Tungsten Inert Gas
VER	Volume Elémentaire Représentatif

Notations

$2a_x, 2a_y, 2a_z$	dimensions de la cellule selon les axes (x), (y) et (z) respectivement
A	tenseur de localisation en déformation
B	tenseur de localisation en contrainte
C	constante dépendant de la microstructure
\tilde{C}	tenseur homogénéisés de rigidité
D	module de rigidité en flexion
e	épaisseur d'intercalaire
E	déformation macroscopique
E_1^*, E_2^*	modules d'Young dans le plan
$E_x^{éq}$	module de rigidité équivalente selon x
$E_y^{éq}$	module de rigidité équivalente selon y
$E_z^{éq}$	module de rigidité équivalente selon z

F	effort
f_c	fréquence de coupure du marteau
f_e	Fréquence d'échantillonnage
$G_{xy}^{éq}$	module de cisaillement équivalent selon xy
$G_{xz}^{éq}$	module de cisaillement équivalent selon xz
$G_{yz}^{éq}$	module de cisaillement équivalent selon yz
h_f, h_c	hauteur de l'intercalaire froid (respectivement chaud)
I	moment d'inertie
K	grandeur scalaire
[K]	matrice de rigidité
$k_i^{éq}$	raideur équivalente
l_i	longueur
M	moment fléchissant
[M]	matrice de masse
n	constante dépendant de la microstructure
p	densité relative
p_f, p_c	pas de l'intercalaire froid (respectivement chaud)
r_f, r_c	rayon de congé de l'intercalaire froid (respectivement chaud)
[S]	matrice de souplesse équivalente
$S_i^{éq}$	surface transverse équivalente
\tilde{S}	tenseur homogénéisé de souplesse
t	épaisseur des plaques d'intercalaire
t_{max}	Temps d'acquisition
u^e	champ de déplacement ou de température
U	énergie de totale de déformation élastique
U_b, U_s et U_a	les énergies dues aux flexion, cisaillement et tension
Y	déplacement au point d'application et dans la direction de la force externe
α	angle de l'intercalaire après redressement
β	angle entre l'intercalaire et l'axe des abscisses
γ_{xz}	distorsion de cisaillement selon xz
ΔP	perte de charge
ω	fréquence angulaire
ω_n	fréquence propre angulaire
$\sigma(x)$	contrainte à une position x
$\varepsilon(x)$	déformation à une position x
ρ	masse volumique
ν	coefficient du Poisson
τ_{xz}	contrainte de cisaillement selon xz
Σ	contrainte macroscopique

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS.....	2
ABRÉVIATIONS ET NOTATIONS.....	4
TABLE DES MATIÈRES.....	6
LISTE DES FIGURES.....	10
LISTE DES TABLEAUX.....	13
INTRODUCTION GÉNÉRALE	15
CHAPITRE I PROBLÉMATIQUE INDUSTRIELLE	17
I.1. Introduction	18
I.2. Rôle et fonctionnement de l'échangeur	18
I.3. Pièces constitutives	18
I.4. Le principe de dimensionnement de l'échangeur	20
I.4.1. Choix du type d'intercalaire.....	21
I.4.2. Efforts mécaniques et thermiques.....	21
I.4.3. Dimensionnement mécanique des différentes pièces.....	22
I.5. Le procédé de fabrication de l'échangeur	23
I.6. Les essais de qualification.....	23
I.7. Problématique industrielle.....	24
I.8. Objet de l'étude	24
CHAPITRE II MODÉLISATION DES STRUCTURES PÉRIODIQUES.....	25
II.1. Introduction	26
II.2. Modélisation des Échangeurs de Chaleur	28
II.2.1. Modélisation thermique.....	28
II.2.2. Modélisation mécanique.....	29
II.2.2.1 Méthodes numériques directes	29
II.2.2.2 Méthodes numériques indirectes	29
II.2.2.3 Méthodes d'homogénéisation.....	31
II.2.2.3.a L'homogénéisation asymptotique.....	33
II.2.2.3.b Théorie des modules effectifs.....	34
II.3. Modélisation des Solides Cellulaires.....	36
II.3.1. Introduction.....	36
II.3.2. Méthodes Energétiques.....	37
II.3.3. Méthodes numériques directes	38
II.3.4. Méthodes d'Homogénéisation.....	40
II.3.5. Analyse du réseau discret	41
II.3.6. Modélisation de Cosserat	42
II.4. Modélisation des Structures Sandwichs.....	42

II.4.1.	<i>Introduction</i>	42
II.4.2.	<i>Méthodes numériques directes</i>	43
II.4.3.	<i>Méthodes numériques indirectes</i>	43
II.4.4.	<i>Théorie des stratifiés</i>	45
II.4.5.	<i>Méthodes d'Homogénéisation</i>	46
II.4.6.	<i>Homogénéisation multi-passes</i>	49
II.4.7.	<i>Méthodes Expérimentales</i>	50
II.5.	Modélisation des Composites tissés	50
II.5.1.	<i>Introduction</i>	50
II.5.2.	<i>Méthodes micromécaniques</i>	51
II.5.3.	<i>Méthode Moyenne Sélective (MMS)</i>	52
II.5.4.	<i>Modèles à multi-échelles</i>	52
II.6.	Synthèse et plan de l'étude	53
CHAPITRE III MATÉRIAUX ET DISPOSITIFS EXPÉRIMENTAUX		57
III.1.	Matériaux	58
III.1.1.	<i>Introduction</i>	58
III.1.2.	<i>Compositions chimiques et microstructures</i>	58
III.2.	Essais statiques	59
III.2.1.	<i>Types et conditions d'essais</i>	59
III.2.2.	<i>Éprouvettes</i>	59
III.2.3.	<i>Machines d'essais</i>	61
III.2.4.	<i>Montages d'essais</i>	62
III.2.4.1	Éprouvette selon la direction (y)	62
III.2.4.2	Éprouvette selon la direction (z).....	63
III.2.5.	<i>Systèmes de mesure</i>	63
III.2.5.1	Extensomètres	63
III.2.5.2	Mesure du champ de déformation	64
III.2.5.3	Suivi de l'évolution de la déformation macroscopique	65
III.3.	Analyse modale expérimentale	66
III.3.1.	<i>Introduction</i>	66
III.3.2.	<i>Technique</i>	66
III.3.3.	<i>Réalisation des éprouvettes</i>	67
III.3.4.	<i>Chaîne de mesure</i>	67
III.3.5.	<i>Déroulement des essais</i>	69
III.3.6.	<i>Traitement des résultats</i>	69
CHAPITRE IV ÉTUDE STATIQUE DU FAISCEAU		71
IV.1.	Introduction	72
IV.2.	Définition des cellules chaude et froide et du motif	72
IV.3.	Approche Analytique	76
IV.3.1.	<i>Introduction</i>	76
IV.3.2.	<i>Raideurs en traction</i>	76
IV.3.2.1	Traction selon x	77

IV.3.2.2	Traction selon y	78
IV.3.2.3	Traction selon z	81
IV.3.2.4	Récapitulatif	82
IV.3.3.	<i>Modules en cisaillement</i>	82
IV.4.	Essais statiques	86
IV.4.1.	<i>Introduction</i>	86
IV.4.2.	<i>Traction selon (y)</i>	86
IV.4.2.1	Essais à froid	86
IV.4.2.2	Essais à chaud.....	90
IV.4.3.	<i>Traction selon (z)</i>	91
IV.5.	Simulations numériques	93
IV.5.1.	<i>Introduction</i>	93
IV.5.2.	<i>Simulation du comportement du motif et des cellules</i>	93
IV.5.2.1	Conditions aux limites	94
IV.5.2.1.a	Traction.....	94
IV.5.2.1.b	Cisaillement	96
IV.5.2.2	Étude de la sensibilité du maillage	97
IV.5.3.	<i>Modélisation des sous-structures du faisceau</i>	99
IV.6.	Synthèse	101
IV.7.	Conclusion.....	104
CHAPITRE V ÉTUDE DYNAMIQUE DU FAISCEAU.....		106
V.1.	Introduction	107
V.2.	Type d'Analyse.....	107
V.2.1.	<i>Introduction</i>	107
V.2.2.	<i>Choix du Type d'Analyse</i>	108
V.3.	Résultats Expérimentaux.....	109
V.4.	Étude Numérique	111
V.4.1.	<i>Introduction</i>	111
V.4.2.	<i>Méthode de calcul</i>	112
V.4.3.	<i>Comparaison des deux modèles</i>	112
V.5.	Conclusion.....	116
CHAPITRE VI INFLUENCE DE LA GÉOMÉTRIE		117
VI.1.	Introduction	118
VI.2.	Modélisation de la Forme Réelle des Intercalaires	118
VI.2.1.	<i>Introduction</i>	118
VI.2.2.	<i>Modélisation de la forme réelle initiale d'intercalaires</i>	119
VI.2.3.	<i>Modélisation de la forme redressée d'intercalaire</i>	123
VI.2.4.	<i>Conclusion</i>	124
VI.3.	Influence des Paramètres Géométriques Théoriques	125
VI.3.1.	<i>Introduction</i>	125
VI.3.2.	<i>Influence des congés</i>	125
VI.3.3.	<i>Influence de l'épaisseur des intercalaires</i>	126

VI.3.4.	<i>Influence de l'épaisseur des plaques d'intercalaires</i>	127
VI.3.5.	<i>Influence du pas des intercalaires</i>	127
VI.3.6.	<i>Influence de la hauteur des intercalaires</i>	129
VI.3.7.	<i>Synthèse</i>	131
VI.4.	Conclusion.....	134
CONCLUSION ET PERSPECTIVES		136
ANNEXE A.	PROPRIÉTÉS DES MATÉRIAUX	138
ANNEXE B.	ESSAI DE CISAILLEMENT	140
ANNEXE C.	RAIDEUR DU CONGE	141
ANNEXE D.	COMPLEMENT SUR L'ETUDE DYNAMIQUE	143
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		148

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 – Rôle de l'échangeur dans l'avion (LTS)	18
Figure I-2 - Illustration du faisceau de l'échangeur (LTS).....	19
Figure I-3 - Vue agrandie du faisceau (LTS).....	19
Figure I-4 – Géométries d'intercalaires pour les échangeurs compacts à plaques et ailettes (a) intercalaire triangulaire droit (b) intercalaire rectangulaire droit (c) intercalaire ondulé (d) intercalaire excentré (e) intercalaire multilouvre (f) intercalaire perforé [KRE 1999]	20
Figure I-5 – Croquis de l'échangeur complet (LTS).....	20
Figure II-1 – Croquis du faisceau de l'échangeur (LTS)	27
Figure II-2 – Croquis des différentes cellules de base (a) cellule froide (b) cellule chaude	27
Figure II-3 – Principe de l'homogénéisation [ALL 2003]	31
Figure II-4 – VER de (1*10) cellules [DIB 2005]	35
Figure II-5 – Les différents types des solides cellulaires : (a) nid d'abeille (b) mousse à cellules ouvertes (c) mousse à cellules fermées [GIB 1997].....	36
Figure II-6 – Schéma d'une cellule unitaire hexagonale d'un nid d'abeille [GUO 1999]	37
Figure II-7 - Morphologie d'une mousse à cellules ouvertes composés de poutres ondulées et de nœuds. Toutes les poutres ont la même forme, mais des tailles différentes [GRE 1998] ...	38
Figure II-8 – Morphologies de deux modèles 2D des mousses (a) nid d'abeille	38
Figure II-9 – Modèles nids d'abeilles étudiés par Guo et Gibson (a) défaut simple	39
Figure II-10 – Défauts étudiés par Andrews et Gibson (a) trou circulaire.....	39
Figure II-11 – Solides cellulaires ayant des (a) cellules régulières hexagonales (b) cellules triangulaires équilatérales (c) cellules carrées, et (d) cellules Voronoi [TOR 1998].....	41
Figure II-12 – Panneau sandwich à noyau ondulé [BUA 2003].....	44
Figure II-13 – Cellule unitaire représentative du carton ondulé [ABO 2004].....	45
Figure II-14 – Sandwich FRP en nid d'abeille (a) Panneau sandwich FRP en nid d'abeille ...	47
Figure II-15 – Cellule unitaire du noyau [DAV 2001].....	47
Figure II-16- Les différents types de noyaux étudiés par Buannic et al. [BUA 2003]	48
Figure II-17 – Homogénéisation d'un carton ondulé double face [ALL 2005].....	49
Figure II-18 – Comparaison des deux approches pour l'analyse d'un sandwich	49
Figure II-19 – Panneaux sandwichs testés par Côté et al. (a) Noyau ondulé	50
Figure II-20 - Représentation schématique de l'approche multi-échelle pour étudier un matériau composite avec des inclusions groupées dans une matrice. Deux transitions d'échelle, macro-méso et méso-micro, sont utilisées ([BÖH 1998]).	52
Figure III-1– Eprouvettes d'essais de traction selon (y) (a-b), et (z) (c-d).....	60
Figure III-2 –Machine pour les essais de traction à froid (ENSICA)	61
Figure III-3 – Machine pour les essais de traction à chaud (a) machine d'essais.....	62
Figure III-4 – Photos des extensomètres montés sur les éprouvettes de traction	63
Figure III-5 – Extensomètre monté sur une éprouvette de traction à chaud selon (y)	64
Figure III-6 – Système de mesure optique (a) mouchetis mis sur une éprouvette (b) mise en place des caméras rapides (c) choix de la zone de calcul.....	65

Figure III-7 – Système de capture d’images au cours de l’essai.....	65
Figure III-8 – Images prises au cours de l’essai à différentes charges.....	66
Figure III-9 – Technique des essais de marteau de choc [THO 2001].....	67
Figure III-10 – Eprouvettes employées dans les essais de marteau de choc selon la direction	67
Figure III-11 – Chaîne de mesure	68
Figure III-12 – Déroulement des essais (a) éprouvette de direction y (b) faisceau	69
Figure IV-1 – Croquis représentant (a) le faisceau (b) le motif.....	73
Figure IV-2 – Croquis représentant (a) une passe chaude (b) une cellule chaude.....	73
Figure IV-3 - Croquis représentant (a) une passe froide (b) une cellule froide.....	73
Figure IV-4 – Modèles équivalents du faisceau (a) modèle homogène (b) modèle stratifié....	74
Figure IV-5 – Configuration géométrique des cellules (a) froide (b) chaude	74
Figure IV-6 – Croquis représentant (a) une cellule froide (b) une cellule chaude (c) un motif	77
Figure IV-7 – Traction selon x (a) cellule froide (b) réseau équivalent.....	78
Figure IV-8 – Raideurs selon (y) (a) sub-division de la cellule chaude en sous-structures	78
Figure IV-9 – Conditions aux limites appliquées aux sous-structures de la cellule chaude (a) poutre cintrée en traction (b) poutre en traction (c) poutre en flexion	79
Figure IV-10 - Conditions aux limites appliquées aux sous-structures de la cellule froide (a) poutre cintrée en traction (b) poutre en traction (c) poutre en flexion	79
Figure IV-11- Section de la poutre en flexion pour la cellule froide	79
Figure IV-12 – Traction selon z (a) cellule froide (b) modèle simplifié (c) réseau équivalent	81
Figure IV-13 (a) Cellule froide (b) Modèle simplifié	83
Figure IV-14 – Ensemble des courbes Effort-Déformation pour les essais de traction selon (y)	86
Figure IV-15 – Observations microscopiques au MEB des éprouvettes rompues	87
Figure IV-16 – Courbe Effort-Déformation d’un essai de traction selon (y).....	88
Figure IV-17 – Images montrant le phénomène de redressement d’intercalaires au cours de l’essai (a) plusieurs passes observées (b) une passe froide observée.....	89
Figure IV-18 – Ensemble des courbes Effort-Déformation des essais de traction	90
Figure IV-19 – Comparaison entre 2 courbes Effort-Déformation des essais de traction à froid et à chaud selon (y)	91
Figure IV-20 – Courbes Effort-Déformation des essais de traction selon (z)	92
Figure IV-21 – Résultats de la mesure optique (a) champ de déplacement selon z	93
Figure IV-22 – Modélisation par EF (a) cellule chaude (b) cellule froide (c) motif	94
Figure IV-23- Traction selon l’axe y (a) déplacement imposé (b) charge imposée	95
Figure IV-24 – Conditions aux limites mixtes pour le cas de traction selon (y)	96
Figure IV-25 – Conditions aux limites en cisaillement (xz)	96
Figure IV-26 – Modèles EF du motif avec différents maillages (a) FM1 (b) FM2 (c) FM3 ...	98
Figure IV-27 – Modélisation des sous-structures du faisceau (a) sous-structure contenant 5*1*4 motifs (b) sous-structure contenant 2*2*2 motifs.....	99
Figure IV-28 – Modélisation de la zone de mesure des éprouvettes de traction	100
Figure IV-29 – Déformé d’une sous-structure contenant 3*3*3 motifs dans le cas de traction selon la direction (y).....	100

Figure IV-30 – Comparaison des résultats EF, analytique et expérimental dans le cas de traction selon la direction (y)	104
Figure IV-31 - Comparaison des résultats EF, analytique et expérimental dans le cas de traction selon la direction (z)	104
Figure V-1 – Eprouvettes testées en dynamique (a) éprouvette 1 (b) éprouvette 2.....	110
Figure V-2 – Exemple de courbes FFT (a) éprouvette 1 (b) éprouvette 2	110
Figure V-3 – Eprouvette pour l'étude dynamique (a) éprouvette 1 (b) modèle EF de l'éprouvette 1 (c) zoom sur le modèle EF « stratifié »	113
Figure V-4 – Eprouvette pour l'étude dynamique (a) éprouvette 3 (b) modèle EF de l'éprouvette 3 (c) zoom sur le modèle EF « stratifié »	113
Figure V-5 – Faisceau testé en dynamique (a) structure réelle.....	114
Figure V-6 – Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées	115
Figure VI-1 – Passes froides (a) forme réelle initiale d'intercalaires (b) forme redressée d'intercalaires (c) forme théorique d'intercalaires	119
Figure VI-2 – Forme réelle initiale d'intercalaire (a) chaud (b) froid.....	120
Figure VI-3– Modèles numériques de la forme réelle initiale d'intercalaires.....	120
Figure VI-4 - Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour le faisceau .	122
Figure VI-5 – Modélisation de la forme redressée inclinée (ir) de l'intercalaire froid.....	123
Figure VI-6 – Modélisation du motif sans les congés.....	125
Figure VI-7 – Influence du pas d'intercalaire sur les caractéristiques mécaniques :.....	128
Figure VI-8 – Motif avec (a) hauteur d'intercalaire chaude doublée	130
Figure VI-9 – L'influence des différents paramètres sur les caractéristiques mécaniques (écart relatif par rapport aux résultats du motif théorique)	132
Figure VI-10 – Influence des paramètres géométriques sur les caractéristiques mécaniques équivalentes du faisceau (a) $E_x^{éq}$ (b) $E_y^{éq}$ (c) $E_z^{éq}$ (d) $G_{xy}^{éq}$ (e) $G_{yz}^{éq}$ (f) $G_{xz}^{éq}$	134
Figure B-1 – Essais de cisaillement (a) éprouvette selon xy (b) éprouvette selon yz (c) essai de cisaillement selon xy	140
Figure C-1 - Calcul analytique de la raideur du congé (a) modèle (b) réactions	141
Figure D-1 – Comparaison des modes propres numériques pour l'éprouvette 1 (a) mode 1, MH (b) mode 1, MS (c) mode 2, MH (d) mode 2, MS (e) mode 3, MH (f) mode 3, MS (g) mode 4, MH (h) mode 4, MS	144
Figure D-2 – Etude de sensibilité du modèle « homogène » : cas de l'éprouvette 1	146
Figure D-3 – Etude de sensibilité du modèle « homogène » : cas du faisceau	146
Figure D-4 - Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour le faisceau...	147

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III-1 – Composition chimique du Nickel 201.....	58
Tableau III-2 – Composition chimique d’Inconel 625.....	59
Tableau III-3 – Caractéristiques de la brasure.....	63
Tableau IV-1 – Raideurs équivalentes des cellules et du motif.....	82
Tableau IV-2 – Bornes inférieures et supérieures des coefficients de.....	85
Tableau IV-3 - Bornes inférieures et supérieures des coefficients de.....	85
Tableau IV-4 –Valeurs des différentes pentes des essais de traction selon (y).....	88
Tableau IV-5 - Valeurs des différentes pentes des essais de traction à chaud selon (y).....	91
Tableau IV-6 – Caractéristiques de maillage pour le motif et les cellules chaude et froide	94
Tableau IV-7 – Caractéristiques des différents maillages.....	98
Tableau IV-8 – Résultats EF des différents types de maillage.....	98
Tableau IV-9 – Résultats EF du motif et des sous-structures.....	101
Tableau IV-10 – Résultats à froid du faisceau.....	101
Tableau IV-11 – Résultats à chaud du faisceau.....	101
Tableau IV-12 – Résultats à froid de la passe froide.....	102
Tableau IV-13 – Résultats à chaud de la passe froide.....	102
Tableau IV-14 – Résultats à froid de la passe chaude.....	102
Tableau IV-15 – Résultats à chaud de la passe chaude.....	103
Tableau V-1 – Fréquence propres expérimentales des éprouvettes et du faisceau (Hz).....	111
Tableau V-2 – Caractéristiques des maillages des différents modèles EF.....	114
Tableau V-3 – Ecart maximaux des fréquences propres calculées par rapport.....	115
Tableau VI-1 – Comparaison des caractéristiques mécaniques entre la forme théorique et la forme réelle initiale (fri) d’intercalaires pour une cellule chaude.....	121
Tableau VI-2 - Comparaison des caractéristiques mécaniques entre la forme théorique et la forme réelle initiale (fri) d’intercalaires pour une cellule froide.....	121
Tableau VI-3 - Comparaison des caractéristiques mécaniques entre la forme théorique et la forme réelle initiale (fri) d’intercalaires pour un motif.....	122
Tableau VI-4 – Influence de la forme redressée d’intercalaire froid (ir) sur les.....	124
Tableau VI-5 – Influence de l’absence des congés sur les.....	126
Tableau VI-6 – Influence de l’épaisseur (e) des intercalaires.....	126
Tableau VI-7 – Influence de l’épaisseur des plaques d’intercalaires (t).....	127
Tableau VI-8 – Influence du pas d’intercalaire chaud (p _c) sur les.....	129
Tableau VI-9 – Influence du pas d’intercalaire froid (p _f) sur les.....	129
Tableau VI-10 – Influence de la hauteur d’intercalaire chaud (h _c).....	131
Tableau VI-11 – Influence de la hauteur d’intercalaire froid (h _f).....	131
Tableau A-1 - Propriétés physiques du Nickel 201.....	138
Tableau A-2 - Propriétés physiques d’Inconel 625.....	138
Tableau A-3 – Coefficient de dilatation thermique du Nickel 201.....	138
Tableau A-4 - Coefficient de dilatation thermique d’Inconel 625.....	138
Tableau A-5 – Coefficient de conductivité thermique du Nickel 201.....	138

Tableau A-6 - Coefficient de conductivité thermique d’Inconel 625	138
Tableau A-7 – Modules d’élasticité du Nickel 201	138
Tableau A-8 – Modules d’élasticité d’Inconel 625	139
Tableau A-9 – Caractéristiques mécaniques du Nickel 201 à 20°C	139
Tableau A-10 - Caractéristiques mécaniques d’Inconel 625 à 20°C	139
Tableau D-1 – Fréquences propres numériques pour l’éprouvette 1	143
Tableau D-2 - Valeurs des modules choisies pour l’étude de sensibilité (éprouvette)	145

INTRODUCTION GENERALE

La disponibilité des matériels nécessite la maîtrise de la durée de vie de leurs équipements. Le CEAT (Centre d'Essais Aéronautiques de Toulouse), l'ENSICA (Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs de Constructions Aéronautiques) et LTS (LIEBHERR AEROSPACE) ont décidé de collaborer pour acquérir cette maîtrise sur les échangeurs compact air/air. Cela passe par la connaissance des conditions de fonctionnement d'une part et par celle du comportement de l'équipement dans ces conditions d'autre part. La présente étude concerne le deuxième point.

L'échangeur étudié est un échangeur compact air/air composé de différents éléments assemblés sur la pièce principale appelée faisceau. Cette pièce assure la fonction primaire de l'échangeur à savoir l'échange thermique entre un courant d'air froid et un courant d'air chaud. Le faisceau est lui-même composé d'un grand nombre d'éléments brasés. C'est une structure complexe à la fois par la quantité de pièces qui le constituent, par leurs formes et leurs dimensions caractéristiques comparées aux dimensions de l'échangeur. Cette structure complexe présente toutefois l'avantage d'être périodique dans les trois dimensions. Les sollicitations auxquelles est soumis le faisceau sont également complexes puisqu'elles combinent pression, température et vibrations.

Pour avancer dans la compréhension du comportement de l'échangeur dans ses conditions de fonctionnement, nous nous sommes concentrés sur la pièce la plus complexe de l'échangeur et nous sommes donc attachés à étudier le comportement mécanique du faisceau. L'objectif de la thèse est de proposer une approche permettant d'obtenir un modèle de comportement du faisceau qui pourra être utilisé dans la modélisation complète de l'échangeur dans son environnement. Pour des raisons évidentes liées à l'application industrielle, l'approche et le modèle doivent être suffisamment « légers » pour permettre une utilisation facile et rapide.

Dans ce but, un premier choix qui consiste à découpler les différentes sollicitations de l'environnement combiné constituant les conditions de fonctionnement de l'échangeur a été effectué. Les effets de la température et des vibrations sont notamment étudiés de manière indépendante. Le deuxième choix s'est porté sur l'échelle du modèle de comportement proposé. Le modèle recherché est un modèle de comportement mécanique global du faisceau. Il pourra permettre de connaître les efforts aux interfaces faisceau/autres éléments et de déterminer d'éventuels sites critiques dans l'ensemble de l'échangeur. Nous ne cherchons pas, dans ce travail, à prendre en compte l'effet local des « défauts » de structure (variations locales de forme, de dimensions...) ni à étudier l'endommagement local.

Enfin, une démarche combinant études expérimentales, analytiques et numériques a été adoptée. En particulier, le modèle est validé par des essais sur éprouvettes technologiques concernant le comportement statique à l'ambiante et en température et sur le faisceau pour le comportement dynamique.

Le plan du mémoire est donc le suivant :

Dans le chapitre I, nous décrivons de manière exhaustive l'échangeur concerné dans cette étude : son rôle et fonctionnement, son dimensionnement, sa fabrication, ses essais de qualification, etc. La problématique industrielle est ensuite précisée ainsi que l'objet de la présente étude.

Dans le chapitre II, nous exposons les différents moyens de modélisation des structures périodiques existant dans la littérature. Nous soulignons notamment les méthodologies de modélisation des solides cellulaires, des structures sandwichs et des composites tissés, en mettant en avant, pour chacune d'entre elles, leurs propriétés et insuffisances, afin de justifier notre utilisation ultérieure d'une approche conduisant à un modèle simple et moins lourd en termes de temps de calcul.

Dans le chapitre III, nous présentons les propriétés des matériaux constitutifs du faisceau ainsi que les différents dispositifs pour les essais statiques et dynamiques.

Dans le chapitre IV, nous évaluons le comportement statique du faisceau à froid et à chaud. Des calculs analytiques et des simulations numériques par éléments finis sont faits pour trouver les modules équivalents en traction et en cisaillement de deux modèles « homogène » et « stratifié » du faisceau. Ensuite, ces calculs sont validés par des essais de traction à froid et à chaud réalisés sur différents types d'éprouvettes. Le chapitre se termine par une comparaison des différents résultats obtenus et une discussion sur la validité de l'approche proposée.

Dans le chapitre V, nous exposons l'étude dynamique du faisceau. Les résultats des essais d'analyse modale sur les éprouvettes et le faisceau sont présentés d'abord. Ensuite, des simulations numériques sont faites pour étudier la capacité des deux modèles « homogène » et « stratifié » à prédire le comportement dynamique du faisceau.

Dans le chapitre VI, nous évaluons le modèle du faisceau par rapport à un modèle qui prend en compte des formes réelles issues du procédé de fabrication. Ensuite, nous étudions l'influence des paramètres géométriques sur le comportement global du faisceau.

CHAPITRE I Problématique Industrielle

Ce chapitre décrit de manière exhaustive l'échangeur concerné dans cette étude : son rôle et fonctionnement, son dimensionnement, sa fabrication, ses essais de qualification, etc. Ensuite, la problématique industrielle est décrite ainsi que l'objet de la présente étude.

1.1. Introduction

Afin d’appréhender correctement les problématiques liées aux échangeurs, il est nécessaire de bien connaître les échangeurs d’une manière générale et l’échangeur de la présente étude en particulier. Les 5 premiers paragraphes de ce premier chapitre ont donc pour objectif de présenter les principales informations sur le rôle et fonctionnement de l’échangeur étudié, les pièces qui le constituent, le principe de dimensionnement de tels échangeurs, le procédé de fabrication et les essais auxquels ces échangeurs doivent être soumis pour être qualifiés. Ces différentes informations nous amèneront ainsi à aborder la problématique industrielle dans le paragraphe suivant. Le dernier paragraphe permettra de dégager de la problématique générale liée aux échangeurs l’objet de l’étude présentée dans ce mémoire de thèse.

1.2. Rôle et fonctionnement de l’échangeur

L’échangeur étudié est utilisé comme pré-refroidisseur ou « precool » dans le circuit de climatisation et pressurisation de l’avion (Figure I-1). Son rôle est de refroidir une partie de l’air chaud sortant du compresseur à haute pression, où l’air est déjà sous pression ($\approx 4\text{bar}$) et à haute température ($\approx 450^\circ\text{C}$), à l’aide de l’air froid prélevé à l’extérieur de l’avion qui est à une basse température ($\approx 0^\circ\text{C}$ et 1bar). À la sortie de l’échangeur, l’air chaud est à 120°C , et l’air froid est à 250°C .

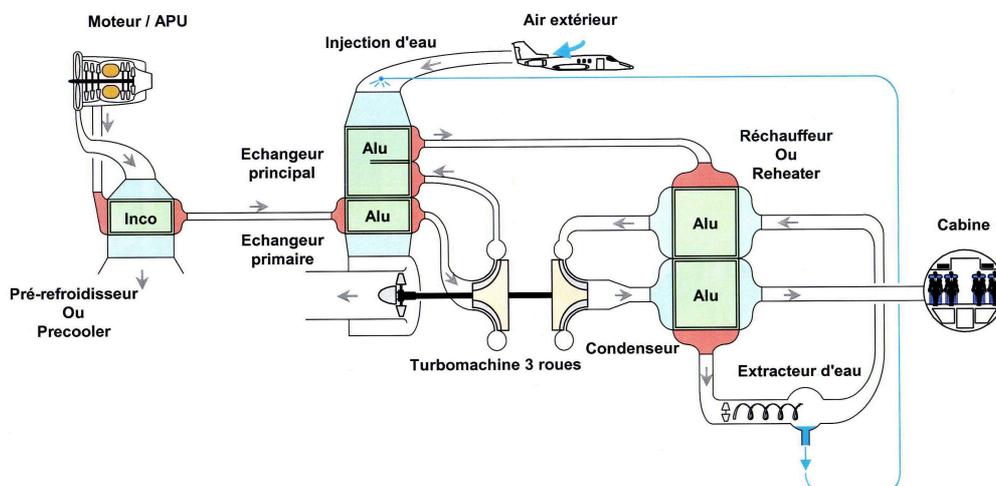


Figure I-1 – Rôle de l’échangeur dans l’avion (LTS)

1.3. Pièces constitutives

L’échangeur étudié est un échangeur de chaleur compact air-air à plaques et ailettes. Il est constitué principalement d’un faisceau composé de l’empilement alternatif des couches d’intercalaires où passe respectivement l’air chaud et froid. Les couches sont séparées les unes des autres par des plaques appelées « plaques d’intercalaires » et scellées le long des bords par le moyen de barres appelées « barres de fermetures » (Figure I-2 et Figure I-3). Deux plaques appelées « plaques de fermeture » constituent les deux extrémités du faisceau selon sa hauteur. L’ensemble est brasé dans un four sous vide à une température de 1100°C .

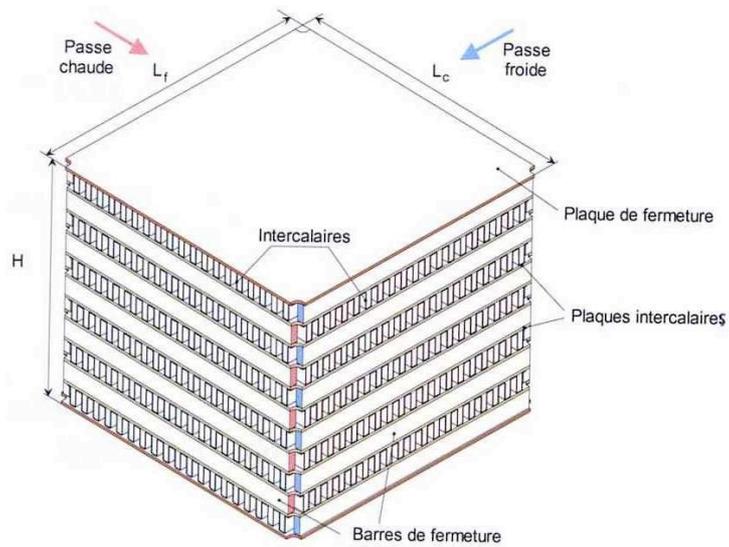


Figure I-2 - Illustration du faisceau de l'échangeur (LTS)

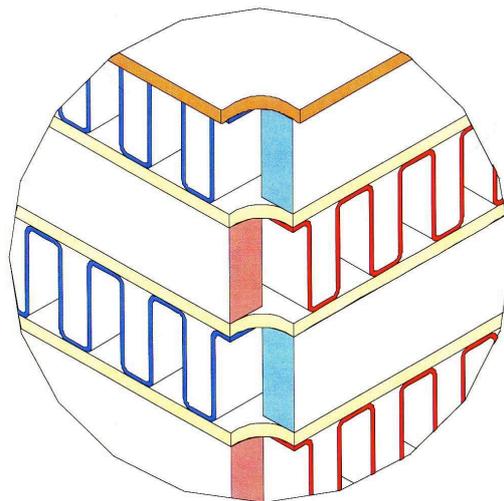
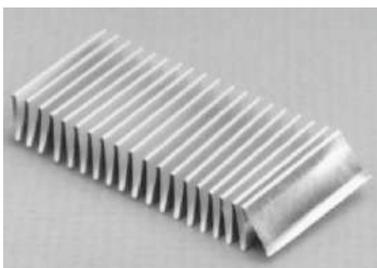
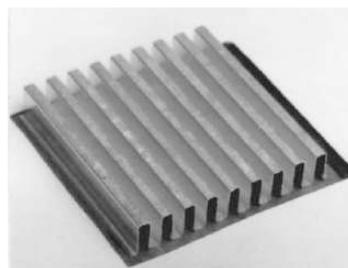


Figure I-3 - Vue agrandie du faisceau (LTS)

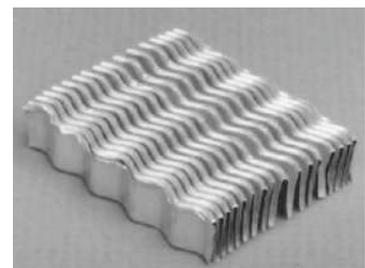
Les intercalaires existent sous différentes formes (Figure I-4). Les intercalaires utilisés dans l'échangeur étudié sont de type rectangulaire droit pour les deux passes chaudes et froides.



(a)



(b)



(c)

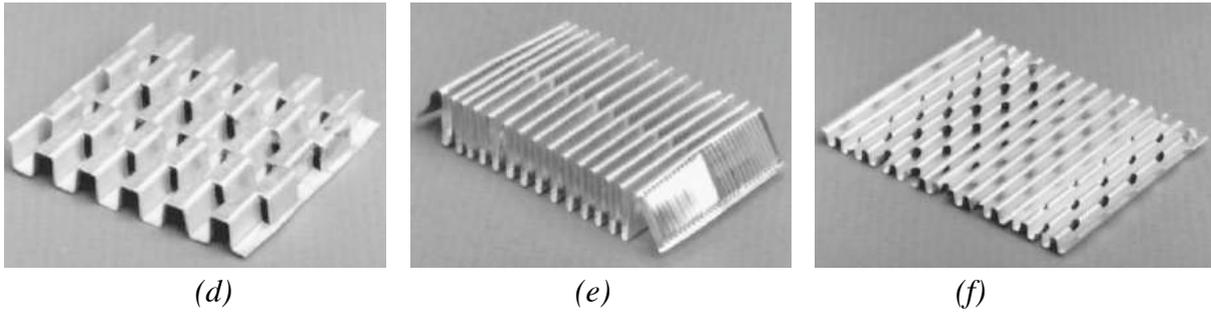


Figure I-4 – Géométries d'intercalaires pour les échangeurs compacts à plaques et ailettes
(a) intercalaire triangulaire droit (b) intercalaire rectangulaire droit (c) intercalaire ondulé
(d) intercalaire excentré (e) intercalaire multilouvre (f) intercalaire perforé [KRE 1999]

Des boîtes sont soudées au faisceau du côté d'entrée et de sortie d'air chaud, et des cadres sont soudés du côté d'entrée et de sortie d'air froid (Figure I-5). Des pattes d'attaches sont soudées sur les plaques de fermeture permettant de fixer l'échangeur au bâti.

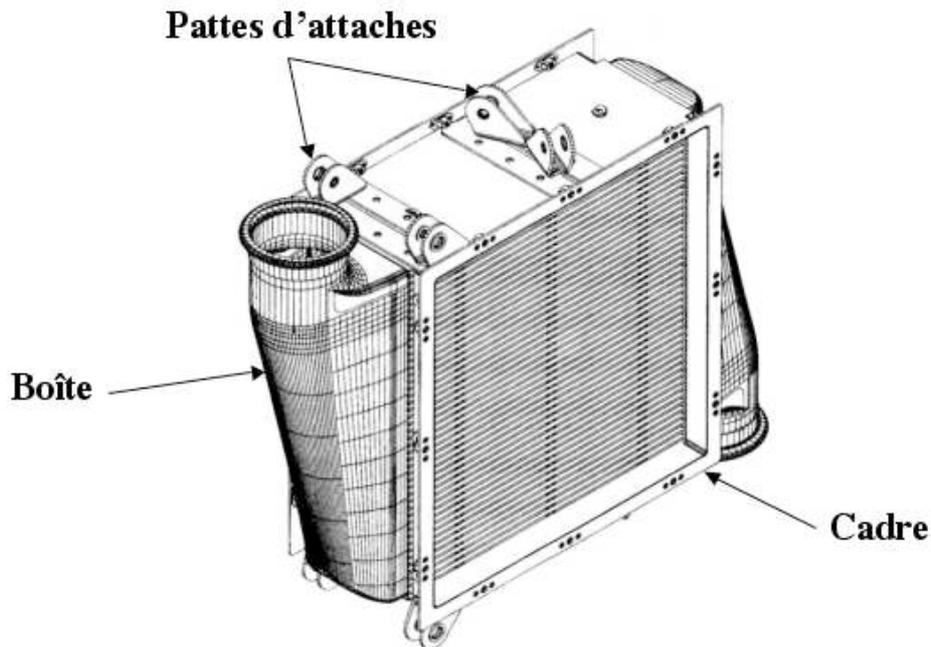


Figure I-5 – Croquis de l'échangeur complet (LTS)

Les différentes pièces de l'échangeur sont formées d'*INCONEL 625* sauf les intercalaires qui sont formés de *NICKEL 201*. Les propriétés de ces deux matériaux seront présentées dans le paragraphe III.1 et en annexe A.

1.4. Le principe de dimensionnement de l'échangeur

Le dimensionnement de l'échangeur peut être divisé en deux parties : dimensionnement thermodynamique et dimensionnement mécanique.

Parmi les rares normes publiques disponibles dans la littérature pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur compacts est celle de l'association *ALPEMA* [ALP 2000] concernant les échangeurs en aluminium. Bien que les conditions de service de l'échangeur de la présente étude soient plus sévères que celles des échangeurs en aluminium, les différentes pièces des deux types d'échangeurs subissent le même type de chargement. Nous récapitulons ci-après les principes de dimensionnement de l'*ALPEMA* pour les échangeurs compacts en aluminium.

I.1.1. Choix du type d'intercalaire

Le choix du type d'intercalaire (droit, offset, ondulé, ...) et du circuit (croisé, U, Z, ...) est lié au dimensionnement thermodynamique en prenant en compte l'efficacité et la perte de charge (ΔP) fixée au départ.

I.4.2. Efforts mécaniques et thermiques

Les contraintes dans les échangeurs sont dues, en général, aux efforts de pression, aux efforts thermiquement induits, auxquels s'ajoutent, pour le cas de l'échangeur étudié, les efforts engendrés par les vibrations que l'échangeur subit en raison de son utilisation sur avion.

□ Contraintes d'origine mécanique

Les contraintes d'origine mécanique dans l'échangeur sont principalement dues à la pression d'air chaud (4bar pendant le fonctionnement normal).

□ Contraintes d'origine thermique

Les contraintes d'origine thermique sont générées soit par la dilatation différentielle entre les différentes pièces de l'échangeur, soit par la présence d'un gradient thermique au sein de l'échangeur. La dilatation différentielle, générée par la différence entre les coefficients de dilatation thermique de composants du faisceau (intercalaires en *Nickel 201* et plaques d'intercalaires en *Inconel 625*) ainsi que par la présence des joints brasés, est traduite par des phénomènes locaux d'expansion et de contraction au sein du faisceau, tandis que le gradient thermique est traduit par une dilatation de l'ensemble du faisceau. Or, comme le faisceau est fixé au bâti et attaché à d'autres pièces de la structure, cette dilatation est transformée en des efforts engendrés sur les interfaces entre le faisceau et les pièces qui lui sont attachés.

□ Vibrations

Pendant le vol, l'échangeur subit des vibrations et des accélérations qui peuvent avoir de graves conséquences sur le comportement de l'échangeur si leurs fréquences d'excitation sont au voisinage des fréquences propres de l'échangeur. Ces vibrations et accélérations sont transmises à l'échangeur par l'intermédiaire des pattes d'attaches qui relient l'échangeur à l'avion.

I.4.3. Dimensionnement mécanique des différentes pièces

Les contraintes dans chaque composant de l'échangeur doivent être maintenues dans des limites permises pour éviter tout endommagement. Chaque pièce de l'échangeur est conçue pour résister aux efforts particuliers auxquels elle est soumise :

□ Intercalaires

Aussi bien que pour leur comportement thermique, les intercalaires doivent être choisis par le constructeur pour leur capacité à résister aux chargements de pression en tant que membres de structure. Ces chargements produisent essentiellement des efforts de tension dans les intercalaires. La pression maximale permise pour la conception des différents intercalaires est déterminée soit par un calcul soit par des essais de type « pression d'éclatement ».

□ Plaques d'intercalaires

L'épaisseur des plaques d'intercalaires doit être suffisante pour résister aux contraintes de traction des forces de pression agissant sur les barres de fermeture. Ces contraintes dépendent des chargements de pression sur les côtés adjacents de la plaque d'intercalaire et de la hauteur des barres de fermeture adjacentes.

□ Barres de fermeture

La hauteur des barres de fermeture est identique à celle des intercalaires. Leur épaisseur est choisie pour tenir compte du chargement généré par la pression des boîtes et pour assurer une épaisseur raisonnable pour supporter la soudure.

□ Plaques de fermeture

L'épaisseur des plaques de fermeture est souvent plus importante que celle des plaques d'intercalaires pour protéger le faisceau contre des dommages physiques et fournir une base pour permettre la soudure des pattes d'attaches et d'autres connexions.

□ Boîtes

Les flux d'air génèrent des pressions sur les boîtes auxquelles elles doivent résister. Elles sont dimensionnées pour tenir à la pression d'épreuve et à la pression d'éclatement.

□ Pattes d'attaches

Les pattes d'attaches assurent le joint entre l'échangeur et le reste de l'avion. Leur sollicitation principale est due aux vibrations et aux accélérations de la structure.

1.5. Le procédé de fabrication de l'échangeur

La fabrication chez *LTS* de l'échangeur étudié nécessite six phases :

- ❑ Phase 1 : Préparation des pièces primaires
Cette phase contient le formage des intercalaires, la découpe de tôle (presse et machine d'électroérosion par enfonçage) et l'emboutissage des boîtes.
- ❑ Phase 2 : Nettoyage des pièces (Etincelage)
Les différentes pièces sont dégraissées avec du trichloréthylène, ensuite rincées avec de l'eau de ville d'abord puis avec de l'eau distillée.
- ❑ Phase 3 : Dépose de brasure
Des dépôts de brasure d'Inconel sont mis sur les plaques d'intercalaires, les plaques de fermeture, et les barres de fermeture à l'aide d'un robot.
- ❑ Phase 4 : Assemblage du faisceau et brasage sous vide
Les différentes pièces du faisceau sont assemblées et maintenues en contact par une pression exercée par les écrous de serrage. L'ensemble est introduit dans un four et brasé sous vide. En raison du processus de brasage, le faisceau de l'échangeur sera en état entièrement recuit.
- ❑ Phase 5 : Assemblage de l'échangeur
Le soudage *TIG* est employé pour assembler les différentes pièces de l'échangeur (faisceau, cadres, boîtes, pattes d'attache...).
- ❑ Essais de qualification
Avant d'être accepté pour être mis en service, l'échangeur est soumis à une série d'essais de qualification. Une description de ces essais est faite dans le paragraphe I.6.

1.6. Les essais de qualification

Avant d'être qualifié pour être embarqué sur avion, l'échangeur est soumis à une série d'essais pour tester sa performance (chute de pression et performances thermiques) et sa tenue mécanique (étanchéité, cyclage en pression, pression d'épreuve, pression d'éclatement, vibrations, chocs, brouillard salin). Tous ces essais sont réalisés sur l'échangeur complet. Les essais de vibrations sont faits quand l'échangeur ne fonctionne pas. Il est important de noter qu'aucun des essais de qualification ne prend en compte les trois facteurs : pression, température, et vibrations à la fois.

1.7. Problématique industrielle

La problématique industrielle réside dans la difficulté de déterminer la durée de vie de l'échangeur. Expérimentalement, ceci nécessite la réalisation d'essais sous un chargement semblable à celui en service. Le coût élevé et la grande durée de l'essai (l'ordre de plusieurs mois), et la mobilisation des moyens expérimentaux importants constituent des obstacles à ces essais.

Au lieu de réaliser ce type d'essais, les industriels cherchent à définir un essai accéléré pour valider l'équipement, en appliquant un environnement dit « synthétique » capable de produire des chargements semblables à ceux qui sont vus par l'échangeur en service, conduisant donc au même mécanisme d'endommagement. L'essai accéléré présente des avantages au niveau du coût et du temps d'essai. Néanmoins, une bonne définition et maîtrise de l'essai sont nécessaires pour que les résultats soient utilisables.

La définition de l'essai accéléré nécessite la fourniture d'un modèle de comportement et d'endurance. Ce modèle devrait être capable de prédire la durée de vie de l'équipement.

1.8. Objet de l'étude

La présente étude se situe dans ce contexte. Elle concerne la définition d'un modèle du comportement de l'échangeur. Or, la présence d'un environnement combiné (pression, température, vibrations) conduit à une étude complexe. Pour faciliter le problème et effectuer une première étape vers des objectifs ambitieux, un découplage est fait, et l'effet de chaque paramètre (pression, température, vibrations) sur le comportement de l'échangeur est étudié de manière indépendante.

En outre, parmi toutes les pièces constitutives de l'échangeur, le faisceau, en raison de la forme complexe et la taille caractéristique des ses pièces constitutives, est le plus difficile à étudier. Notamment, si toutes les pièces peuvent être analysées par des méthodes de calcul classiques du type éléments finis (*EF*), une analyse *EF* du faisceau résulte en un modèle de plusieurs millions d'éléments, peu maniable, coûteux en temps de calcul et capacité machine.

Par conséquent, la présente thèse s'est centrée sur l'étude du faisceau de l'échangeur. Le but est de définir une approche simple de modélisation capable de prédire le comportement global statique du faisceau à chaud et à froid, et le comportement dynamique. Cette approche doit être facile à appliquer et ne pas exiger des outils numériques spécifiques. Le modèle ainsi obtenu devra pouvoir être aisément intégré dans un modèle de l'échangeur complet en environnement combiné (pression, température, vibration).

CHAPITRE II Modélisation des structures périodiques

Dans ce chapitre, nous exposons les différents moyens de modélisation des structures périodiques existant dans la littérature. Nous soulignons notamment les méthodologies de modélisation des solides cellulaires, des structures sandwichs et des composites tissés, en mettant en avant, pour chacune d'entre elles, leurs propriétés et insuffisances, afin de justifier notre utilisation ultérieure d'une approche conduisant à un modèle simple et moins lourd en termes de temps de calcul.

II.1.Introduction

Comme cela est présenté dans le chapitre précédent, le but de ce travail est d'étudier le comportement global du faisceau et de proposer une modélisation simple de ce comportement. L'objectif final étant de pouvoir intégrer facilement ce modèle dans un modèle plus étendu, l'idée la plus évidente est de remplacer la structure du faisceau par un matériau ou plusieurs matériaux massifs de comportement équivalent. C'est dans cette optique que nous avons donc abordé l'analyse du faisceau.

Le faisceau de l'échangeur étudié est une structure cellulaire périodique mono ou multi-matériaux. Il est composé d'un empilement alterné de passes chaudes et froides, séparées par des plaques d'intercalaires (Figure II-1).

Nous appelons cellule élémentaire d'une structure, le plus petit élément de la structure, qui permet de reconstruire la structure entière en assemblant plusieurs cellules élémentaires dans toutes les directions spatiales.

Dans le cas du faisceau de l'échangeur, nous définissons deux types de cellules élémentaires macroscopiques :

- une cellule élémentaire d'une passe chaude (respectivement froide), dorénavant appelée cellule chaude (respectivement cellule froide).
- une cellule élémentaire du faisceau, dorénavant appelée motif qui comprend une cellule chaude et une cellule froide.

En analysant la géométrie du faisceau, nous remarquons les points suivants :

- le faisceau présente une périodicité tridimensionnelle et les passes une périodicité bidimensionnelle. L'élément répétitif le plus petit du faisceau est le motif, tandis que l'élément répétitif le plus petit d'une passe chaude (respectivement froide) est la cellule chaude (respectivement froide),
- la cellule chaude (respectivement froide) (Figure II-2 a et b) est formée d'un intercalaire chaud (respectivement froid) et de deux demi plaques d'intercalaires,
- le motif (Figure II-2 c) est formé par la superposition d'une cellule chaude et d'une cellule froide,
- la passe chaude (respectivement froide) peut être assimilée à une structure sandwich où l'intercalaire chaud (respectivement froid) forme le noyau et les deux demi plaques forment la peau,
- le faisceau possédant deux plans de symétrie perpendiculaires, son comportement élastique équivalent est considéré comme orthotrope.

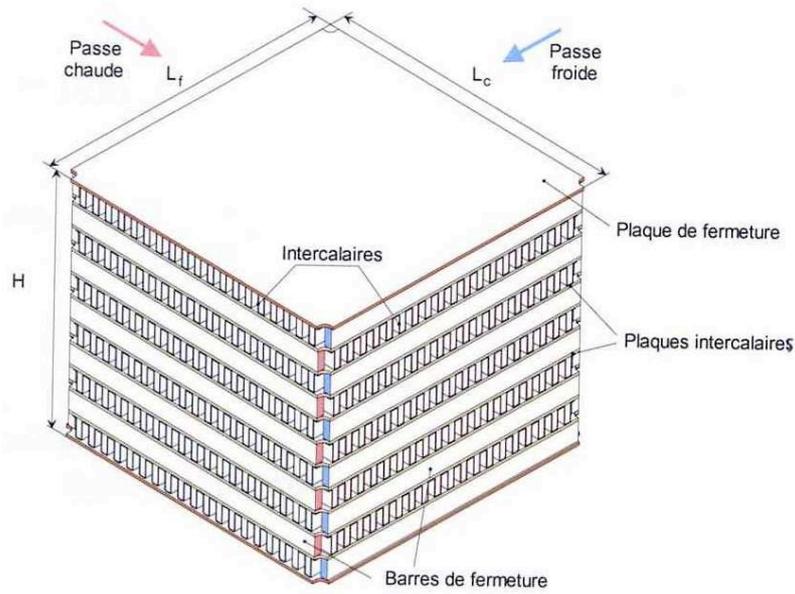


Figure II-1 – Croquis du faisceau de l'échangeur (LTS)

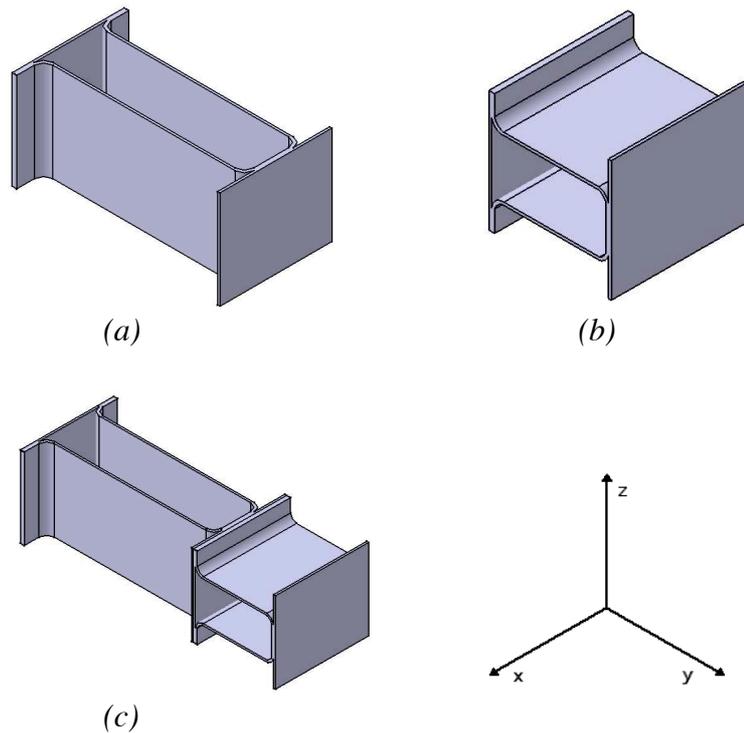


Figure II-2 – Croquis des différentes cellules de base (a) cellule froide (b) cellule chaude (c) motif comprenant une cellule chaude et une cellule froide

Pour modéliser le faisceau, les questions suivantes sont posées :

- est-ce qu'une structure massive composée d'un seul « matériau équivalent » est suffisante pour décrire le comportement global du faisceau, ou faut-il considérer deux matériaux ou plus ?

- quelle est l'approche la plus simple permettant de modéliser le comportement global du faisceau avec un pourcentage d'erreur acceptable ?

Pour répondre à ces deux questions, une étude bibliographique a été entreprise sur les échangeurs de chaleur. Le peu de travaux traitant de l'aspect mécanique des échangeurs trouvés dans la littérature, nous a amené à étendre l'étude bibliographique à des structures dont la géométrie s'approche de celle du faisceau (par exemple, les structures périodiques, les solides cellulaires, les structures sandwichs et les composites tissés).

Nous présentons dans ce chapitre les différentes méthodologies de modélisation de ces types de structures. Nous discutons les avantages et les inconvénients ainsi que l'applicabilité ou non de chaque approche au cas du faisceau. Le chapitre se termine en définissant la stratégie de modélisation du faisceau utilisée dans ce travail.

II.2. Modélisation des Échangeurs de Chaleur

La majorité des études menées sur les échangeurs thermiques traitent davantage l'aspect thermique que mécanique. Nous présentons quelques études thermiques pour donner une idée des différents thèmes abordés. Ensuite, nous présentons en détail le peu d'études mécaniques réalisées et accessibles dans la littérature.

II.2.1. Modélisation thermique

Certaines études ont été menées pour déterminer le champ de température dans un échangeur. Les approches employées sont numériques (méthode d'homogénéisation) [TAG 1997] et expérimentales en utilisant soit des thermocouples [LUC 1995] soit des mesures optiques par interférométrie holographique [FEH 1995].

Le transfert de chaleur et la chute de pression dans les échangeurs de chaleur compacts ont été étudiés par une approche analytique par Manglik et Bergles [MAN 1995], et expérimentalement par Hu et Herold [HU 1995].

Ranganayakulu et al. [RAN 1997, RAN 1999-1, RAN 1999-2] ont utilisé les éléments finis pour étudier les effets combinés de la conduction de chaleur longitudinale, de la non-uniformité de l'écoulement et de la température sur les performances des différents types d'échangeurs de chaleur.

Lu et al. [LU 1998, LU 1999] ont calculé de manière analytique la morphologie optimale de cellules d'un nid d'abeilles métallique et d'une mousse métallique afin d'obtenir l'efficacité de transfert thermique maximale.

Qarnia et Lacroix [QAR 1998] ont développé un modèle mathématique pour simuler le comportement thermique d'un échangeur de chaleur compact à courants croisés séparés par des couches de matériau à changement de phase et opérant dans des conditions hivernales.

Picon-Nunez et al. [PIC 1999] ont présenté une méthodologie pour la conception des échangeurs de chaleur compacts à plaques et ailettes avec un objectif principal d'utiliser la chute de pression maximale. La méthodologie développée est basée sur un modèle thermo-hydraulique qui représente la relation entre la chute de pression, le coefficient de transfert thermique et le volume de l'échangeur.

Comme le but n'est pas d'aborder l'aspect thermique dans l'échangeur, nous nous limiterons à cette présentation non exhaustive de quelques travaux relatifs à des aspects thermiques abordés dans ce travail.

II.2.2. Modélisation mécanique

Dans ce paragraphe, nous présentons les quelques études mécaniques menées sur les échangeurs de chaleur. Dans les méthodes numériques directes, la structure réelle complète est modélisée, tandis que dans les méthodes numériques indirectes, seule une partie de la structure est modélisée. Bien que les méthodes d'homogénéisation fassent partie des méthodes numériques indirectes, elles seront détaillées à part.

II.2.2.1 Méthodes numériques directes

Aoubiza et al. [AOU 2000] ont évalué de manière numérique les caractéristiques thermo-élastiques d'une plaque perforée d'un échangeur thermique en utilisant une méthode directe d'approximation basée sur une technique de pénalisation. Deux aspects sont à considérer : thermique et élastique. L'avantage de la technique de pénalisation est la possibilité d'utiliser les éléments finis standards. En revanche, il est nécessaire de modéliser la structure entière. Ceci est inapplicable dans notre cas à cause de la grande taille du faisceau, et par conséquent, l'impossibilité de le modéliser entièrement.

II.2.2.2 Méthodes numériques indirectes

Carter et al. [CAR 1996] ont analysé la rupture et la prédiction de la durée de vie d'un large échangeur complexe à plaques et ondes. Ils ont d'abord réalisé une analyse métallurgique d'un échangeur rompu. L'observation métallographique a montré que la rupture s'était produite dans une plaque d'intercalaire et que la fatigue était la cause principale de rupture, l'endommagement étant initié dans une barre de fermeture et passé à la plaque d'intercalaire. En raison de la faible ductilité de la brasure par rapport au métal de base, les auteurs ont supposé que la fissure s'était amorcée dans la brasure et propagée ensuite à travers la brasure à l'intérieur du métal de base. Pour modéliser le problème, ils ont étudié trois modèles numériques :

- ❑ un modèle $2D$ de six passes et demie, représentant 13 passes par symétrie géométrique. Le croisement des passes n'a pas été pris en compte dans ce modèle,
- ❑ un modèle $2D$ d'une moitié de passe, représentant une passe par symétrie géométrique,
- ❑ un modèle $3D$ d'un coin du faisceau contenant 3 passes, en utilisant des éléments coques. Dans ce modèle, seules les plaques intercalaires ont été modélisées et les intercalaires et les barres de fermeture ne sont pas pris en compte.

Différents cas de charge ont été appliqués sur chacun des trois modèles :

- ❑ le modèle $2D$ de six passes et demie
 - des analyses en régime permanent, utilisant des conditions aux limites thermiques, ont été faites représentant les conditions normales de service,
- ❑ le modèle $2D$ de demi-passe
 - des analyses en régime permanent, utilisant des conditions aux limites thermiques, ont été faites. Des températures représentant 2 cas de démarrage : le cas normal et le cas le plus sévère ont été utilisées,
 - des analyses transitoires de $5s$, utilisant des conditions aux limites thermiques, ont été faites. Des températures représentant 2 cas de démarrage : le cas normal et le cas le plus sévère ont été utilisées,
 - des cas de charge en pression ont été faits représentant le chargement le plus sévère dans 2 passes,
- ❑ le modèle $3D$
 - des analyses en régime permanent avec des gradients de température ont été faites,
 - des analyses transitoires de $10s$ avec des gradients de température ont été faites.

Pour estimer la durée de vie de l'échangeur, ils ont supposé que cette dernière pourra être calculée en se basant sur l'amorçage dans la brasure. Cette approche est conservative car elle suppose qu'il n'y a pas de propagation de la fissure dans le métal de base.

Parmi les modèles étudiés, seul le modèle $3D$ a donné des résultats acceptables. Or, comme le but était d'étudier l'endommagement, les auteurs ne s'étaient intéressés qu'à modéliser la zone de rupture qui, dans ce cas, était les plaques d'intercalaires. Par conséquent, le modèle ne fournit aucune information sur le comportement global du faisceau car la géométrie réelle du faisceau n'a pas été modélisée. Cette approche présente donc peu d'intérêt pour notre travail étant donnée que nous souhaitons modéliser le comportement global du faisceau et non pas son endommagement.

II.2.2.3 Méthodes d'homogénéisation

Batoz et al. [DIB 2005, DIB 2006] ont utilisé des méthodes d'homogénéisation pour modéliser le comportement global des échangeurs de chaleur à plaques et ailettes. Nous expliquons brièvement les méthodes d'homogénéisation des structures périodiques avant d'évoquer plus en détail ces travaux. Nous verrons également plus particulièrement l'homogénéisation asymptotique et la théorie des modules effectifs, deux approches employées par Batoz et al.

Les différentes approches d'homogénéisation sont détaillées dans [BOR 2001] et [BÖH 1998], et l'homogénéisation asymptotique est détaillée dans [SAN 1992].

Les méthodes d'homogénéisation périodiques ont initialement été développées pour modéliser les comportements macroscopiques élastiques des structures (ou des matériaux) composites. Par la suite, leur champ d'application a été élargi à d'autres domaines.

Elles sont utilisées, en particulier, pour étudier le comportement global des structures périodiques ayant une hétérogénéité géométrique, où l'utilisation de la méthode EF devient très onéreuse car elle nécessite un maillage avec des millions d'éléments pour représenter l'ensemble de la structure.

Le but de la théorie de l'homogénéisation périodique est de déterminer le comportement effectif des corps à microstructure périodique en les remplaçant au niveau macroscopique par des corps homogènes de propriétés et comportement équivalents. Il s'agit de représenter un matériau réel hétérogène par un matériau fictif, dit *homogène équivalent*, censé se comporter de la même façon que le matériau réel, une fois soumis aux mêmes chargements externes (Figure II-3).

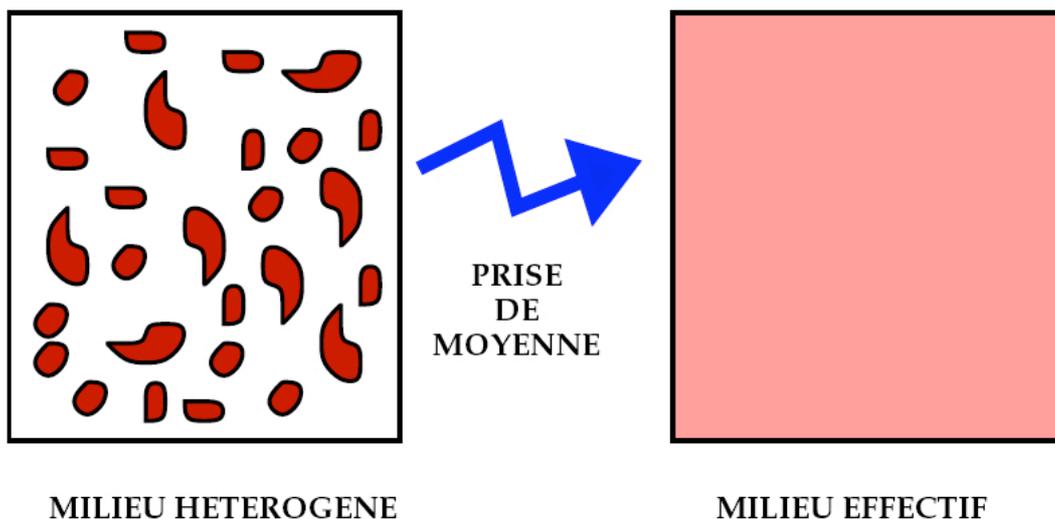


Figure II-3 – Principe de l'homogénéisation [ALL 2003]

Ceci implique la définition d'un volume élémentaire représentatif (*VER*) du matériau réel (particule de la mécanique des milieux continus) qui doit être suffisamment grand par rapport à l'échelle des hétérogénéités de la texture du matériau mais en même temps suffisamment petit par rapport à l'échelle de la structure macroscopique. Plusieurs définitions du *VER*, reportées par différents chercheurs (Hashin, Drugan et Willis, Ostoja-Starzewski, ...), peuvent être trouvées dans [STR 2004].

La taille du *VER* doit être suffisamment grande afin de permettre un échantillonnage significatif des micro-champs et suffisamment petite pour que l'influence des gradients macroscopiques des propriétés soit négligeable et pour rendre possible l'analyse des micro-champs.

Le volume d'homogénéisation doit être choisi de telle façon qu'il soit statistiquement représentatif de la micro-géométrie du matériau. Les valeurs moyennes des contraintes, déformations, etc. sur un *VER* sont identiques aux moyennes de ces grandeurs sur plusieurs *VER*.

La taille du *VER* dépend de la propriété étudiée (thermique, mécanique, ...), du contraste des propriétés des constituants, de la morphologie des phases et des conditions aux limites [CAI 2003].

Durant ces dernières années, la taille du *VER* a été étudiée et déterminée par plusieurs auteurs via des approches numériques et statistiques [GUS 1997, KAN 2003-1, KAN 2003-2, LAC 2004, STR 2004, SAB 2005, TRI 2006].

En général, les méthodes d'homogénéisation nécessitent trois étapes : la représentation, la localisation, et l'homogénéisation [BOR 2001, LEV 2004] :

□ Représentation

Cette étape implique le choix d'une échelle plus ou moins fine pour bien décrire l'hétérogénéité et la nature des paramètres descriptifs des phases considérées, la caractérisation du comportement mécanique de chaque phase considérée comme un milieu homogène et continu, et la description, en général statistique, de la géométrie de la texture de la microstructure.

□ Localisation

Ayant remplacé le *VER* par un modèle de matériau hétérogène défini par un ensemble de caractéristiques mécaniques et géométriques, il faut définir les conditions aux limites afin d'effectuer une analyse mécanique. La dernière phase dans cette étape consiste à relier les grandeurs mécaniques locales, les contraintes $\sigma(x)$ et les déformations $\varepsilon(x)$ à une position x donnée, et leurs dérivées, aux grandeurs macroscopiques, Σ et E , correspondantes en fonction

de la position et des paramètres des phases constituant l'hétérogénéité. À la fin de l'étape de localisation, on disposera donc des tenseurs A et B , respectivement appelés tenseur de localisation en déformation et tenseur de localisation en contrainte, tels que :

$$\varepsilon(x) = A(x) : E \quad II-1$$

$$\sigma(x) = B(x) : \Sigma \quad II-2$$

Les tenseurs A et B peuvent être obtenus d'une manière approximative via des approches analytiques, ou évalués par des méthodes numériques, comme les éléments finis.

□ Homogénéisation

La dernière étape consiste à donner l'expression du comportement du milieu homogène équivalent. Elle définit les grandeurs macroscopiques comme les moyennes spatiales des grandeurs locales et conduit à la loi de comportement effectif macroscopique du milieu homogène équivalent. À la fin de cette étape, les lois du comportement homogénéisé sont donc disponibles. Tout comme pour l'étape précédente, ces lois sont au nombre de deux, selon le mode de chargement macroscopique (déformation ou contrainte) imposé :

$$E = \tilde{S} : \Sigma \quad II-3$$

$$\Sigma = \tilde{C} : E \quad II-4$$

où \tilde{C} et \tilde{S} sont respectivement les tenseurs homogénéisés de rigidité et de souplesse. Ces lois macroscopiques sont ensuite utilisées pour décrire le comportement du matériau homogène équivalent.

II.2.2.3.a L'homogénéisation asymptotique

L'homogénéisation asymptotique est la stratégie la plus souple et la plus élégante pour l'analyse mathématique du comportement des cellules de base et le passage de l'échelle micro à l'échelle macro.

Dans le cadre de l'homogénéisation asymptotique périodique, nous cherchons des solutions u (champ de déplacement, température, etc.) sous la forme d'un développement de la forme :

$$u^\varepsilon = u^0(x, y) + \varepsilon u^1(x, y) + \varepsilon^2 u^2(x, y) + \dots \quad II-5$$

avec $y = x/\varepsilon$ et u^i P-périodiques en y

L'homogénéisation asymptotique permet de coupler directement des analyses *EF* sur les micro-échelles et les macro-échelles.

Le problème majeur de la méthode d'homogénéisation asymptotique est que les coefficients moyens dépendent des solutions du problème dit local dans la cellule périodique. Ces problèmes sont décrits par un ensemble d'équations différentielles partielles avec des conditions aux limites périodiques et leurs solutions respectives. Quelques tentatives ont été faites pour trouver des solutions analytiques. Mais, en général, des méthodes de résolution numériques sont employées. Des formulations spéciales d'éléments finis sont donc requises pour l'homogénéisation asymptotique. L'homogénéisation asymptotique est applicable à la plupart des problèmes linéaires dans le cas où la séparation des variables microscopiques et macroscopiques est possible.

La méthode d'homogénéisation asymptotique a été employée pour étudier différents types de structures : piézocomposites multicouches [OTE 2005], mélanges solide-liquide [TER 1998], composites fibreux à deux phases [GUI 2002], problèmes impliquant des gradients de contraintes et de déformations d'ordre supérieur [KOU 2002], analyses unidimensionnelles [KOL 1999], structures hétérogènes à microstructures aléatoires [GHO 1995], composites renforcés discrètement [GHO 1998], problèmes elliptiques dans les matériaux composites périodiques et dans les milieux poreux [HOU 1997], comportement élastoplastique des matériaux composites et poreux [LEE 1999], etc.

II.2.2.3.b Théorie des modules effectifs

L'hypothèse principale de la théorie des modules effectifs (dite aussi d'Hill-Mandel), proposée par Chou et al. [AIT 1999], est une combinaison des hypothèses de Voigt (1889) (déformation constante) et de Reuss (1929) (contrainte constante). En particulier, on suppose que : (1) les déformations parallèles aux couches et les distorsions dans le plan des couches sont uniformes et égales pour toutes les couches, et les contraintes correspondantes sont des valeurs moyennes ; (2) la contrainte normale perpendiculaire aux couches et les contraintes de cisaillement dans les plans perpendiculaires aux couches sont uniformes et égales dans chaque matériau, et les déformations correspondantes sont des valeurs moyennes. Avec ces hypothèses, l'équilibre à l'interface et la compatibilité des matériaux sont, tous les deux, satisfaits. Cette méthode utilise des calculs intensifs d'*EF* sur une échelle de longueur compatible avec le maillage volumique de la couche, où beaucoup de cellules sont disposées périodiquement dans les directions de la périodicité.

Dans une de ces études [DIB 2005], Batoz et al. ont comparé deux approches d'homogénéisation périodique : la méthode des modules effectifs et l'approche asymptotique, pour étudier les propriétés mécaniques d'échangeurs de chaleur à plaques et ondes.

Des calculs en 2D ont été faits pour les deux approches en utilisant un code d'*EF* appelé *Code_Aster*. Pour la méthode des modules effectifs, le *VER* est formé de plusieurs cellules

(Figure II-4), alors que dans la mise en œuvre asymptotique, le *VER* est formé de la cellule de base de la même figure.

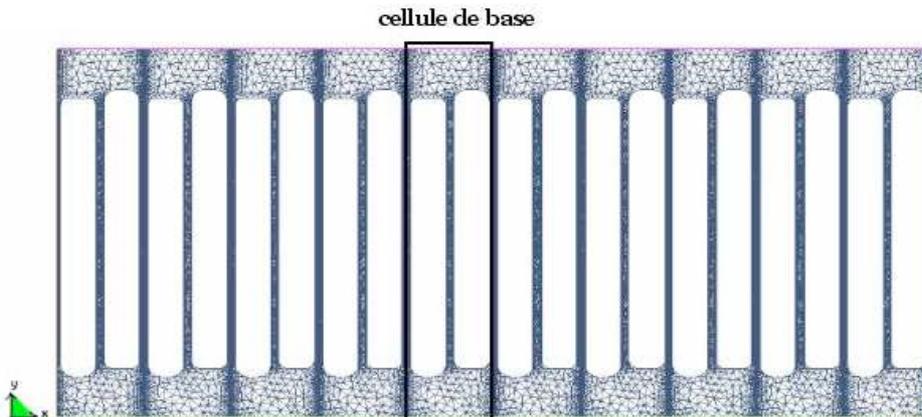


Figure II-4 – *VER* de (1*10) cellules [DIB 2005]

Les deux méthodes ont donné des bons résultats, mais le temps de calcul réduit de l'approche asymptotique la rend avantageuse par rapport à la méthode des modules effectifs.

Dans une autre étude, Batoz et al. [DIB 2006] ont implémenté dans un code d'*EF*, appelé *HomPass*, une technique d'homogénéisation *3D* basée sur des méthodes moyennes pour analyser les propriétés thermo-élastiques du même type de structure mais en considérant un empilement aléatoire des couches. Les calculs *EF* ont été faits automatiquement par *Code_Aster*. L'homogénéisation est faite par couche où ils ont considéré trois hypothèses concernant le milieu entourant la couche :

- ❑ la couche est entourée par un support rigide : dans ce cas, l'homogénéisation cinématique partiellement périodique a été utilisée (*HCPP*),
- ❑ toutes les couches sont identiques : toutes les directions sont considérées périodiques (*HEP* : homogénéisation entièrement périodique),
- ❑ la couche est incluse dans un milieu doux : dans ce cas, l'homogénéisation mécanique partiellement périodique a été adoptée (*HMPP*).

Seules les méthodes *HCPP* et *HEP* ont été testées dans cette étude. Les résultats des deux méthodes sont semblables.

Les travaux réalisés par Batoz et al. [DIB 2005, DIB 2006] sont très intéressants car ils montrent la possibilité d'appliquer les différentes méthodes d'homogénéisation à ce type de structures. Néanmoins, d'après les références bibliographiques consultées, il apparaît que les méthodes d'homogénéisation exigent la plupart du temps le développement d'un code de calcul.

II.3. Modélisation des Solides Cellulaires

II.3.1. Introduction

Les solides cellulaires peuvent être divisés en trois catégories [GIB 1997] :

- un alignement $2D$ des polygones qui s'empilent pour remplir une surface plane comme les cellules hexagonales des abeilles (Figure II-5-a); pour cette raison, de telles structures sont appelées « nids d'abeilles »,
- si l'empilement est fait selon trois directions, on obtient des structures $3D$ appelées « mousses ». Les cellules peuvent être ouvertes (Figure II-5-b), ou fermées (Figure II-5-c).

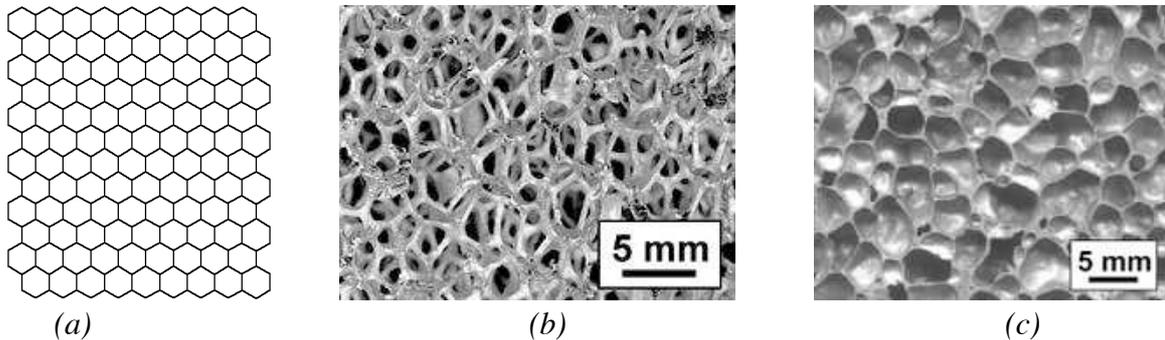


Figure II-5 – Les différents types des solides cellulaires : (a) nid d'abeille (b) mousse à cellules ouvertes (c) mousse à cellules fermées [GIB 1997]

La caractéristique la plus importante d'un solide cellulaire est sa densité relative, ρ^* / ρ_s où ρ^* est la densité du matériau cellulaire, et ρ_s la densité du matériau constitutif. En général, les solides cellulaires ont une densité relative inférieure à 0,3.

Ce type de structure présente une anisotropie inhérente qui peut surgir de deux origines différentes et pouvant se superposer. La plus évidente est l'anisotropie structurale liée aux directions privilégiées définies par la forme des cellules. L'autre origine résulte de l'anisotropie de propriétés des matériaux constitutifs des cellules.

Dans le cas où le solide cellulaire présente un comportement isotrope, les résultats expérimentaux montrent que le module d'Young de la structure cellulaire est lié à sa densité à travers la relation suivante [ROB 2002] :

$$\frac{E}{E_s} = C \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^n = Cp^n \quad \text{II-6}$$

où, E_s et ρ_s sont le module d'Young et la densité du solide constituant la structure cellulaire et $p = \rho / \rho_s$ est la densité relative. Les constantes C et n dépendent de la microstructure du matériau solide.

L'analyse mécanique de ce type de structures est souvent faite en considérant une cellule unitaire. Ceci exige une paroi uniforme de cellules et un agencement structural périodique de sorte que le comportement de la cellule unitaire représente celui de la structure entière. En revanche, si la structure cellulaire contient beaucoup de non-uniformités, les analyses par *EF* sont plus appropriées.

Pour les nids d'abeilles, par exemple, les propriétés mécaniques peuvent être trouvées en fonction des dimensions de cellules en analysant une cellule unitaire hexagonale (Figure II-6).

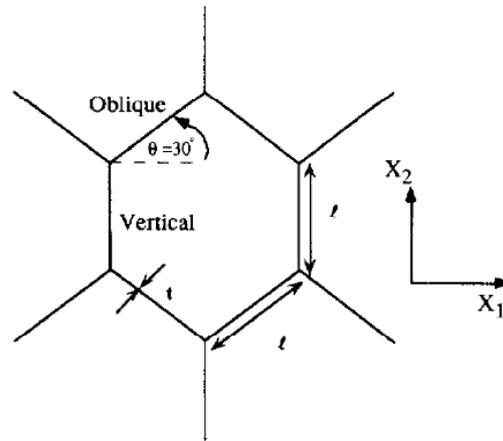


Figure II-6 – Schéma d'une cellule unitaire hexagonale d'un nid d'abeille [GUO 1999]

La densité relative de la cellule dans la Figure II-6 est donnée par :

$$\rho^* / \rho = (2/\sqrt{3})(t/l) \quad II-7$$

Par conséquent, le module d'Young isotrope pour un nid d'abeille régulier peut être calculé par [GIB 1997] :

$$E_1^* / E_s = E_2^* / E_s = 2,3(t/l)^3 \quad II-8$$

où t est l'épaisseur de la paroi, l est la longueur de la cellule, E_1^* et E_2^* sont les modules d'Young du nid d'abeille dans le plan.

Nous présentons, par la suite, quelques méthodes utilisées pour analyser ce type de structures.

II.3.2. Méthodes Energétiques

Greestedt [GRE 1998] a étudié l'influence des distorsions ondulées sur la raideur des solides cellulaires isotropes. Il a modélisé les parois des mousses à cellules ouvertes comme des poutres ondulées (Figure II-7).

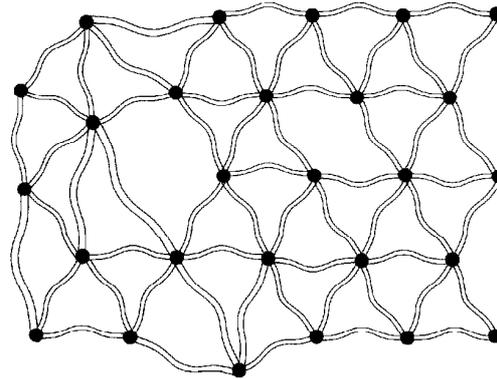


Figure II-7 - Morphologie d'une mousse à cellules ouvertes composés de poutres ondulées et de nœuds. Toutes les poutres ont la même forme, mais des tailles différentes [GRE 1998]

Ensuite, la borne supérieure des raideurs est obtenue en dérivant le champ cinématique appliqué sur un VER en considérant les conditions de continuité et de déplacements des bords, et le principe d'énergie potentielle minimale. Aucune hypothèse n'a été faite sur la connectivité des poutres dans la mousse. Un nœud peut être connecté à un nombre arbitraire de poutres constituant la mousse. Par conséquent, le modèle fournit une borne supérieure pour n'importe quelle mousse à cellules ouvertes, indépendamment de sa connectivité. Le modèle de Grenestedt [GRE 1998] n'est pas très réaliste d'un point de vue physique. En effet, le modèle ne prend pas en compte la géométrie de la paroi de la mousse. Par conséquent, il ne fait pas la différence entre deux mousses de formes et de raideurs différentes, mais ayant la même forme de paroi (Figure II-8). Le modèle considère aussi un coefficient de Poisson constant ($\nu = 0,25$).

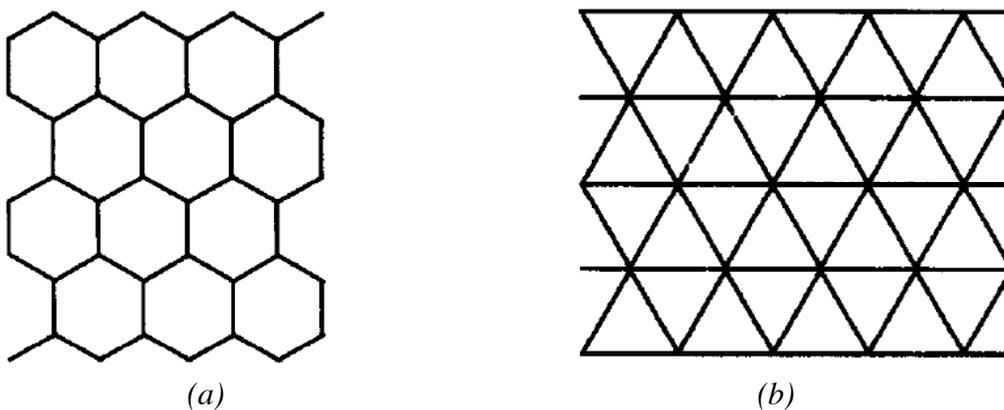


Figure II-8 – Morphologies de deux modèles 2D des mousses (a) nid d'abeille (b) iso-grille [GRE 1998]

II.3.3. Méthodes numériques directes

Une modélisation complète de la structure est faite dans le cas où la structure possède une forme aléatoire, ou pour étudier la présence des défauts dans le cas des structures périodiques.

Guo et Gibson [GUO 1999] ont fait une comparaison par éléments finis entre le comportement d'un nid d'abeille non-endommagé et endommagé. L'endommagement a été pris en compte en supprimant un certain nombre de cellules (Figure II-9).

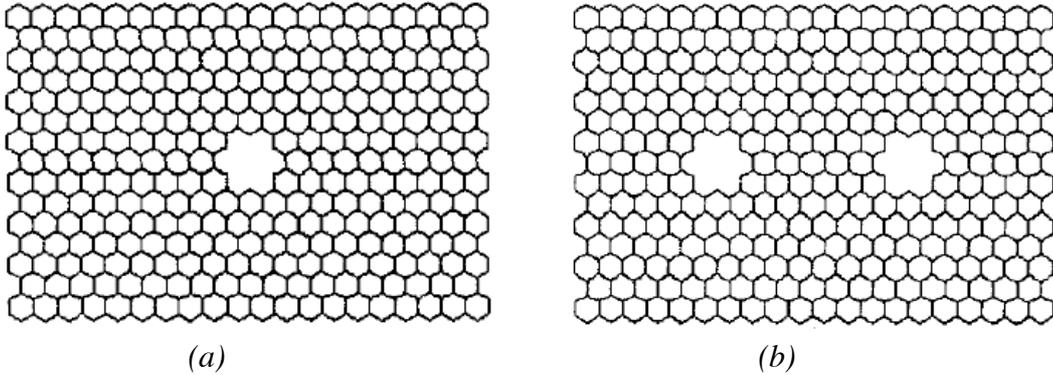


Figure II-9 – Modèles nids d'abeilles étudiés par Guo et Gibson (a) défaut simple (b) défaut double [GUO 1999]

Cette approche pourra être une des méthodes pour étudier la présence des défauts au sein du faisceau dû au procédé de fabrication. En effet, en raison de la périodicité du faisceau, la stratégie des cellules manquantes pourra être appliquée facilement en retranchant un certain nombre de cellules. Par contre, comme la taille importante du faisceau ne permet pas de le modéliser entièrement, le calcul pourra être limité à des échantillons ayant un nombre réduit de cellules. Comme l'étude de l'endommagement ne fait pas l'objet de la présente étude, l'application de cette approche au faisceau s'inscrit dans les perspectives des travaux menés dans cette thèse.

Andrews et Gibson [AND 2001] ont fait des simulations par éléments finis des structures cellulaires bidimensionnelles ayant des défauts pour étudier l'influence de la taille de défaut et de la taille de cellules sur la résistance à la traction du solide cellulaire. Trois types de défauts ont été considérés : trous circulaires, fissures pointues et entailles (Figure II-10).

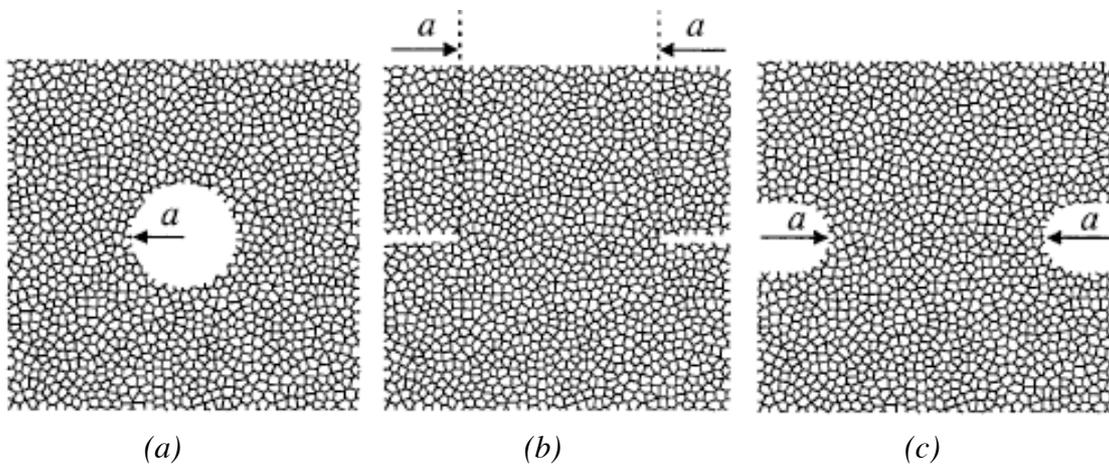


Figure II-10 – Défauts étudiés par Andrews et Gibson (a) trou circulaire (b) fissure pointue (c) entaille [AND 2001]

Contrairement au cas de la présente étude où le faisceau présente une périodicité en $3D$, cette approche concerne des nids d'abeilles aléatoires composés de cellules de Voronoi. Par conséquent, la génération des modèles est difficile à mettre en œuvre et cette étude présente moins d'intérêts que l'étude de Guo et Gibson [GUO 1999].

Roberts et Garbosci [ROB 2002] ont utilisé la méthode des éléments finis pour estimer le module d'Young de solides cellulaires isotropes en utilisant quatre modèles aléatoires réalistes. En raison de sa forme aléatoire, une modélisation complète de la structure est faite.

II.3.4. Méthodes d'Homogénéisation

Plusieurs auteurs ont utilisé des méthodes d'homogénéisation pour modéliser les solides cellulaires, en considérant une différence suffisamment grande entre l'échelle des hétérogénéités et l'échelle macroscopique de la structure.

Cette approche, souvent appliquée dans le cas des matériaux $3D$ à l'échelle micro, a été adaptée dans la théorie hétérogène des plaques et coques depuis les années 70 [DUV 1977, CAI 1984]. L'expansion asymptotique a été donnée au début pour les plaques par Caillerie [CAI 1984].

Torquato et al. [TOR 1998] ont utilisé la méthode d'homogénéisation pour trouver les propriétés mécaniques effectives des nids d'abeilles en $2D$. Différents types de cellules ont été considérés : hexagonaux, triangulaires, carrés, ou Voronoi, dans lesquelles le matériau de la paroi des cellules est isotrope (Figure II-11). Ils ont employé l'expansion asymptotique et les bornes d'Hashin-Shtrikman pour trouver les bornes inférieures et supérieures des propriétés mécaniques effectives. Ils ont déduit de cette étude que quelle que soit la structure en nid d'abeille, dans une limite asymptotique de basse densité, tous les modules effectifs sont indépendants du coefficient de Poisson de la phase solide du matériau. Les bornes d'Hashin-Shtrikman sont plus serrées que les bornes de Voigt et Reuss. Elles s'appliquent à n'importe quel matériau non-homogène avec les phases isotropes qui remplissent la condition et montrent (statistiquement) une symétrie globale isotrope. Or, le faisceau de l'échangeur étudié présente une anisotropie structurale et, par conséquent, les bornes d'Hashin-Shtrikman ne peuvent pas être appliquées dans ce cas.

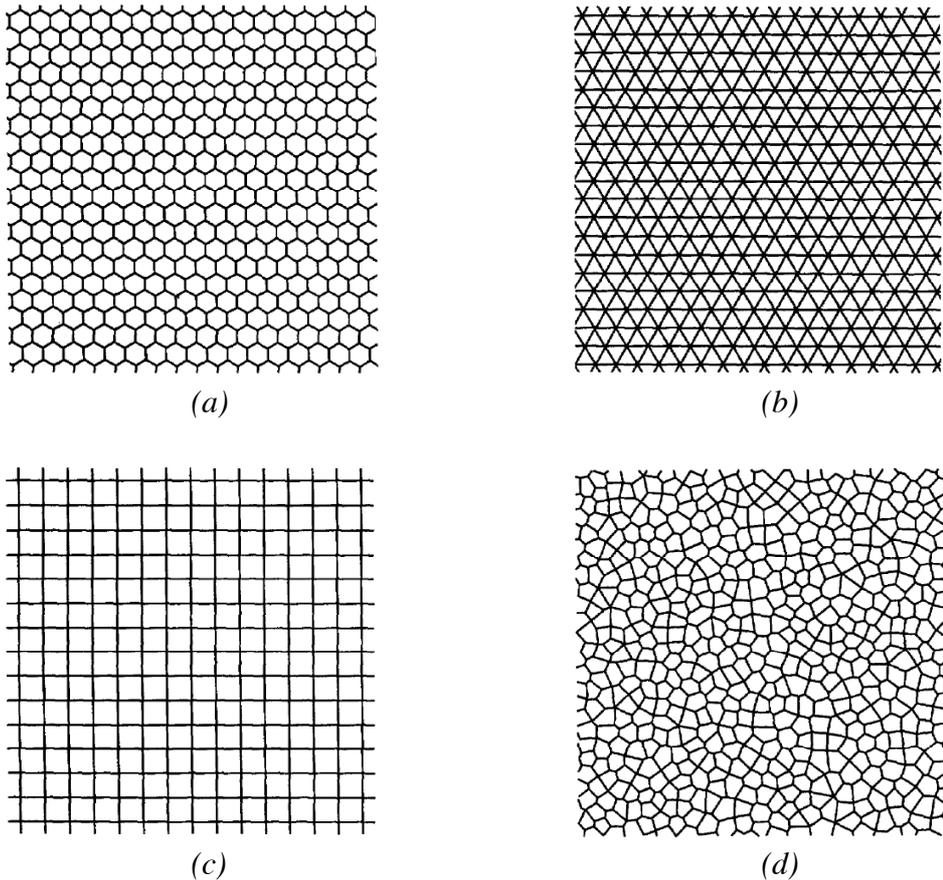


Figure II-11 – Solides cellulaires ayant des (a) cellules régulières hexagonales (b) cellules triangulaires équilatérales (c) cellules carrées, et (d) cellules Voronoi [TOR 1998]

II.3.5. Analyse du réseau discret

Plusieurs auteurs ont utilisé l'analyse du réseau discret pour étudier le comportement des solides cellulaires. Le principe de cette analyse se base sur la décomposition de la structure ou d'une cellule unitaire de la structure en des sous-structures, et l'étude de la réponse des sous-structures en appliquant des conditions aux limites locales sur chacune et en utilisant la théorie des barres, des poutres, des plaques ou des membranes selon les dimensions de la structure.

Christensen [CHR 1986] a modélisé le comportement des mousses à cellules ouvertes et fermées en étudiant les mécanismes de déformation des parois. Dans le cas des mousses à cellules ouvertes, les parois ont été considérées comme un réseau de barres qui transmettent l'effort par une déformation axiale. Dans le cas des mousses à cellules fermées, les parois ont été considérées comme des membranes dans un état de contrainte plane. Cette étude a été limitée à des mousses isotropes ou isotropes transverses.

Torquato et al. [TOR 1998] ont trouvé les propriétés mécaniques effectives de différents types de nids d'abeilles (Figure II-11) par le biais d'une analyse de réseau discret. Dans cette étude, le solide cellulaire est considéré comme un réseau de poutres, et le comportement effectif du

réseau est régi par les mécanismes physiques appropriés qui se produisent dans les différentes poutres.

Cette approche présente des avantages : elle est simple à appliquer, elle ne nécessite pas des outils numériques de modélisation, et elle prend en compte des mécanismes de déformations au sein de la structure. Néanmoins, son application dans le cas des structures isotropes ou isotropes transverses ne démontre pas son applicabilité au cas des structures orthotropes. Nous utiliserons cette approche, par la suite, pour modéliser les couches chaudes et froides du faisceau de l'échangeur.

II.3.6. Modélisation de Cosserat

Pradel et Sab [PRA 1998] ont présenté une théorie générale de passage d'un milieu discret périodique ayant une cinématique de translation et de rotation à un milieu continu de Cosserat équivalent. Ils l'ont appliqué à un réseau plan en nid d'abeille. Cette théorie n'est pas encore assez développée pour modéliser des structures en $3D$.

II.4. Modélisation des Structures Sandwichs

II.4.1. Introduction

Une structure sandwich est formée de deux peaux ou semelles collées sur une âme ou un noyau réalisé avec un matériau très léger et ayant de faibles caractéristiques mécaniques. Les peaux peuvent être des métaux ou des composites. Le noyau est souvent fait d'une structure cellulaire, comme une mousse, un nid d'abeille, etc.

Une telle structure présente en flexion des rapports résistance/masse et rigidité/masse très importants (résistance spécifique). Le rôle principal du noyau est de résister aux efforts de cisaillement. Les peaux externes, d'égale épaisseur ou non, peuvent être fabriquées avec différents matériaux, en feuille ou en plaque.

En général, les panneaux sandwich ne peuvent pas être considérés comme un matériau homogène. Par conséquent, les rigidités sont fonction des paramètres géométriques et mécaniques des matériaux constitutifs.

Plusieurs méthodes existent dans la littérature pour modéliser les structures sandwichs : analytiques, numériques, expérimentales, semi-analytiques / numériques. Certaines méthodes, comme les méthodes d'homogénéisation, peuvent être abordées analytiquement ou numériquement [LIU 2006].

L'étude expérimentale est difficile à exécuter et elle est coûteuse. En plus, elle ne permet pas de trouver la matrice de raideur de la structure.

L'approche numérique est moins coûteuse, mais elle exige des outils de calculs et des logiciels tandis que l'approche analytique est la meilleure méthode. Cependant, il n'est pas toujours possible d'appliquer l'approche analytique dans le cas où le noyau n'a pas une géométrie simple. Dans ce cas, l'approche numérique semble la plus adaptée.

Nous présentons, par la suite, les méthodes de modélisation des structures sandwichs, avec un intérêt particulier pour les noyaux ondulés. Nous abordons brièvement chaque méthode, en détaillant les méthodes qui nous semblent intéressantes pour modéliser notre structure.

II.4.2. Méthodes numériques directes

Une approche directe qui peut être employée est la modélisation par éléments finis en $3D$ de la structure [BUR 1997], où la géométrie réelle du noyau est représentée. En effet, une plaque sandwich est périodique seulement dans le plan de la plaque, mais les « microdéformations » peuvent varier également le long de la direction normale de la plaque. Par conséquent, une modélisation en $3D$ devient nécessaire pour prendre en compte la variation des microdéformations selon la direction normale. Néanmoins, les modèles d'éléments finis détaillés des panneaux sandwich nécessitent des lourds moyens de calcul en raison du grand nombre de cellules du noyau. C'est donc inadéquat surtout lorsqu'on s'intéresse à la réponse globale de la structure.

II.4.3. Méthodes numériques indirectes

Burton et Noor [BUR 1995] ont effectué une étude de la réponse statique des panneaux sandwich cintrés par neuf approches de modélisation différentes basées sur des théories de coques bidimensionnelles.

Les modèles $2D$ considérés ont été divisés en trois catégories : modèles d'approximations globales, modèles discrets de trois couches et approches de prédiction-correction.

Dans le modèle d'approximations globales, le sandwich est remplacé par une seule couche équivalente anisotrope. Le modèle discret de trois couches est basé sur des approximations par morceaux des composantes du déplacement dans la direction de l'épaisseur.

Les procédures de prédiction-correction sont des processus d'itérations dans lesquels l'information obtenue dans la première phase (de prédiction) de l'analyse est employée pour corriger les éléments principaux du modèle de calcul, et par conséquent, améliorent les prévisions de la réponse.

Basés sur les études numériques extensives réalisées, les auteurs ont conclu que des réponses globales peuvent être prévues avec précision par les modèles discrets de trois couches et les approches de prédiction-correction utilisées en combinaison avec la théorie de déformation du cisaillement de premier ordre, à condition d'employer des bons facteurs de correction de

cisaillement. Cependant, la détermination précise des caractéristiques détaillées de la réponse exige l'utilisation des modèles discrets évolués de trois couches ou des approches de prédiction-corréction.

Burton et Noor [BUR 1997] ont, par la suite, proposé que l'analyse des panneaux sandwich soit effectuée en remplaçant la structure de noyau par une couche équivalente de milieu continu. Cette approche est ensuite combinée avec un modèle $3D$ ou un modèle plaque bidimensionnelle.

Dans le modèle plaque, le sandwich est modélisé comme plusieurs couches, et quelques approximations sont faites dans l'épaisseur. Ce type d'approche a été utilisé parmi d'autres pour les noyaux ondulés (Figure II-12).

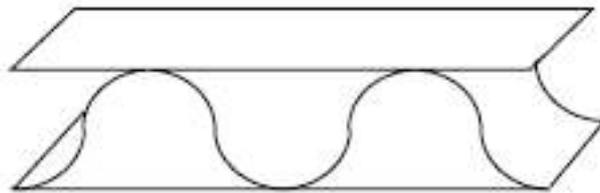


Figure II-12 – Panneau sandwich à noyau ondulé [BUA 2003]

Kabashima et Ozaki [KAB 2000] ont présenté une approche numérique pour calculer la dilatation thermique des panneaux sandwichs en nids d'abeilles ayant des peaux en composites. Leur modèle est basé sur la modélisation par EF d'une cellule unitaire en $3D$ de la structure avec l'application des conditions aux limites périodiques pour représenter la répétitivité de la structure.

Nayak et al. [NAY 2003] ont étudié le comportement en flexion des composites stratifiés isotropes et des plaques sandwich en utilisant deux nouvelles formulations C^0 de déformation des éléments finis quadrilatéraux, basées sur une forme raffinée de la théorie de Reddy d'ordre supérieur.

Hansen [HAN 2004] a proposé deux modèles mathématiques pour l'analyse des plaques sandwichs multicouches formées de couches alternées raides et souples. Dans le premier modèle, analogue au modèle trois-couches de Rao-Nakra, les couches raides sont déduites à l'aide des hypothèses de Kirchhoff pour les plaques, tandis que les couches souples sont déduites à l'aide des hypothèses de Mindlin. Le deuxième modèle peut être obtenu à partir du modèle initial en négligeant les inerties de rotation et les inerties dans le plan. Le modèle résultant est une généralisation du modèle de Mead-Markus.

II.4.5. Méthodes d'Homogénéisation

Tout comme pour les solides cellulaires, les méthodes d'homogénéisation des milieux périodiques ont été utilisées par plusieurs auteurs pour modéliser les propriétés mécaniques effectives des panneaux sandwichs ayant différents types de noyaux. Les calculs sont réalisés analytiquement ou numériquement.

La cellule de base peut être constituée du noyau seul, ou du noyau et des peaux. Le deuxième modèle permet de prendre en compte l'influence des peaux sur le comportement du noyau.

Hohe et Becker [HOH 1999, HOH 2000, HOH 2001-1, HOH 2001-2, HOH 2003] ont proposé une procédure d'homogénéisation énergétique pour la détermination des propriétés élastiques effectives des structures cellulaires en $2D$. La méthode est basée sur l'hypothèse que la microstructure réelle et le milieu homogénéisé effectif ont la même distribution moyenne d'énergie de déformation. L'énergie de déformation peut être obtenue par un calcul analytique en utilisant la théorie des poutres de Timoshenko, ou par un calcul purement numérique.

Comme l'approche est basée sur des champs de déplacement et de déformation cinématiquement admissibles, des limites de type Voigt pour les modules élastiques effectifs sont obtenues.

Hohe et Becker ont fait deux types de calculs : un calcul sans prendre en compte les contraintes créées par les peaux [HOH 1999], et un autre calcul en les prenant en compte [HOH 2001-1].

Ils ont validé leur approche sur différents types de noyaux cellulaires périodiques en $2D$: noyau triangulaire [HOH 1999], noyau hexagonal [HOH 2000, HOH 2001-1, HOH 2001-2]), noyau tubulaire [HOH 2001-1, HOH 2001-2], noyaux avec des parois incurvées [HOH 2000, HOH 2001-1, HOH 2001-2], des coques en composites ayant des couches micro-hétérogènes [HOH 2003].

Davalos et al. [DAV 2001] ont utilisé une technique d'homogénéisation basée sur une approche énergétique combinée avec la mécanique des matériaux, pour obtenir les propriétés du matériau équivalent d'un noyau sinusoïdal d'un panneau *FRP* (Figure II-14). Pour ceci, la cellule unitaire (Figure II-15) est considérée comme une série de poutres simplement appuyées sans interaction avec les peaux supérieure et inférieure. La théorie d'énergie minimale est employée, combinée avec les inégalités de Voigt et Reuss :

$$\frac{1}{2} \frac{\sigma_{ij}^2}{C_{ij}} V \leq \sum_{k=1}^n (U_b + U_s + U_a)_k \quad II-9$$

$$\frac{1}{2} C_{ij} \varepsilon_{ij}^2 V \leq \sum_{k=1}^n (U_b + U_s + U_a)_k \quad II-10$$

où k représente les sous-structures dans la cellule, et U_b , U_s et U_a sont respectivement les énergies dues aux flexion, cisaillement et tension.

Pour obtenir les constantes élastiques dans les équations II-9 et II-10, des contraintes ou des déformations principales sont appliquées indépendamment pour obtenir la raideur correspondante.

Une fois les propriétés équivalentes du noyau trouvées, les raideurs équivalentes du panneau sont calculées en utilisant la théorie classique des stratifiés en considérant le panneau comme un stratifié de trois couches : les peaux supérieure et inférieure, et le noyau.

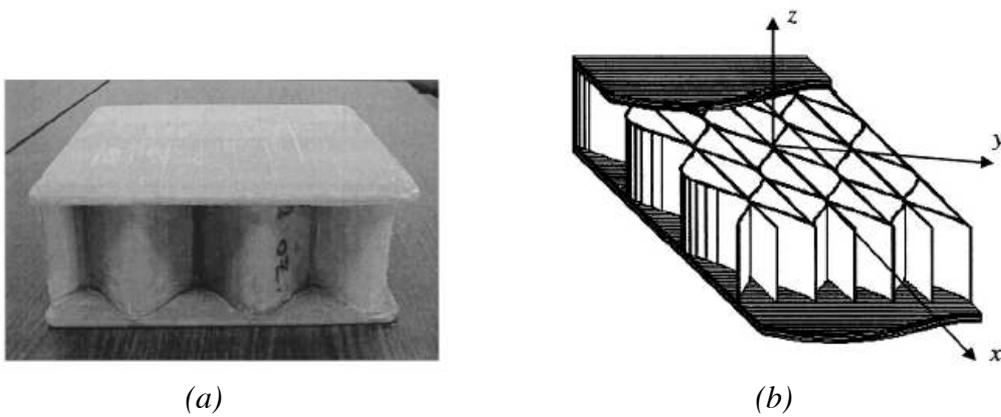


Figure II-14 – Sandwich FRP en nid d'abeille (a) Panneau sandwich FRP en nid d'abeille (b) Panneau sandwich avec un noyau sinusoïdal [DAV 2001, QIA 2005]

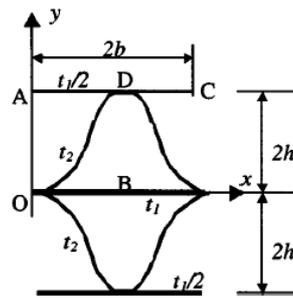


Figure II-15 – Cellule unitaire du noyau [DAV 2001]

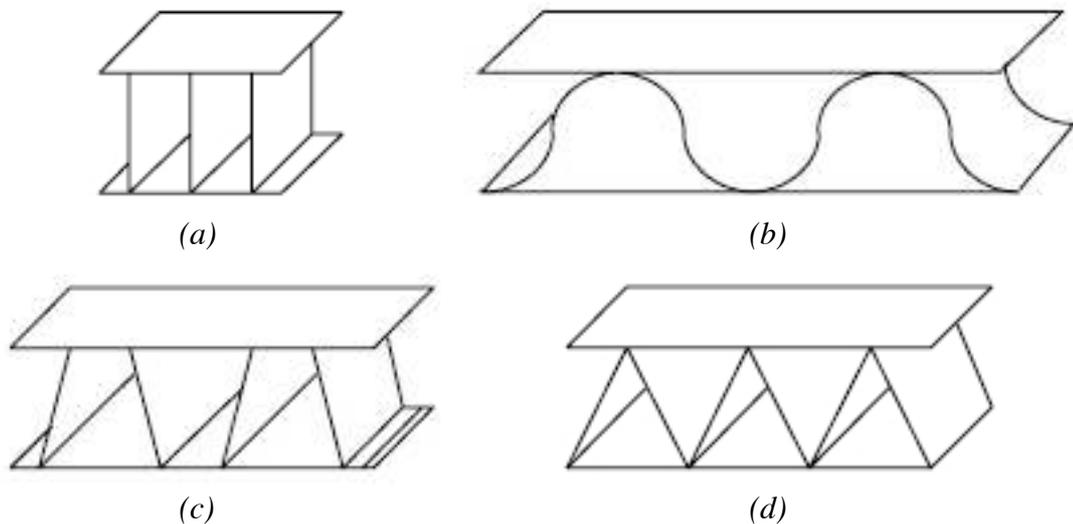
Une autre approche d'homogénéisation a été proposée par Tanov et Tabiei [TAN 2000] pour l'analyse par éléments finis des coques sandwich. Dans cette approche, la modélisation des couches est faite au niveau constitutif. Par conséquent, il n'est pas nécessaire de développer une nouvelle formulation d'élément coque ; au lieu de cela tous les éléments coques homogènes disponibles dans le code d'EF employé peuvent être utilisés pour l'analyse des sandwichs coques. Le temps de calculs dans cette approche est plus court que les autres

approches, mais nécessite la modélisation de toute la structure, ou d'une partie s'il y a des plans de symétrie.

Shi et Tong [SHI 1994] ont appliqué la méthode d'homogénéisation des milieux périodiques pour trouver la solution analytique du module transversal équivalent de cisaillement des structures cellulaires en nid d'abeilles.

Saidi et al. [SAI 2003] ont également utilisé la méthode d'homogénéisation des milieux périodiques pour modéliser des panneaux sandwich ayant différentes formes de noyaux.

La théorie d'homogénéisation périodique a été également employée par Buannic et al. [BUA 2003] pour calculer les propriétés effectives des panneaux sandwich avec des noyaux ondulés. Ils ont étudié 4 types d'ondulations (Figure II-16).



*Figure II-16- Les différents types de noyaux étudiés par Buannic et al. [BUA 2003]
(a) droit (b) curviligne (c) forme du chapeau (d) triangulaire*

Leur méthode fournit des bons résultats, mais elle exige quelques développements dans un module d'éléments finis. Cependant, la méthode ne permet pas d'évaluer le module transversal de cisaillement des panneaux sandwich. Pour ceci, il faut un modèle de type Reissner-Mindlin.

Aboura et al. [ALL 2005] ont étendu leur modèle de modélisation du carton ondulé [ABO 2004] au cas de carton ondulé de plus de trois constituants en procédant soit par homogénéisation directe ou indirecte (Figure II-17).

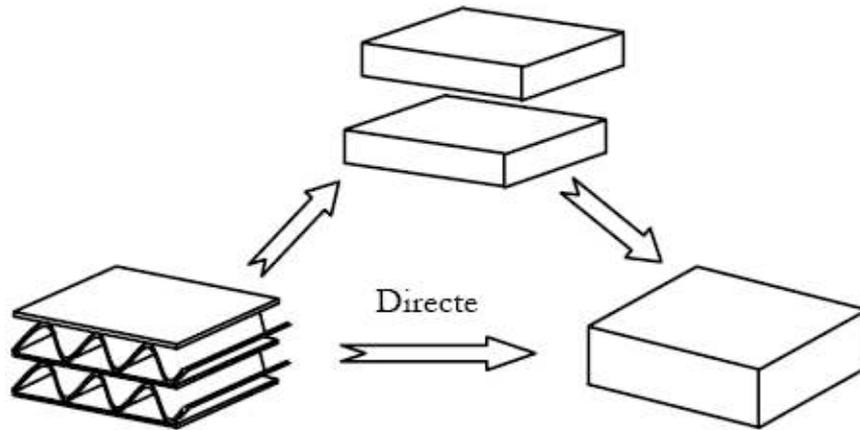


Figure II-17 – Homogénéisation d'un carton ondulé double face [ALL 2005]

Ils ont montré que les résultats d'une superposition de couches homogénéisées sont identiques aux résultats issus d'une démarche globale considérant l'ensemble des constituants.

L'approche proposée par Aboura et al. est valable pour un empilement des couches orientées dans la même direction. Or, dans notre étude, les couches chaudes et froides sont croisées. De plus, cette approche ne permet de trouver que les propriétés dans le plan.

II.4.6. Homogénéisation multi-passes

Xu et Qiao [XU 2002-1, XU 2002-2] ont trouvé analytiquement le tenseur élastique homogénéisé des plaques sandwich en nid d'abeilles par une technique d'homogénéisation multi-passes. Deux passes sont considérées : la première consiste en une transformation de géométrie-en-matériau, et la deuxième en l'homogénéisation 2D de la cellule unitaire. Dans cette étude, les auteurs proposent d'homogénéiser une cellule unitaire comprenant à la fois le noyau et les peaux. La différence entre leur approche et l'approche conventionnelle est montrée dans la Figure II-18.

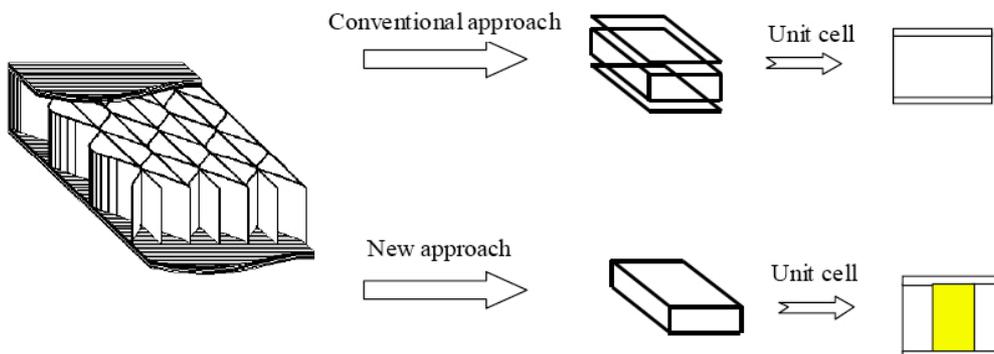


Figure II-18 – Comparaison des deux approches pour l'analyse d'un sandwich en nids d'abeilles [XU 2002-1]

Avec la première passe de transformation de géométrie-en-matériau, l'hétérogénéité spatiale en $3D$ est commodément transformée en une anisotropie de matériau en $2D$. Dans la deuxième passe, le problème hétérogène en $2D$ peut être homogénéisé analytiquement sur une cellule unitaire par des approximations variationnelles du champ de déplacement avec la méthode de Rayleigh-Ritz ou la méthode de partition etc.

La technique d'homogénéisation multi-passes peut être applicable pour toutes les configurations cellulaires en $2D$ et pour les noyaux ondulés.

II.4.7. Méthodes Expérimentales

Dans les cas possibles, l'approche expérimentale est employée pour valider la méthode de calcul utilisée. Pour ceci, plusieurs normes existent pour tester les structures sandwichs. Ces normes d'essais incluent : *ASTM C273-61* et *94* (cisaillement), *ASTM C273-62* (flexion 3-points), *ASTM 393-62* (flexion 4-points), *MIL-STD-401B*, *ISO 1922* et d'autres.

Les essais le plus souvent réalisés sur ce type de structures sont : traction [ABO 2004], cisaillement [NOR 1997, ABO 2004, COT 2006], flexion à 3-points [NOR 1997, Qiao 2005], compression [NOR 2004, Qiao 2005, COT 2006], flambage [PAT 1997], des essais dynamiques utilisant des capteurs piézoélectriques pour trouver les modules en cisaillement. Quelques types de structures testées sont montrés dans la Figure II-19.

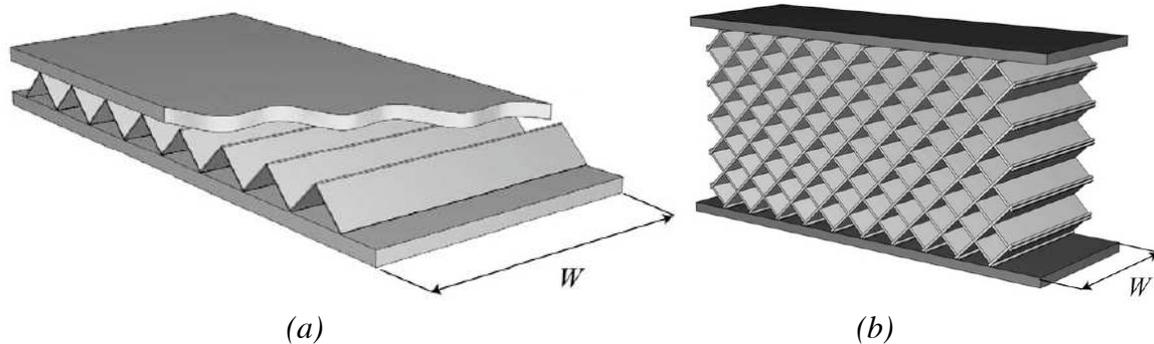


Figure II-19 – Panneaux sandwichs testés par Côté et al. (a) Noyau ondulé
(b) Noyau diamant [COT 2006]

II.5. Modélisation des Composites tissés

II.5.1. Introduction

En raison de leur microstructure hétérogène en $3D$ contenant des ondulations, les méthodes de modélisation des composites tissés présentent un intérêt pour notre étude. Aitharaju et Averill [AIT 1999] ont fait une comparaison des différents modèles existants pour étudier ce type de structures. La plupart des modèles sont basés sur l'analyse d'une cellule unitaire. Nous présentons dans ce paragraphe ces différentes méthodologies de modélisation.

II.5.2. Méthodes micromécaniques

Pour les matériaux périodiques à fibres ondulées, une méthode efficace est d'utiliser la micromécanique pour l'analyse des matériaux. Dans cette approche, une cellule unitaire est définie pour servir de volume élémentaire représentatif (*VER*). Les bornes de la cellule unitaire sont sujettes à des contraintes périodiques et le modèle résultant peut être appliqué pour prédire les modules et la résistance des composites à fibres ondulées [KAR 2005-1, KAR 2005-2].

Ishikawa et Chou [AIT 1999] ont proposé trois types de modèles pour l'analyse des composites tissés : le modèle mosaïque, le modèle à fibre ondulé, et le modèle du pont. Le modèle mosaïque ne considère pas l'ondulation des tissus, tandis que les deux autres modèles le font. Tous ces modèles sont basés sur la théorie classique des stratifiés.

Scida et al. [SCI 1997, SCI 1999] ont présenté un modèle micromécanique appelé « MESOTEX » pour la prédiction du comportement élastique des composites renforcés par des tissus hybrides et non-hybrides. En utilisant la théorie classique des stratifiés, ce modèle prend en compte l'ondulation des tissus.

Pour les modèles qui emploient la théorie classique des stratifiés, aucune prévision ne peut être faite pour les propriétés hors plan.

Naik et Ganesh [NAI 1995] ont développé une méthode analytique en *2D* pour l'analyse thermo-élastique des stratifiés tissés.

Karami et Garnich [KAR 2005-1, KAR 2005-2] ont comparé deux modèles pour étudier le comportement et l'endommagement des composites à fibres périodiques ondulées. Le premier modèle simule l'ondulation par un modèle micromécanique de cellule unitaire périodique ondulée avec les fibres assumées disposées d'une façon hexagonale. Le deuxième modèle emploie une cellule unitaire droite avec une orientation variable (ondulée) de matériau selon la longueur. L'équivalence des deux modèles pour l'analyse élastique linéaire a été démontrée.

Tabiei et Jiang [TAB 1999] ont développé un modèle micromécanique basé sur une relation non-linéaire de contrainte-déformation. La cellule de volume représentative (*CVR*) est divisée en plusieurs sous-cellules et les propriétés effectives sont obtenues par une technique faisant la moyenne. Le modèle est proposé pour des codes d'*EF* non-linéaires pour permettre l'analyse structurale des composites tissés.

Ivanon et Tabiei [IVA 2001] ont présenté un modèle de calcul de matériau en *3D* pour les composites tissés pour être utilisé dans des analyses d'éléments finis. Le modèle du matériau utilise l'approche micromécanique et la technique d'homogénéisation. Il est valable aussi pour la méthode d'éléments finis non-linéaire.

II.5.3. Méthode Moyenne Sélective (MMS)

Sankar et Marrey [SAN 1997] ont développé une méthode appelée « méthode moyenne sélective » (*MMS*) pour la prédiction des propriétés thermo-élastiques des matériaux composites textiles. La cellule unitaire du composite est divisée en méso-portions (méso échelle), et ces portions sont subdivisées en micro-éléments (micro échelle). Les propriétés élastiques du milieu homogénéisé sont déterminées en trouvant les moyennes des constantes élastiques sélectivement sur des éléments pour des conditions de contrainte ou de déformation imposée. Pour les composites textiles minces où il y a peu de cellules unitaires dans la direction de l'épaisseur, la *MMS* est employée pour calculer directement les matrices $[A]$, $[B]$ et $[D]$ de la plaque composite. Cette méthode suppose que la cellule unitaire existe dans toutes les 3 directions.

II.5.4. Modèles à multi-échelles

Pour les matériaux hétérogènes qui montrent plus de deux échelles caractéristiques (par exemple les composites stratifiés et les composites tissés), une stratégie de modélisation évidente est une approche hiérarchique ou multi-échelle qui utilise un ordre des transitions d'échelle ; la réponse du matériau à une échelle donnée est décrite sur la base du comportement homogénéisé de l'échelle inférieure (Figure II-20).

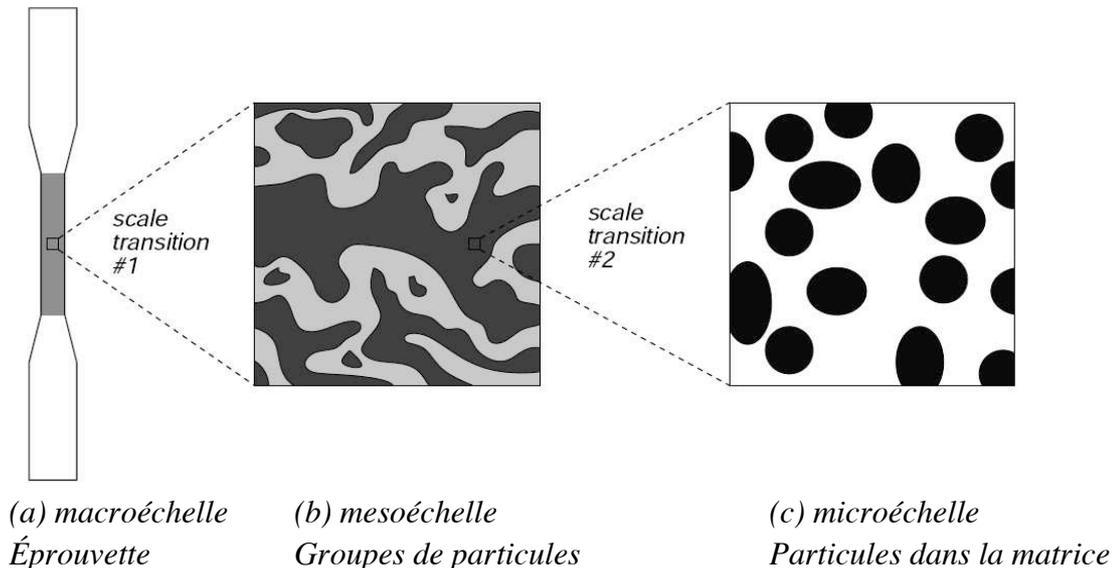


Figure II-20 - Représentation schématique de l'approche multi-échelle pour étudier un matériau composite avec des inclusions groupées dans une matrice. Deux transitions d'échelle, macro-méso et méso-micro, sont utilisées ([BÖH 1998]).

Les approches multi-échelles peuvent être classées en trois catégories :

- Méthodes d'expansion multi-échelles (homogénéisation asymptotique),

- Méthodes globales-locales,
- Méthodes d'éléments finis multi-échelles (EF^2)

Le but principal des méthodes EF^2 est d'obtenir avec précision les solutions à grande échelle sans avoir à résoudre les détails à petite échelle.

Elles sont basées sur les hypothèses suivantes [FIS 2003] :

- la microstructure est formée d'une répétition spatiale des VER ,
- la solution est localement périodique,
- les champs macroscopiques sont constants au sein d'un VER .

Un des avantages du modèle EF^2 est l'accès aux données microstructurales.

Pour les problèmes avec un fort mélange d'échelles, les méthodes d'expansion multi-échelles sont imprécises, tandis que les méthodes globales-locales mènent à des calculs numériques insurmontables en temps de calcul.

Whitcomb et al. [WHI 1995, SRI 1997] ont développé une méthode globale-locale basée sur l'analyse modale pour l'analyse $3D$ des contraintes dans les structures composites tissées.

Terada et Kikuchi [TER 2001] ont développé une famille d'algorithmes généraux pour l'analyse multi-échelle des milieux hétérogènes. Plus tard, Terada et al. [TER 2003] ont développé une procédure de linéarisation à deux échelles des méthodes globales-locales pour l'analyse du comportement mécanique des solides hétérogènes périodiques à déformations finies.

Dans le cas où les deux échelles ne seraient pas suffisamment séparées, des méthodes spéciales d'homogénéisation doivent être utilisées, prenant en compte des gradients de déformation [KOU 2002, FEY 2003, MAR 2004].

II.6. Synthèse et plan de l'étude

Nous rappelons l'objectif de cette étude avant de faire le bilan des méthodes de modélisation trouvées dans la littérature.

L'objectif consiste à étudier les comportements statique et dynamique du faisceau à froid et à chaud, afin d'obtenir un modèle de comportement global du faisceau. Concernant l'analyse du comportement dynamique, il faut déterminer tous les éléments de la matrice de rigidité équivalente afin d'éviter tout type de recalage.

Nous limitons l'étude au cas linéaire élastique. Par conséquent, les méthodes d'analyse non-linéaire ne font pas l'objet de ces travaux.

Cependant, l'analyse mécanique globale de l'échangeur par des méthodes classiques de discrétisation par éléments finis reposerait sur des millions d'éléments en raison de la différence entre les dimensions du motif et celles de l'échangeur. Nous ne modéliserons donc pas la structure réelle du faisceau.

L'idée retenue est donc de remplacer la structure réelle du faisceau par une structure massive équivalente en termes de rigidité pour laquelle le coût de calcul est abordable. Cette structure peut être composée d'un ou plusieurs matériaux. Les propriétés du milieu effectif doivent être déterminées tel que le comportement mécanique de la structure cellulaire et le milieu effectif soient équivalents à l'échelle macroscopique.

Pour atteindre ce but, nous excluons également l'utilisation de la théorie des stratifiés pour deux raisons :

- ❑ elle n'est pas recommandée dans le cas où les différentes couches ont un grand d'écart d'épaisseur. Dans le cas abordé ici, cet écart entre l'épaisseur des plaques d'intercalaires et la hauteur des intercalaires est important,
- ❑ même dans le cas où cette méthode est utilisée, elle ne permet pas d'obtenir tous les éléments de la matrice de rigidité.

Finalement, deux approches semblent adéquates : les méthodes d'homogénéisation et les analyses du réseau discret.

Le grand avantage des méthodes d'homogénéisation est la possibilité d'étudier les contraintes et les déformations locales au sein du *VER*. Ceci aurait pu être utile si on cherchait à étudier l'endommagement intrinsèque du faisceau, mais nous ne cherchons qu'à modéliser le comportement du faisceau. Les méthodes d'homogénéisation permettent également d'étudier l'influence du milieu sur les couches dans le cas où la structure ne présente pas une périodicité en *3D* [DIB 2005, DIB 2006]. La périodicité du faisceau étudié selon les trois directions exclut la nécessité d'étudier l'influence du milieu sur les couches.

De plus, les méthodes d'homogénéisation sont trop compliquées pour être résolues analytiquement, et exigent généralement leur intégration dans des codes d'éléments finis. Toutes ces raisons justifient notre recherche d'une approche encore plus simple à employer, considérant le besoin industriel de « simplicité » (Chapitre I), et capable d'estimer les propriétés globales effectives du faisceau sans avoir besoin d'un outil spécifique numérique.

De l'ensemble de cette étude bibliographique, nous retiendrons essentiellement l'idée que l'on peut considérer qu'il existe une cellule élémentaire dont le comportement est représentatif du comportement de l'ensemble de la structure. Et nous faisons l'hypothèse que la cellule de base et la structure ont le même comportement global. Cette équivalence du comportement est valable pour un motif et le faisceau, et pour les cellules et leurs passes respectives. Afin d'étudier ces cellules élémentaires, nous utiliserons l'approche d'analyse du réseau discret

pour les modules en traction, le théorème de l'énergie pour les modules en cisaillement, et un calcul direct EF .

Ce choix est justifié par le fait que l'intégration des plaques d'intercalaires dans le motif et dans les cellules permet de prendre en compte des modes de déformation qui n'existent pas sans les plaques. La plupart des études présentes dans la littérature considèrent le cas d'un noyau libre qui n'est pas contraint par les peaux. Néanmoins, les modes de déformation du noyau libre et des peaux sont dans la plupart du temps incompatibles. Suffisamment loin des peaux, le champ de déplacement du noyau peut être décrit approximativement par le champ de déplacement d'un noyau libre. Au voisinage des peaux apparaît une transition dans le mode de déformation, du mode avec noyau libre, au mode associé en considérant les peaux. Dans la zone de transition, une énergie de déformation additionnelle est emmagasinée. Par conséquent, une augmentation significative des modules effectifs peut apparaître pour le noyau avec contraintes en comparaison avec le noyau libre.

Nous proposons dans notre étude deux modèles pour remplacer la structure réelle du faisceau :

- le premier consiste à remplacer le faisceau par une structure massive équivalente composée d'un seul matériau (modèle homogène). Pour ceci, en tenant compte de la périodicité en $3D$ du faisceau, le calcul est effectué sur un motif du faisceau,
- le deuxième consiste à modéliser chaque passe à part, en remplaçant chacune par une plaque orthotrope équivalente, puis construire un modèle stratifié à partir des plaques équivalentes (modèle stratifié). Pour ceci, en tenant compte de la périodicité des passes, le calcul est effectué sur une cellule chaude et une cellule froide. La décision d'étudier également ce modèle est motivée par la grande différence des propriétés de chaque passe en raison de leur orientation croisée. Contrairement au modèle « homogène » qui « moyennera » les propriétés mécaniques, et pourra éventuellement ne pas représenter tous les phénomènes vibratoires, ce modèle « stratifié » permettra de prendre en compte le comportement local de chaque passe.

Concernant les cas de charge, les 2 modèles sont capables de prendre en compte un gradient de température et des charges vibratoires, tandis que seul le modèle « stratifié » est capable de prendre en compte la dilatation thermique et la pression différentielle entre les passes.

La démarche adoptée pour cette étude est donc la suivante : la première étape consiste d'abord à trouver les matrices de rigidité équivalentes des deux modèles « homogène » et « stratifié » du faisceau à la température ambiante et à chaud (Chapitre IV). Pour ceci, des calculs analytiques et des simulations numériques sont faites sur un motif pour le modèle « homogène » et sur des cellules chaude et froide pour le modèle « stratifié ». Les résultats de ces calculs sont validés par des essais de traction à froid et à chaud sur différents types d'échantillons découpés d'un faisceau. Ensuite, la possibilité de chaque modèle de prédire le

comportement dynamique du faisceau est étudiée (Chapitre V). Dans cette partie, des simulations numériques sont faites sur des modèles « homogènes » et « stratifiés » de différents types d'éprouvettes et d'un faisceau. Des essais d'analyse modale sont réalisés sur les éprouvettes et le faisceau et une comparaison est faite entre les résultats numériques et expérimentaux. Enfin, l'influence des différents paramètres géométriques sur le comportement global du faisceau est étudiée via des simulations numériques. Deux profils réels d'intercalaires venant du procédé de fabrication du faisceau et du chargement sont également modélisés (Chapitre VI).

CHAPITRE III Matériaux et Dispositifs Expérimentaux

Dans ce chapitre, nous présentons les propriétés des matériaux constitutifs du faisceau ainsi que les différents dispositifs pour les essais statiques et les essais dynamiques. Les résultats d'essais statiques et dynamiques seront présentés respectivement dans les chapitre IV et V.

III.1. Matériaux

III.1.1. Introduction

Les différentes pièces de l'échangeur sont formées d'*INCONEL 625* sauf les intercalaires qui sont formés de *NICKEL 201*. Ces deux alliages ont une bonne tenue à chaud [INC 2002, NIC 2003] et sont utilisés largement dans l'industrie dans des applications à haute température.

L'*INCONEL 625* est un superalliage nickel-chrome utilisé pour sa haute résistance, la facilité de sa fabrication (y compris l'assemblage), et sa résistance exceptionnelle à la corrosion. Les températures d'application de ce superalliage varient de la température cryogénique à 980°C. Les différentes propriétés de l'alliage *INCONEL 625* le rendent attractif pour différents domaines (maritime, aérospatial, traitement chimique, nucléaire, etc.) : haute résistance à la rupture et au fluage ; excellente tenue en fatigue et en fatigue thermique ; bonne résistance à l'oxydation ; et excellentes capacités au soudage et brasage.

Dans le domaine aérospatial, il est utilisé dans des applications comme des systèmes de canalisation d'avion, des dispositifs d'échappement de moteur, des structures de nid d'abeilles, tuyauterie de carburant et des lignes hydrauliques, soufflet, et tuyauterie pour les échangeurs de chaleur dans des systèmes de contrôle de l'environnement. Il est également approprié aux recouvrements de transition de système de combustion, aux joints de turbine, aux palettes de compresseur, et à la tuyauterie de la chambre de combustion pour des moteurs de fusée.

Le *NICKEL 201* est la version en basse teneur en carbone du *NICKEL 200*. En raison de sa faible dureté et de son faible taux d'érouissage, il convient particulièrement pour le formage à froid et le pliage. Sa faible teneur en carbone le rend résistant à la graphitisation. Ainsi il peut être utilisé aux températures au-dessus de 320°C. La résistance à la corrosion du *NICKEL 201* le rend particulièrement utile pour garder la pureté des produits dans la manipulation des produits alimentaires, des fibres synthétiques, et des caustiques alcalins ; et également dans des applications structurales où la résistance à la corrosion est une considération principale. D'autres applications incluent les composants électriques et électroniques, et l'aérospatial.

III.1.2. Compositions chimiques et microstructures

Les compositions chimiques du *NICKEL 201* et de l'*INCONEL 625* sont présentées dans le Tableau III-1 et le Tableau III-2 respectivement.

%	Ni	C	Mn	Si	S	Co	Fe	Cu
Mini.	99,00							
Maxi.		0,02	0,35	0,35	0,01	1,00	0,40	0,25

Tableau III-1 – Composition chimique du Nickel 201

%	Ni	Cr	Fe	Mo	Nb+Ta	C	Mn	Si	P	Co	S	Al	Ti	Cu
Mini	58	20		8	3,15	0,03								
Maxi		23	5	10	4,15	0,1	0,5	0,5	0,02	1	0,015	0,4	0,4	0,5

Tableau III-2 – Composition chimique d’Inconel 625

L’alliage *INCONEL 625* est une solution solide à matrice figée de structure cubique à face centrée. Le *NICKEL 201* est une solution solide de structure cubique à face centrée.

Les propriétés physiques et mécaniques de l’*INCONEL 625* et du *NICKEL 201* sont présentées en annexe A.

III.2. Essais statiques

III.2.1. Types et conditions d’essais

Deux types d’essais ont été envisagés : traction et cisaillement. Les essais de cisaillement n’ayant pas donné de résultats exploitables, seuls les essais de traction seront présentés dans cette partie. Toutefois, la description des essais de cisaillement et des problèmes rencontrés sont reportés à l’annexe B.

Concernant les essais de traction, deux types de chargement ont été appliqués :

- traction simple : essai jusqu’à rupture avec le mode de pilotage en déplacement (vitesse de déplacement $0,5\text{mm/min}$),
- traction avec séquences de charge/décharge : pilotage en déplacement avec des retours en charge à zéro suivi de rechargements au cours de l’essai.

Les essais à chaud ont été effectués à une température de 350°C , qui est très proche de la température maximale subie par le faisceau en service.

III.2.2. Éprouvettes

Deux types d’éprouvettes ont été sollicités en traction pour trouver les raideurs effectives selon deux directions (y) et (z). Pour la direction (x), les éprouvettes ont la même forme que les éprouvettes selon la direction (z), avec des dimensions différentes. Nous estimons donc que si les modèles proposés dans la suite sont validés selon la direction (z), ils le seront également selon la direction (x). Par conséquent, il n’a pas été jugé utile d’effectuer des essais de traction sur des éprouvettes de direction (x).

Les éprouvettes ont été prélevées d'un faisceau par un découpage à l'électroérosion. Les essais à chaud ont été réalisés seulement sur les éprouvettes de direction (y).

Pour les éprouvettes de direction (y) (Figure III-1-a et b), différentes longueurs ont été étudiées. Des simulations numériques (*EF*) ont montré que le nombre d'éléments présents dans la section transversale était suffisant pour négliger les effets du bord.

Pour les éprouvettes de direction (z) (Figure III-1-c et d), différentes sections ont été étudiées. L'épaisseur de l'éprouvette était limitée à l'espacement entre les mors.

Les dimensions des éprouvettes ne peuvent pas être données pour des raisons de confidentialité.

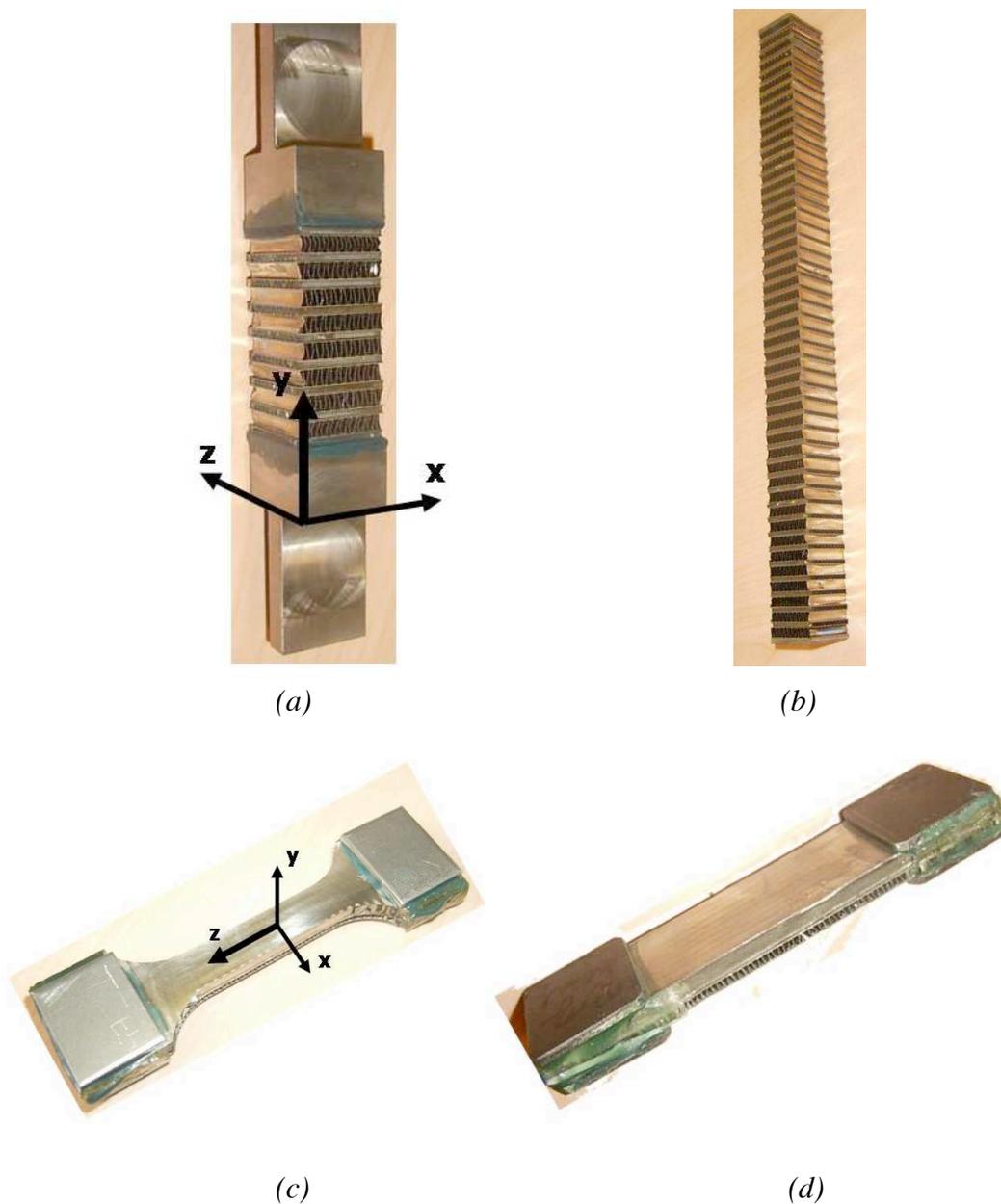


Figure III-1– Eprouvettes d'essais de traction selon (y) (a-b), et (z) (c-d)

III.2.3. Machines d'essais

Les essais statiques à froid ont été réalisés au Département de Génie Mécanique de l'ENSICA sur une machine de traction de marque *INSTRON* 8662 ayant une capacité de $100KN$ (Figure III-2).



Figure III-2 –Machine pour les essais de traction à froid (ENSICA)

Les essais statiques à chaud se sont déroulés au *CEAT* sur une machine de traction hydraulique de marque *INSTRON* (Figure III-3-a) de capacité $\pm 100KN$. Le déplacement du vérin est mesuré à l'aide d'un capteur de type *LVDT* $\pm 50mm$. Le chauffage est réalisé à l'aide d'un four *ATS* à résistance électrique à trois zones de chauffe (Figure III-3-b). La température maximale du four est $1200^{\circ}C$. La mesure de la température est effectuée à l'aide de 3 thermocouples de type *K* attachés sur l'éprouvette.



(a)



(b)

Figure III-3 – Machine pour les essais de traction à chaud (a) machine d'essais
(b) dispositif de chauffage (CEAT)

III.2.4. Montages d'essais

Pour chaque type d'éprouvette, il a fallu concevoir un montage spécifique pour pouvoir monter l'éprouvette sur la machine d'essais.

III.2.4.1 Éprouvette selon la direction (y)

Essais à froid

Des talons sont collés sur les têtes de l'éprouvette pour pouvoir mettre l'éprouvette dans les mors (Figure III-1-a). La colle utilisée est l'araldite bi-composants 420A/B.

Essais à chaud

La solution de collage est inadaptée pour les essais à chaud à cause de la faible résistance de la colle à haute température. Il a fallu donc trouver un autre moyen d'assemblage pour fixer les talons sur les têtes d'éprouvettes. Le soudage et le brasage au chalumeau ont rapidement été écartés car ils conduisent à l'endommagement des passes adjacentes aux têtes d'éprouvettes. Notre choix s'est porté sur le brasage au four. Pour ceci, les pièces à braser ont été polies d'abord, et ensuite décapées dans un bain d'acide à l'ultrason. De plus, une pâte décapante (*Castolin 1802 PF*) a été introduite entre les pièces et les feuilles de brasure pour empêcher l'oxydation lors du brasage. L'assemblage a été fixé sur un montage assurant une pression par poids sur les différentes pièces, et l'ensemble a été introduit dans un four électrique de l'*ENSICA* et brasé à une température de 700°C . La brasure est un alliage d'argent. Les feuilles de brasure ont une épaisseur de $0,2\text{mm}$. Les caractéristiques de la brasure sont présentées dans le Tableau III-3.

Alliage	Composition (%)				Intervalle de Fusion (°C)		Température de Travail (°C)	Caractéristiques	
	Ag	Cu	Zn	Cd	Solidus	Liquidus		Résistance (Kg/mm ²)	Allongement (%)
Platex Ag-450 Cd	45	16	17	22	620	635	620	45	30

Tableau III-3 – Caractéristiques de la brasure

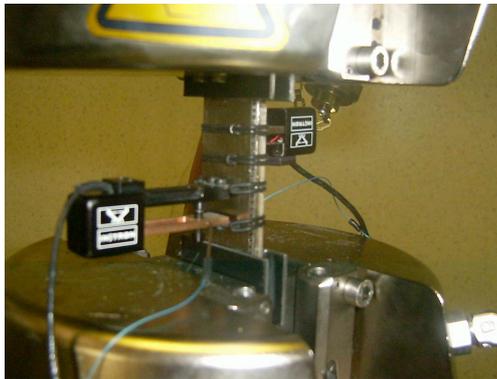
III.2.4.2 Éprouvette selon la direction (z)

Les deux extrémités de l'éprouvette ont été remplies de résine pour répartir l'effort de serrage des mors et limiter les concentrations de contraintes. Des talons ont été également collés avec l'araldite pour renforcer la partie de l'éprouvette dans les mors (Figure III-1 c et d).

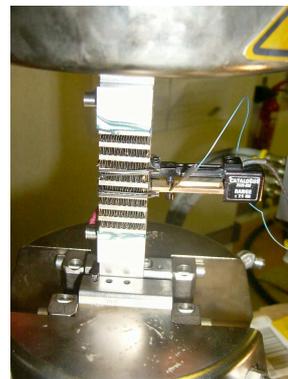
III.2.5. Systèmes de mesure

III.2.5.1 Extensomètres

Pour les essais de traction à froid, des extensomètres dynamiques axiaux à agrafe de longueur de base 10 et 12,5mm ont été montés sur les éprouvettes pour mesurer la déformation (Figure III-4).



(a)



(b)

Figure III-4 – Photos des extensomètres montés sur les éprouvettes de traction
(a) selon (z) (b) selon (y)

Pour les essais de traction à chaud, des extensomètres axiaux à haute température de longueur de base de 12,5mm ont été employés (Figure III-5).



Figure III-5 – Extensomètre monté sur une éprouvette de traction à chaud selon (y)

III.2.5.2 Mesure du champ de déformation

Pour étudier l'homogénéité de la déformation longitudinale et latérale de l'éprouvette au cours de l'essai de traction, des mesures optiques 3D de la déformation ont été réalisées à l'aide du logiciel ARAMIS de la société GOM.

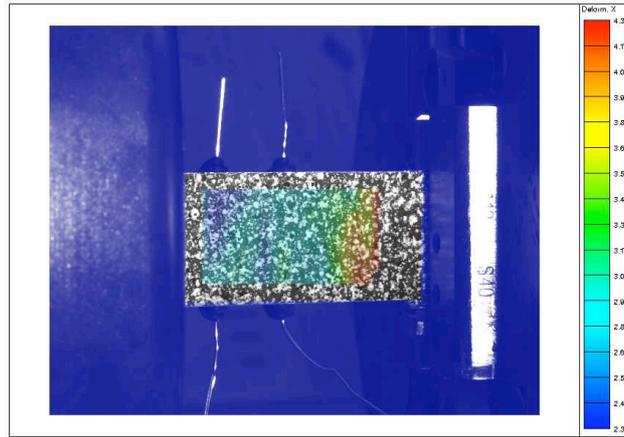
Ce système est parfaitement adapté à la mesure des déformations en 3D avec une très grande résolution temporelle et spatiale sur des matériaux et des composants monolithiques. La méthode consiste à mettre un mouchetis sur une face de l'éprouvette (Figure III-6-a), et de prendre une séquence d'images avec deux caméras rapides au cours de l'essai (Figure III-6-b). Ensuite, le logiciel ARAMIS compare chaque image avec l'image de départ pour une zone de calcul choisie (Figure III-6-c), ce qui permet d'obtenir le champ de déformation instantané. L'utilisation de cette technique de mesure optique est limitée à des éprouvettes ayant des surfaces continues. Nos expériences montrent qu'elle ne peut être utilisée que pour les éprouvettes prélevées selon la direction (z) (Figure III-6). Les résultats de ces mesures seront présentés dans le chapitre IV.



(a)



(b)



(c)

Figure III-6 – Système de mesure optique (a) mouchetis mis sur une éprouvette (b) mise en place des caméras rapides (c) choix de la zone de calcul

III.2.5.3 Suivi de l'évolution de la déformation macroscopique

Pour les éprouvettes prélevées selon la direction (y), l'évolution de la déformation macroscopique des intercalaires au cours de l'essai a été suivie à l'aide d'un système de capture d'images (Figure III-7). Des images ont été prises en séquences, et ensuite leurs positions sur la courbe Effort-Déformation ont été localisées (Figure III-8).



Figure III-7 – Système de capture d'images au cours de l'essai

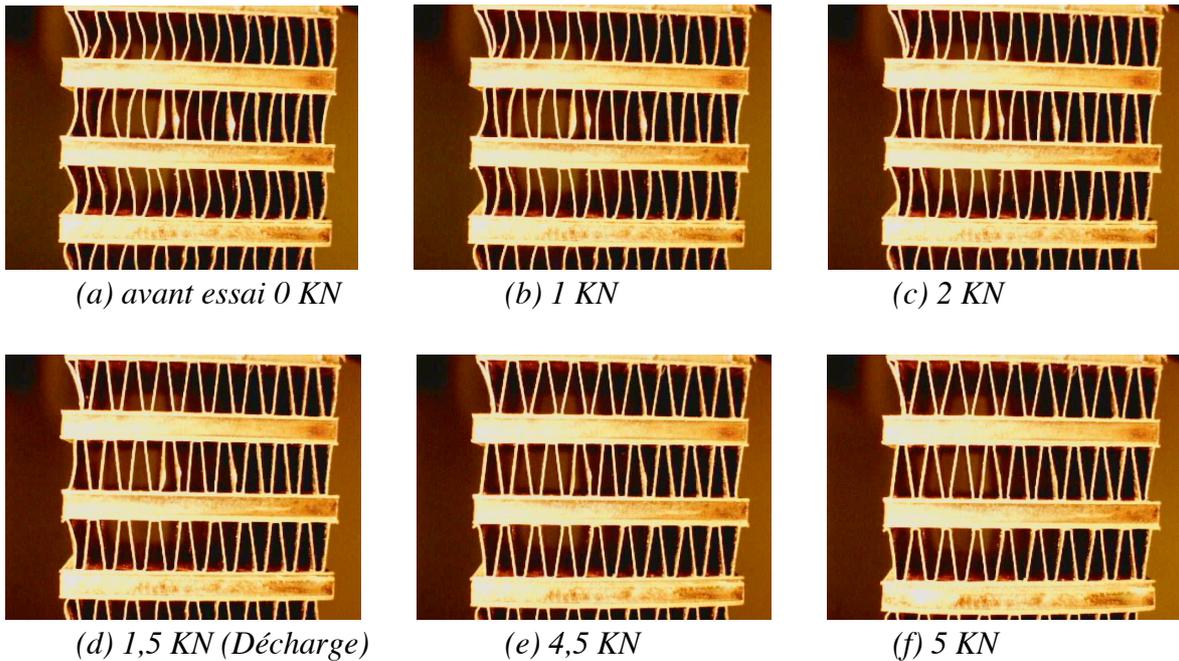


Figure III-8 – Images prises au cours de l’essai à différentes charges

III.3. Analyse modale expérimentale

III.3.1. Introduction

Dans cette partie, nous décrivons brièvement le principe de l’analyse modale expérimentale tout en se concentrant sur les essais de marteau de choc. Davantage d’informations sur l’analyse modale peuvent être trouvées dans [THO 2001, EWI 1986].

III.3.2. Technique

La technique des essais de marteau de choc consiste principalement en deux étapes : frapper l’éprouvette avec un dispositif mécanique instrumenté tel qu’un marteau et puis mesurer sa réponse en attachant un capteur à l’éprouvette (Figure III-9). L’impact produit par le dispositif mécanique pendant une période transitoire courte induit des ondes d’effort, qui se reflètent dans les deux sens dans le système structural entre les interfaces de bord jusqu’à ce que l’énergie mécaniquement induite soit consommée par l’atténuation, la dispersion et les réflexions matérielles. Ce type de technique est basé sur la dissipation de l’énergie par la réponse élastique du matériau et son frottement interne (capacité d’amortissement).

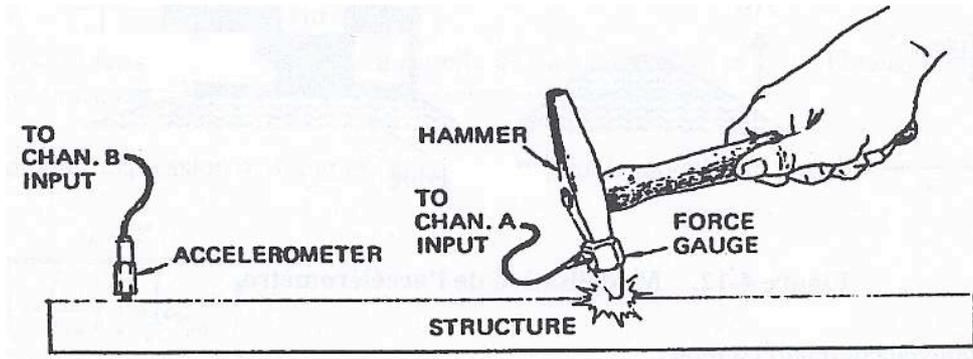


Figure III-9 – Technique des essais de marteau de choc [THO 2001]

III.3.3. Réalisation des éprouvettes

Trois éprouvettes et un faisceau ont été testés avec cette technique. Les éprouvettes ont été prélevées d'un faisceau par un découpage à l'électroérosion. Aucune préparation spéciale des éprouvettes n'est nécessaire. Les trois éprouvettes ont les masses suivantes : 87,1g, 47,2g et 42,1g respectivement (Figure III-10 a, b et c). La masse du faisceau est 10,3Kg.

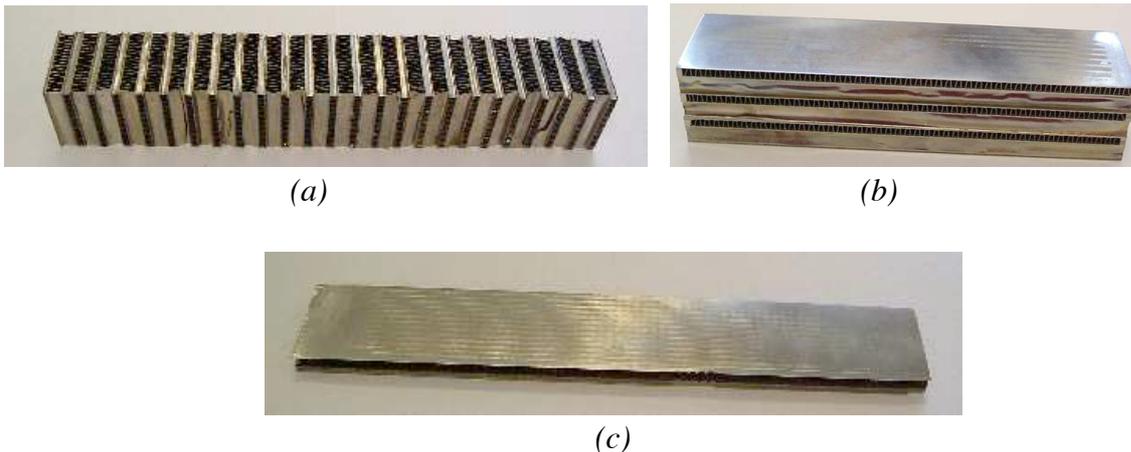


Figure III-10 – Eprouvettes employées dans les essais de marteau de choc selon la direction (a) y (b) z et (c) x

III.3.4. Chaîne de mesure

Les mesures à réaliser pour déterminer les excitations et les réponses de la structure concernent essentiellement les forces et les mouvements :

- Les forces sont mesurées directement par des capteurs de force, de type piézoélectrique ;
- Les mouvements peuvent être mesurés par les déplacements, les vitesses ou les accélérations, qui sont strictement équivalents puisque le passage de l'un à l'autre se fait par dérivation ou intégration dans le domaine temporel (conditions de

sollicitations élastiques), par multiplication ou division par $i\omega$ dans le domaine fréquentiel. Les capteurs employés sont les accéléromètres, basés sur les mêmes principes que les capteurs de forces puisque celles-ci sont liées aux accélérations par la masse, combinant facilité de mise en œuvre, faible encombrement et bonnes performances.

Les différentes composantes de la chaîne de mesure sont présentées dans la Figure III-11.

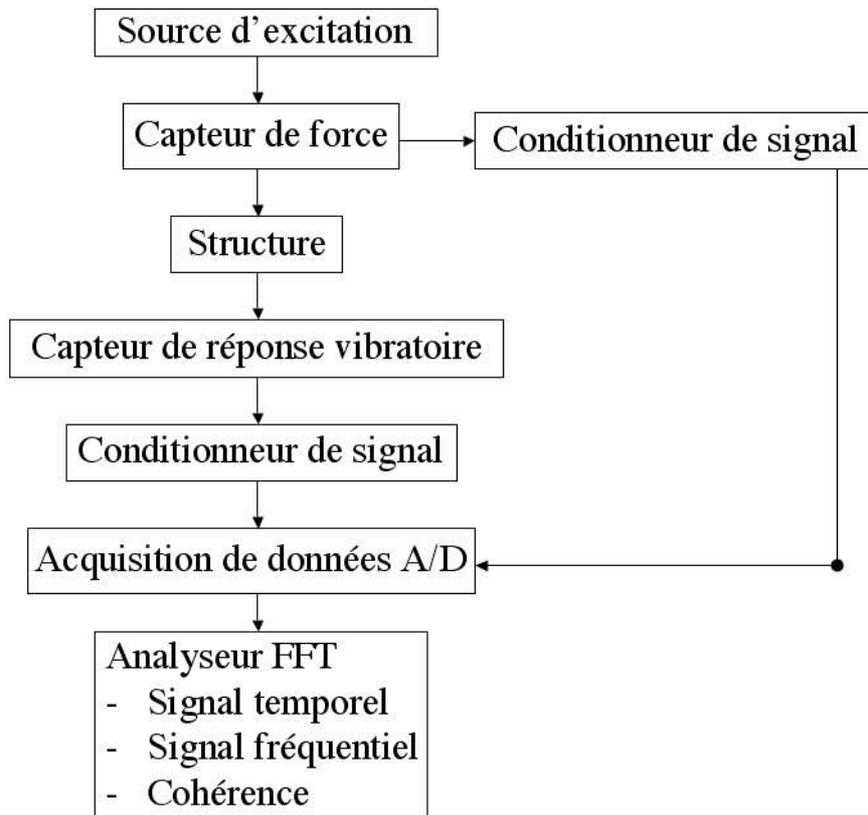


Figure III-11 – Chaîne de mesure

Nous avons utilisé les composants suivants pour nos essais :

- ❑ un marteau d'impact (*PCB 086C01*), équipé d'un capteur de force, pour frapper les éprouvettes,
- ❑ des accéléromètres piézoélectriques (*ICP Model 353B14*) ont été fixés sur les éprouvettes en utilisant la cire pour mesurer les vibrations,
- ❑ un amplificateur conditionneur (*PCB 583 A*) qui a comme fonction de transformer les signaux en voltages des capteurs en unités d'ingénierie (*Newton, m/s², etc.*). En outre, il permet d'ajuster le voltage de sortie.
- ❑ un système d'acquisition multivoies (*Nicolet multipro*) pour enregistrer les différents signaux.

Pour le choix des accéléromètres, il faut respecter les deux points suivants :

- le poids de l'accéléromètre doit être au moins dix fois inférieur au poids de l'éprouvette sur laquelle il est installé, afin que la masse ajoutée de l'accéléromètre n'altère pas gravement la fréquence de vibration de l'éprouvette.
- on doit estimer la valeur de la gamme de fréquence à couvrir et vérifier que cette valeur est compatible avec la gamme dynamique de l'accéléromètre. La fréquence de l'accéléromètre doit être choisie telle que $\omega_n > 3\omega_{max}$ de façon à limiter l'erreur à 12%.

Les accéléromètres que nous avons utilisés ont une masse de 1,8g et un intervalle de fréquence entre 0,7Hz et 20KHz, vérifiant donc les deux critères de poids et de fréquence.

III.3.5. Déroulement des essais

Les éprouvettes (Figure III-12 a) et le faisceau (Figure III-12 b) ont été suspendus librement en utilisant des élastiques en caoutchouc. Chaque éprouvette a été frappée plusieurs fois afin de valider la répétitivité de l'essai. L'accéléromètre a été situé à différents endroits pour pouvoir détecter le plus de modes possible. Pour le faisceau, trois accéléromètres ont été utilisés pour mesurer les accélérations selon chaque axe. Les paramètres d'essais sont les suivants : la fréquence d'échantillonnage, f_e , est 20000Hz, le temps d'acquisition, t_{max} , est 0,1s et la fréquence de coupure du marteau, f_c , est 2000Hz. Avec ces paramètres, l'acquisition est faite jusqu'à 10000Hz, mais les résultats ne sont valables que jusqu'à 2000Hz.



(a)



(b)

Figure III-12 – Déroulement des essais (a) éprouvette de direction y (b) faisceau

III.3.6. Traitement des résultats

Les signaux du marteau et des accéléromètres ont été d'abord conditionnés à travers le conditionneur de signaux, et ensuite enregistrés via le système d'acquisition. Les transformés de Fourier (*FFT*) de la réponse des éprouvettes ont été obtenues à partir des réponses temporelles en utilisant *MATLAB*. Les pics sur les courbes *FFT* correspondent aux fréquences

de résonance des éprouvettes. Les résultats des essais de marteau de choc seront présentés dans le chapitre V.

CHAPITRE IV Étude statique du faisceau

Dans ce chapitre, le comportement statique à froid et à chaud du faisceau est évalué. Des calculs analytiques sont faits sur un motif et sur des cellules chaudes et froides pour trouver les modules équivalents en traction et en cisaillement des deux modèles « homogène » et « stratifié » du faisceau. Ces calculs sont validés par des essais de traction à froid et à chaud, et par des simulations numériques. Le chapitre se termine par une comparaison des différents résultats obtenus et une discussion sur la validité de l'approche proposée.

IV.1. Introduction

L'évaluation du comportement statique du faisceau est l'objectif principal de cette étude. En fait, la réponse de la structure à tout type de chargement dépend essentiellement de sa matrice de rigidité qui relie les efforts appliqués aux déformations induites. En particulier, la réponse dynamique d'une structure est liée à sa matrice de rigidité à laquelle s'ajoute sa masse.

Le but de ce chapitre est de proposer une approche simple pour modéliser le comportement statique global d'un faisceau. Cette approche doit être adaptable à différentes géométries d'intercalaires, et le modèle obtenu doit pouvoir prendre en compte d'autres conditions, en particulier un gradient de température.

Dans ce chapitre, nous considérons la géométrie théorique du faisceau sans prendre en compte les défauts de fabrication du faisceau. Nous rappelons qu'un motif est la plus petite cellule répétitive du faisceau, et une cellule chaude (respectivement froide) est la plus petite cellule répétitive d'une passe chaude (respectivement froide).

Comme cités dans le chapitre II, deux modèles sont proposés pour remplacer la structure réelle du faisceau : un modèle « homogène » et un modèle « stratifié ». L'analyse du réseau discret est employée pour trouver les modules équivalents en traction des deux modèles, tandis que le théorème de l'énergie est employé pour trouver les modules équivalents en cisaillement pour le modèle « stratifié ». En tenant compte de la périodicité du faisceau et des passes chaudes et froides, le calcul est effectué sur un motif pour le modèle « homogène » et sur une cellule chaude et une cellule froide pour le modèle « stratifié ». Notre hypothèse de base est la suivante :

« Le comportement macroscopique du motif est représentatif de celui du faisceau entier, et le comportement macroscopique d'une cellule chaude (respectivement froide) est représentatif de celui d'une passe chaude (respectivement froide) ».

Nous commençons ce chapitre par la présentation des cellules élémentaires choisies et l'approche analytique proposée. Ensuite, un calcul analytique est mené sur le motif et les deux cellules chaude et froide afin d'obtenir les différents composants de la matrice de rigidité équivalente du faisceau et des passes chaude et froide. Les résultats des essais expérimentaux et des simulations numériques sont présentés par la suite. Nous terminons le chapitre par une comparaison des différents résultats et une discussion sur la validité de l'approche proposée.

IV.2. Définition des cellules chaude et froide et du motif

Comme déjà vu dans le chapitre I, le faisceau constitue une structure périodique tridimensionnelle (Figure IV-1 a). Cela signifie que nous pouvons le reconstruire par une répétition spatiale d'un motif élémentaire (Figure IV-1 b). Ce motif est lui-même un assemblage de deux cellules, une chaude et une froide (Figure IV-2 b et Figure IV-3 b).

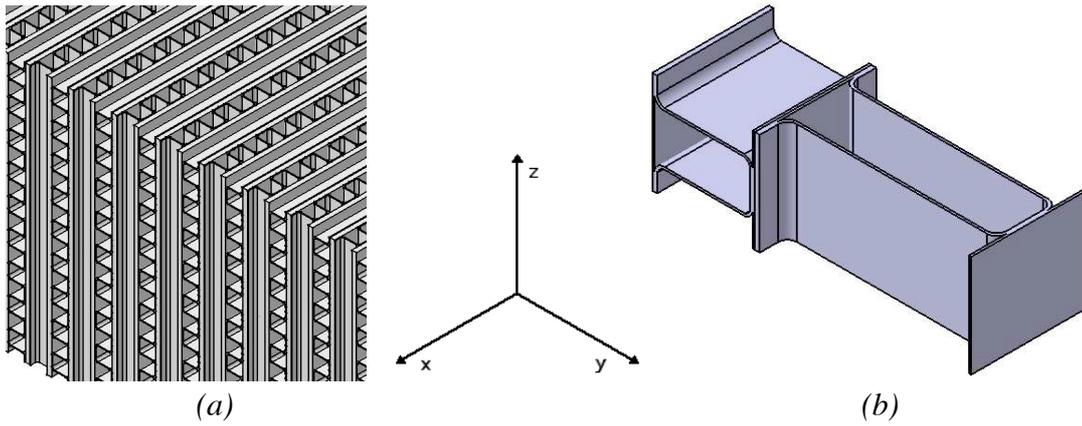


Figure IV-1 – Croquis représentant (a) le faisceau (b) le motif

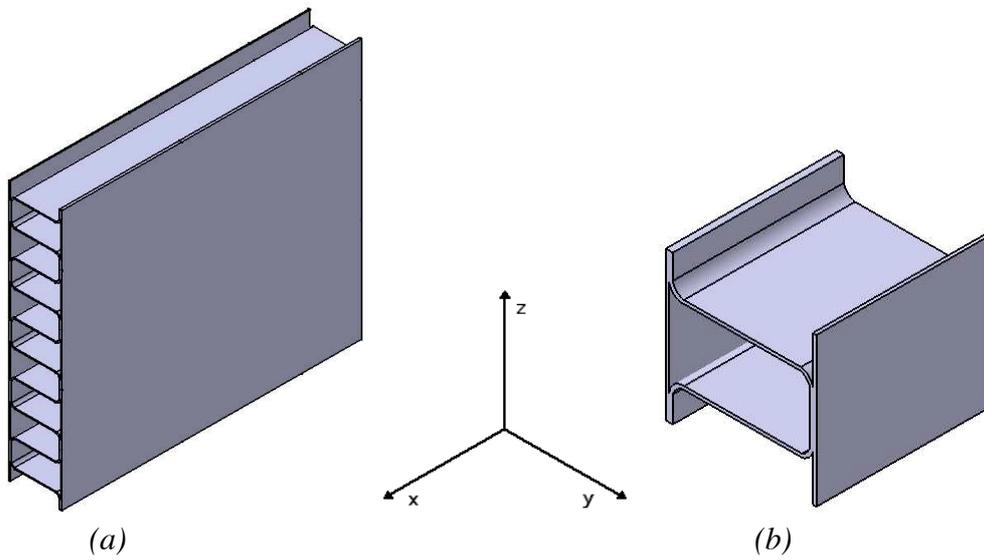


Figure IV-2 – Croquis représentant (a) une passe chaude (b) une cellule chaude

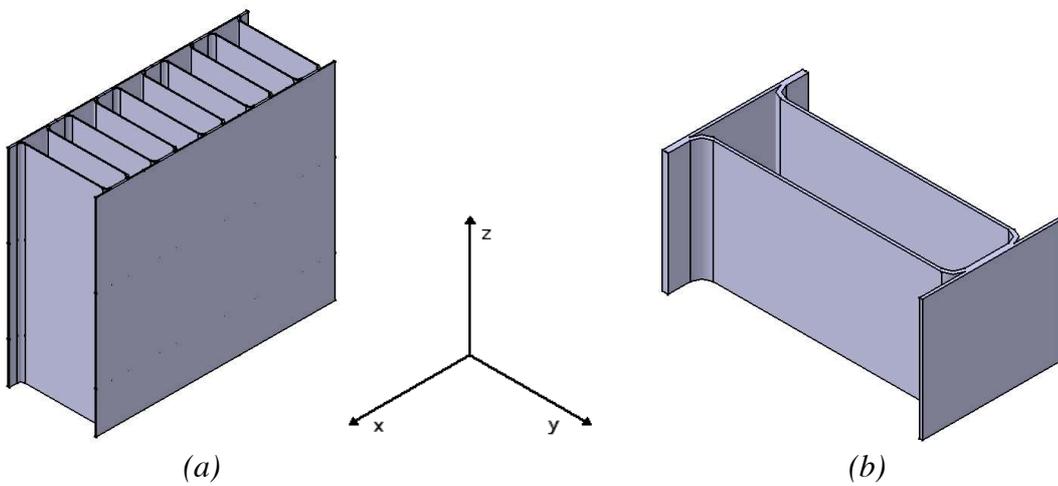


Figure IV-3 - Croquis représentant (a) une passe froide (b) une cellule froide

Géométriquement, donc, les cellules définies et le motif sont les plus petites entités à partir desquelles on pourra construire d'abord les passes et donc par la suite le faisceau tout entier.

Les deux modèles « homogène » et « stratifié » résultant de la modélisation du motif et des cellules chaudes et froides sont présentés dans la Figure IV-4. Dans le cas du modèle « homogène », le faisceau est remplacé par une structure homogène massive équivalente en termes de rigidité, tandis que dans le cas du modèle « stratifié », les passes chaudes et froides sont remplacées par des plaques homogènes massives équivalentes en termes de rigidité.

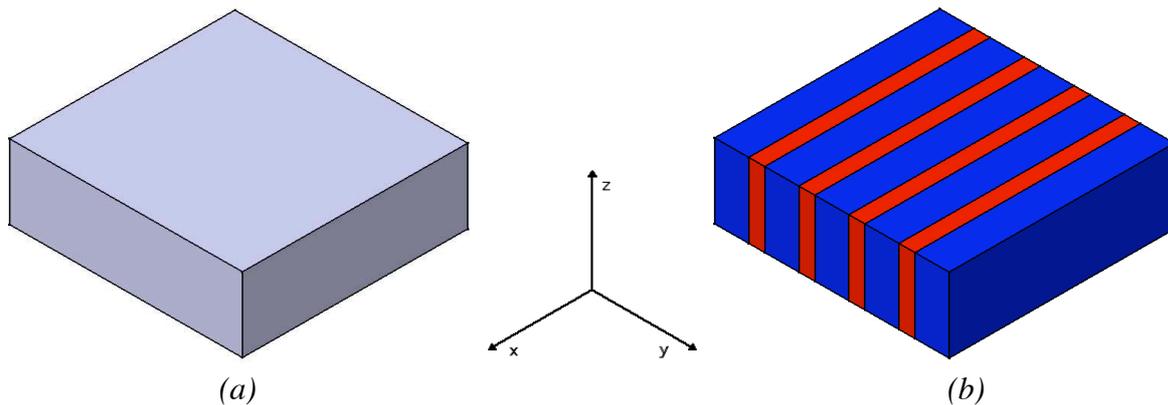


Figure IV-4 – Modèles équivalents du faisceau (a) modèle homogène (b) modèle stratifié

La configuration géométrique des cellules chaude et froide est présentée dans la Figure IV-5, avec : « t » l'épaisseur des plaques d'intercalaire, « e » l'épaisseur d'intercalaire, « p_f », « h_f » et « r_f » (respectivement « p_c », « h_c » et « r_c ») le pas, la hauteur et le rayon de congé de l'intercalaire froid (respectivement chaud).

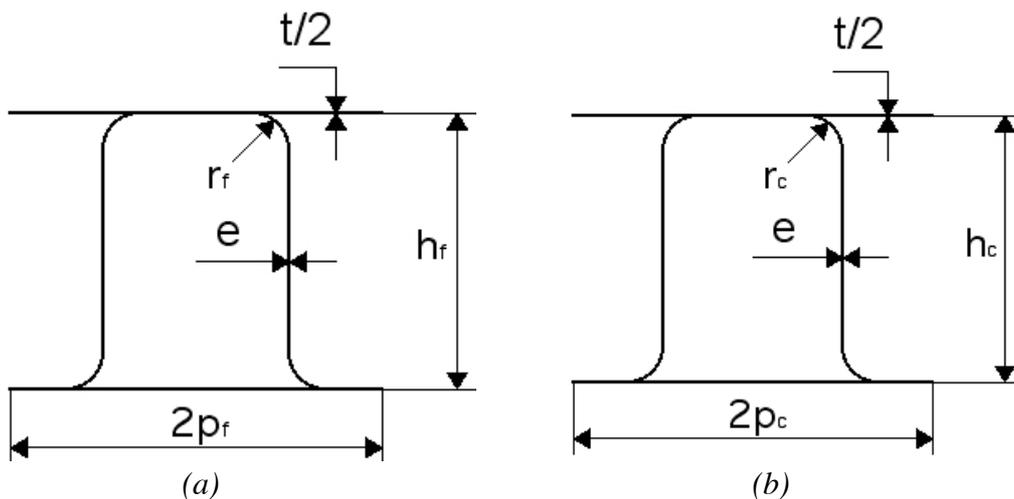


Figure IV-5 – Configuration géométrique des cellules (a) froide (b) chaude

Le faisceau et les passes ayant deux plans perpendiculaires de symétrie, nous considérons que leurs comportements équivalents sont orthotropes où leurs matrices de souplesse équivalentes $[S]$ peuvent être écrites sous la forme :

$$[S] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\nu_{yx} & -\nu_{zx} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{xy} & \frac{1}{E_y} & -\nu_{zy} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{xz} & -\nu_{yz} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} \end{bmatrix} \quad IV-1$$

où les E_i , G_{ij} et ν_{ij} sont respectivement les modules en traction et en cisaillement et les coefficients de Poisson. Ces modules constituent les neuf paramètres à déterminer pour trouver tous les éléments de la matrice de souplesse.

Cependant, concernant les coefficients de Poisson, nous faisons les hypothèses suivantes pour valables pour le motif ainsi que pour les cellules chaude et froide :

- dans le plan des plaques d’intercalaires (plan xz), le rétrécissement est essentiellement lié à celui des plaques d’intercalaires et, par conséquent, les coefficients de Poisson sont ceux des matériaux constitutifs des plaques d’intercalaires ($\nu_{xz} = \nu_{zx} = 0,3$),
- les valeurs des coefficients de Poisson obtenus dans le cas de traction selon la direction (y) sont négligeables ($\nu_{yx} = \nu_{yz} \approx 0$) car le rétrécissement et/ou le dépliement des intercalaires n’ont qu’une incidence négligeable sur les déformations latérales de la structure (cellules ou motif) dans ce cas.

Les autres coefficients de Poisson sont calculés à l’aide de l’égalité suivante :

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad IV-2$$

Ceci réduit le nombre de modules à déterminer pour le faisceau et pour les deux passes chaude et froide à 6 : 3 modules de traction et 3 modules de cisaillement. Nous présentons, par la suite, deux approches pour estimer les valeurs de ces modules.

IV.3. Approche Analytique

IV.3.1. Introduction

Nous présentons dans ce paragraphe le comportement statique des cellules chaude et froide et du motif par un calcul analytique. Les raideurs en traction du motif sont obtenues par la superposition de résultats des cellules chaude et froide.

Plusieurs hypothèses sont faites pour chaque calcul. Les hypothèses en commun pour tous les cas de calculs sont :

- ❑ les déformations sont suffisamment petites pour éviter tout changement dans la géométrie,
- ❑ tous les joints brasés sont considérés comme infiniment rigides.

IV.3.2. Raideurs en traction

Les raideurs des cellules chaude et froide sont calculées par analogie avec les ressorts. Ensuite, les résultats de deux cellules sont superposés pour obtenir les raideurs équivalentes du motif, étant donné qu'un motif est formé par l'empilement d'une cellule chaude et d'une cellule froide (Figure IV-6).

La méthode consiste à diviser chaque cellule en plusieurs sous-structures, et la théorie des poutres est employée pour estimer la raideur de chacune de sous-structures. Ainsi, le calcul de la raideur de la cellule revient à calculer la raideur équivalente du réseau ainsi construit. Pour n ressorts en série ayant des raideurs k_1, k_2, \dots, k_n , la raideur équivalente est donnée par :

$$\frac{1}{k^{éq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad IV-3$$

et pour n ressorts en parallèle, la raideur équivalente est donnée par :

$$k^{éq} = k_1 + k_2 + \dots + k_n \quad IV-4$$

Finalement, les rigidités équivalentes, $E^{éq}$, des cellules et du motif et donc selon notre hypothèse, des passes et du faisceau, peuvent être déduites facilement en considérant l'équation :

$$E_i^{éq} = \frac{k_i^{éq} \cdot l_i}{S_i^{éq}} \quad IV-5$$

où $k_i^{éq}$, l_i , $S_i^{éq}$ sont respectivement la raideur équivalente, la longueur et la surface transverse équivalente des cellules ou du motif selon l'axe de sollicitation.

Les expressions données dans la suite pour les deux directions (x) et (z) sont obtenues en considérant une cellule froide (Figure IV-6 a). En raison de la symétrie, les raideurs d'une cellule chaude selon les directions (x) et (z) peuvent être obtenues en intervertissant les axes (x) et (z). En revanche, deux calculs différents sont menés pour trouver la raideur des cellules chaude et froide selon la direction (y).

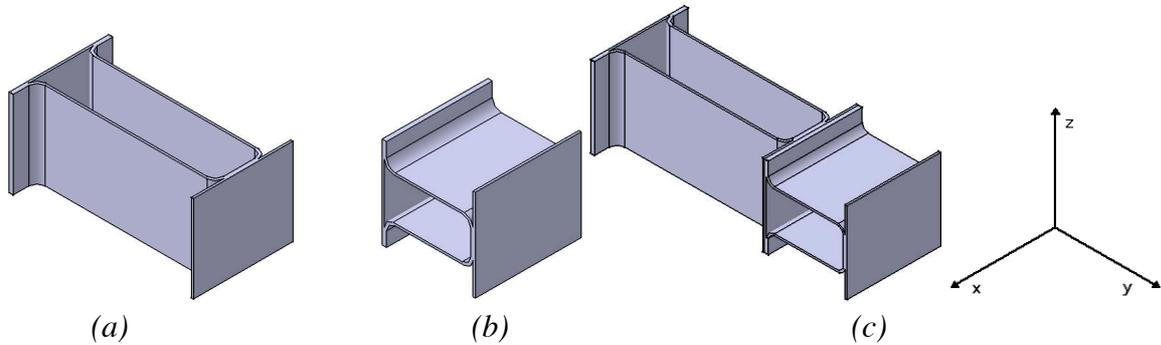


Figure IV-6 – Croquis représentant (a) une cellule froide (b) une cellule chaude (c) un motif

IV.3.2.1 Traction selon x

L'intercalaire est considéré très souple dans cette direction, et par conséquent, seules les plaques d'intercalaires définissent la raideur de la cellule (Figure IV-7). La raideur équivalente, k_p , d'une plaque d'intercalaire est donnée par :

$$k_p = \frac{S_p}{l} E = \frac{1}{2} \frac{p_c \cdot t}{p_f} E \quad IV-6$$

d'où, la raideur équivalente de la cellule devient :

$$k_x^{éq} = 2k_p = \frac{p_c \cdot t}{p_f} E \quad IV-7$$

Finalement, la rigidité équivalente de la cellule est donnée par la formule :

$$E_x^{éq} = \frac{k_x^{éq} \cdot l}{S_{éq}} = \frac{t}{l_y} E = \frac{t}{h_f + t} E \quad IV-8$$

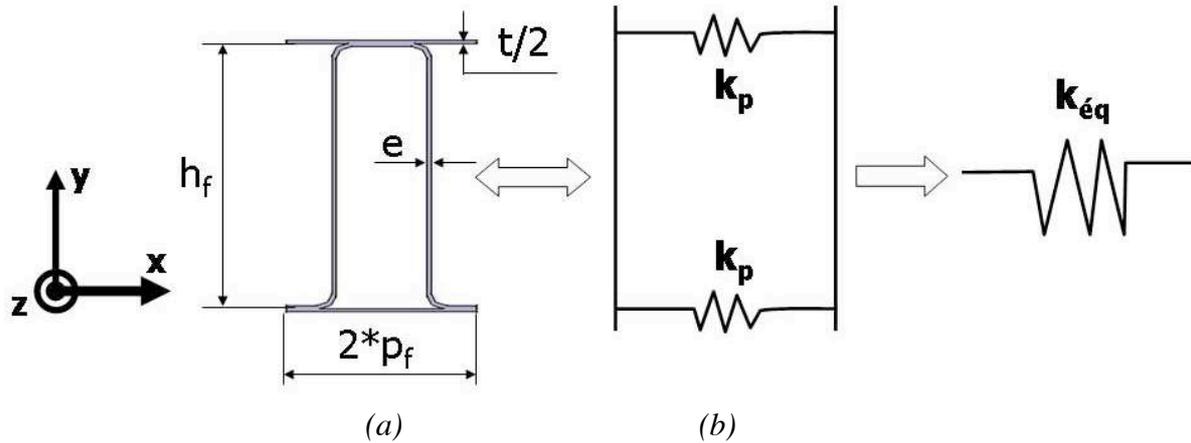


Figure IV-7 – Traction selon x (a) cellule froide (b) réseau équivalent

IV.3.2.2 Traction selon y

Les cellules chaude et froide possèdent le plus de souplesse selon cette direction. Ceci est essentiellement lié à la forme des intercalaires, et notamment à la souplesse des congés, et à la flexion des plaques d'intercalaires. En considérant le motif (Figure IV-6 c), nous supposons que la déformation de la plaque du milieu est négligeable. Cette hypothèse est validée par des simulations numériques entreprises sur des sous-structures du faisceau (IV.5.3). Par conséquent, nous ne considérons que la flexion d'une plaque d'intercalaire pour les deux cellules chaude et froide. Les cellules sont donc divisées en 7 sous-structures (Figure IV-8 a et b).

La raideur locale de chaque sous-structure est déterminée séparément en mettant les conditions aux limites correspondantes (Figure IV-9 et Figure IV-10).

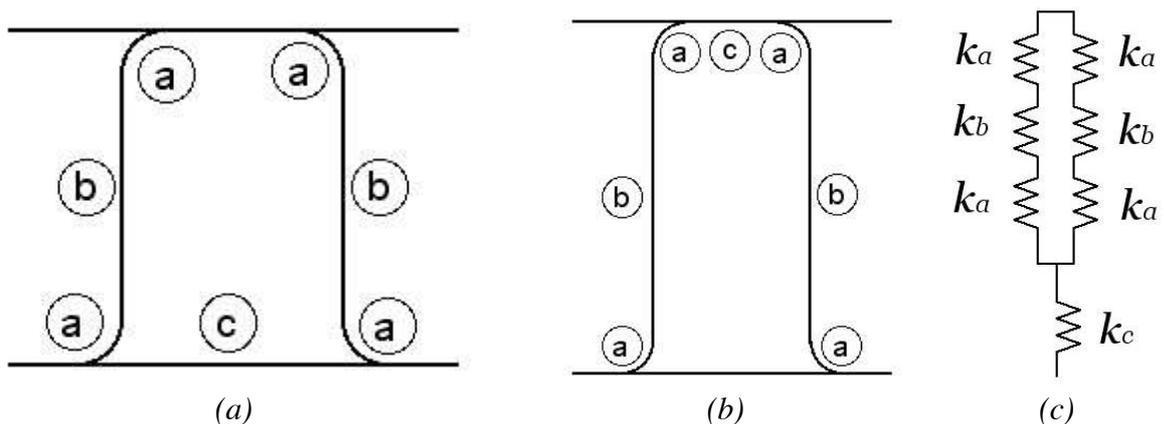


Figure IV-8 – Raideurs selon (y) (a) sub-division de la cellule chaude en sous-structures (b) sub-division de la cellule froide en sous-structures (c) réseau équivalent pour les deux cellules

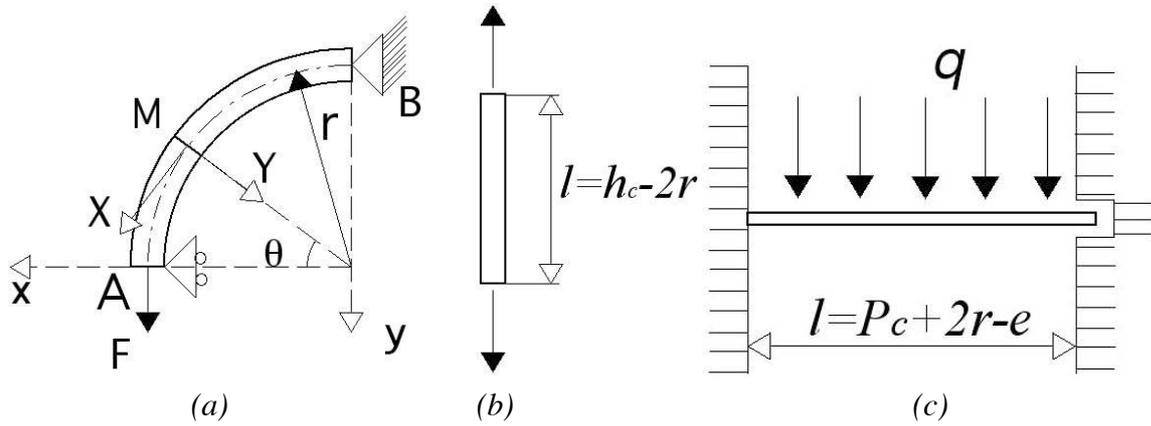


Figure IV-9 – Conditions aux limites appliquées aux sous-structures de la cellule chaude (a) poutre cintrée en traction (b) poutre en traction (c) poutre en flexion

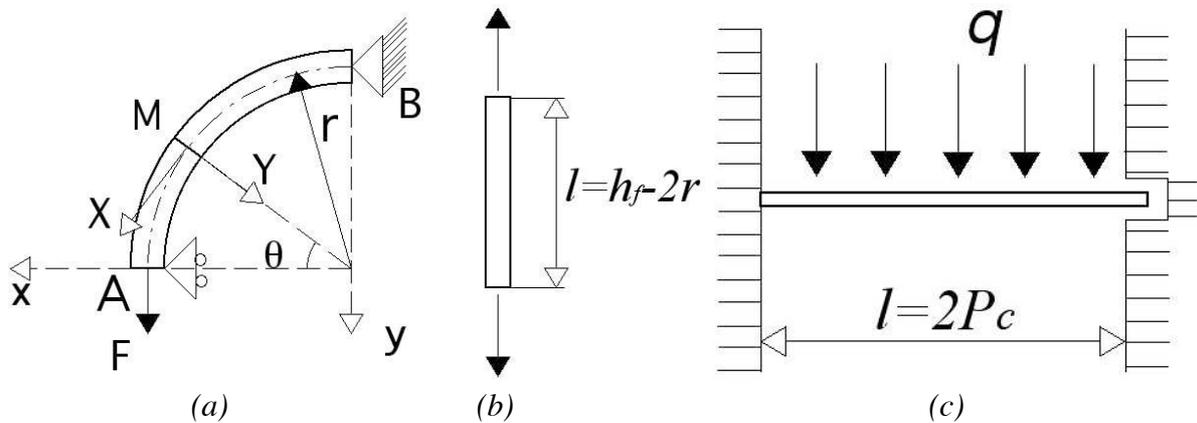


Figure IV-10 - Conditions aux limites appliquées aux sous-structures de la cellule froide (a) poutre cintrée en traction (b) poutre en traction (c) poutre en flexion

Les congés sont modélisés comme des poutres cintrées. Une rotule est mise au point B au lieu d'un encastrement pour laisser libre la rotation. Au point A, la translation selon (x) est bloquée. En réalité, la partie droite de l'intercalaire, attaché au congé, bloque cette translation. La partie droite d'intercalaire est modélisée comme une poutre droite en traction. Finalement, la plaque d'intercalaire est modélisée comme une poutre en flexion encastérée des 2 cotés, avec une charge répartie. L'axe principal de la poutre est le même (l'axe z) pour les 2 cellules chaude et froide, mais la longueur est différente. De plus, pour la cellule froide, l'expression du moment d'inertie est plus compliquée que celle pour la cellule chaude comme la section dans le premier cas n'est pas uniforme (Figure IV-11).

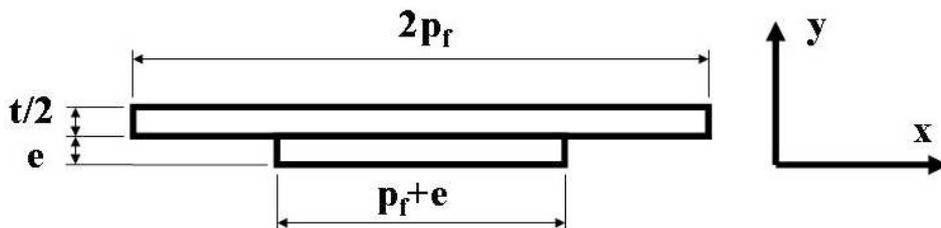


Figure IV-11- Section de la poutre en flexion pour la cellule froide

Les équations (IV-9) à (IV-11) donnent la raideur des différentes sous-structures pour les deux cellules :

$$k_a = \frac{1}{(\pi - 3)} \frac{I}{r^3} E \quad IV-9$$

$$k_b = \frac{S}{l} E \quad IV-10$$

$$k_c = 384 \frac{I}{l^3} E \quad IV-11$$

La méthode de calcul de la raideur du congé est présentée en annexe C.

La raideur, $k_y^{éq}$, du réseau ainsi construit (Figure IV-8 c), représente la raideur équivalente des cellules chaude et froide selon la direction (y) :

$$\frac{1}{k_y^{éq}} = \frac{1}{k_a} + \frac{1}{2k_b} + \frac{1}{k_c} \quad IV-12$$

On obtient les résultats suivants pour les deux cellules chaude et froide respectivement :

$$\left. \begin{cases} k_a = \frac{1}{6(\pi - 3)} \frac{p_f \cdot e^3}{r_c^3} E \\ k_b = \frac{2p_f \cdot e}{h_c - 2r_c} E \\ k_c = \frac{8p_f \cdot t^3}{(p_c + 2r_c - e)^3} E \end{cases} \right\} \text{cellule chaude} \quad IV-13$$

$$\left. \begin{cases} k_a = \frac{1}{6(\pi - 3)} \frac{p_c \cdot e^3}{r_f^3} E \\ k_b = \frac{2p_c \cdot e}{h_f - 2r_f} E \\ k_c = \frac{48 \cdot I^*}{p_f^3} E \end{cases} \right\} \text{cellule froide} \quad IV-14$$

$$\text{avec } I^* = \frac{1}{96} \left[t^3 (p_f + 2r_f) + (p_f - 2r_f)(t + 2e)(t^2 + 4t \cdot e + 16e^2) \right] \quad IV-15$$

D'où, la rigidité équivalente, $E_y^{éq}$, de la cellule froide sera :

$$E_{y,fr}^{éq} = \frac{k_{y,fr}^{éq} \cdot l}{S_{éq}} = \frac{1}{4} \frac{h_f + t}{p_c p_f} k_{y,fr}^{éq} \quad IV-16$$

et celle de la cellule chaude :

$$E_{y,ch}^{éq} = \frac{k_{y,ch}^{éq} \cdot l}{S_{éq}} = \frac{1}{4} \frac{h_c + t}{p_c p_f} k_{y,ch}^{éq} \quad IV-17$$

IV.3.2.3 Traction selon z

Les plaques d'intercalaires et les intercalaires définissent tous les deux la rigidité de la cellule froide dans cette direction. L'intercalaire ne travaille qu'en traction, et par conséquent, sa forme n'a pas d'influence sur la rigidité dans cette direction, et ce n'est que sa section transversale qui compte. Pour ceci, nous remplaçons les congés par des lignes droites pour faciliter le calcul de la surface des intercalaires (Figure IV-12 a et b).

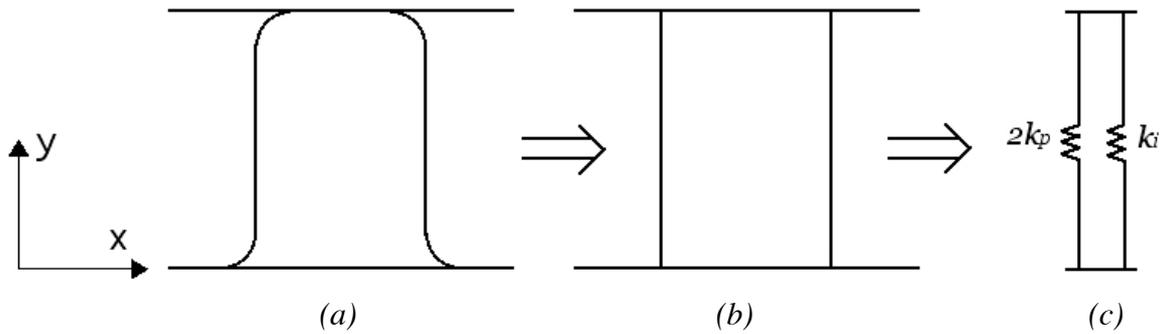


Figure IV-12 – Traction selon z (a) cellule froide (b) modèle simplifié (c) réseau équivalent

Les raideurs de l'intercalaire (k_i) et des plaques d'intercalaires (k_p) sont données par :

$$k_i = \frac{S_i}{l_i} E = \frac{e(p_{f+} h_f)}{p_c} E \quad IV-18$$

$$k_p = \frac{E_p S_p}{l_p} = \frac{t p_f}{2 p_c} E \quad IV-19$$

La raideur équivalente du réseau (Figure IV-12 c) est donnée par l'équation suivante :

$$k_z^{éq} = k_i + 2k_p \quad IV-20$$

Le module de rigidité équivalente, $E_z^{éq}$, est déduit à l'aide de l'équation suivante :

$$E_z^{éq} = \frac{k_z^{éq} l}{S_{éq}} = \frac{P_c}{p_f (h_f + t)} k_z^{éq} \quad IV-21$$

IV.3.2.4 Récapitulatif

Nous récapitulons dans le Tableau IV-1 les différentes raideurs des cellules chaude et froide, et nous déduisons celles du motif.

	Raideurs selon (x)	Raideurs selon (y)	Raideurs selon (z)
Cellule froide	$\frac{t.p_c}{p_f} E$	$\frac{1}{k_y^{éq}} = \frac{1}{k_a} + \frac{1}{2k_b} + \frac{1}{k_c}$	$\frac{t.p_f + e(p_f + h_f)}{p_c} E$
Cellule chaude	$\frac{t.p_c + e(p_c + h_c)}{p_f} E$	$\frac{1}{k_y^{éq}} = \frac{1}{k_a} + \frac{1}{2k_b} + \frac{1}{k_c}$	$\frac{t.p_f}{p_c} E$
Motif	$k_x^{éq} = k_{x,ch}^{éq} + k_{x,fr}^{éq}$	$\frac{1}{k_y^{éq}} = \frac{1}{k_{y,ch}^{éq}} + \frac{1}{k_{y,fr}^{éq}}$	$k_z^{éq} = k_{z,ch}^{éq} + k_{z,fr}^{éq}$

Tableau IV-1 – Raideurs équivalentes des cellules et du motif

IV.3.3. Modules en cisaillement

Le calcul analytique de la distribution d'effort dans un solide cellulaire soumis à un effort de cisaillement est complexe [GIB 1997]. En effet, chaque cellule subit une déformation non-uniforme en raison des contraintes qui lui sont imposées par ses voisins. Les calculs exacts sont possibles seulement en utilisant des méthodes numériques comme les *EF*. Toutefois, des limites supérieures et inférieures pour les deux modules de cisaillement peuvent être formulées facilement en calculant l'énergie de déformation associée en assurant d'abord, la compatibilité des déformations et, en second l'équilibre des efforts. Si les résultats de deux conditions coïncident, alors la solution est acceptable et considérée exacte. Dans le cas contraire, la solution exacte se trouve entre les deux solutions.

Le théorème de l'énergie pose que l'énergie de déformation calculée à partir du déplacement exact soit un minimum. Les énergies élastiques peuvent être calculées à partir de la somme des énergies de chaque sous-structure de la structure selon les relations de Voigt et Reuss :

$$\frac{1}{2} \frac{\sigma_{ij}^2}{C_{ij}} V \leq \sum_{k=1}^n (U_b + U_s + U_a)_k \quad IV-22$$

$$\frac{1}{2} C_{ij} \varepsilon_{ij}^2 V \leq \sum_{k=1}^n (U_b + U_s + U_a)_k \quad IV-23$$

où k représente les sous-structures dans la cellule, et U_b , U_s et U_a sont respectivement les énergies dues aux flexion, cisaillement et tension.

Le croisement des deux cellules chaude et froide rend cette méthode inapplicable pour le motif. Elle n'est donc appliquée que sur les cellules chaude et froide. Les modules de cisaillement pour le motif sont obtenus par des calculs *EF*.

En outre, pour les cellules chaude et froide, il n'est possible que de calculer deux modules de cisaillement, le troisième est calculé via des calculs *EF*.

Dans la suite, les résultats sont donnés pour une cellule froide (Figure IV-13). Les résultats pour une cellule chaude peuvent être obtenus en intervertissant les axes (x) et (z). Pour faciliter le calcul, une structure simplifiée où les congés sont remplacés par des lignes droites est considérée (Figure IV-13). Des simulations numériques ont montré que cette simplification est acceptable.

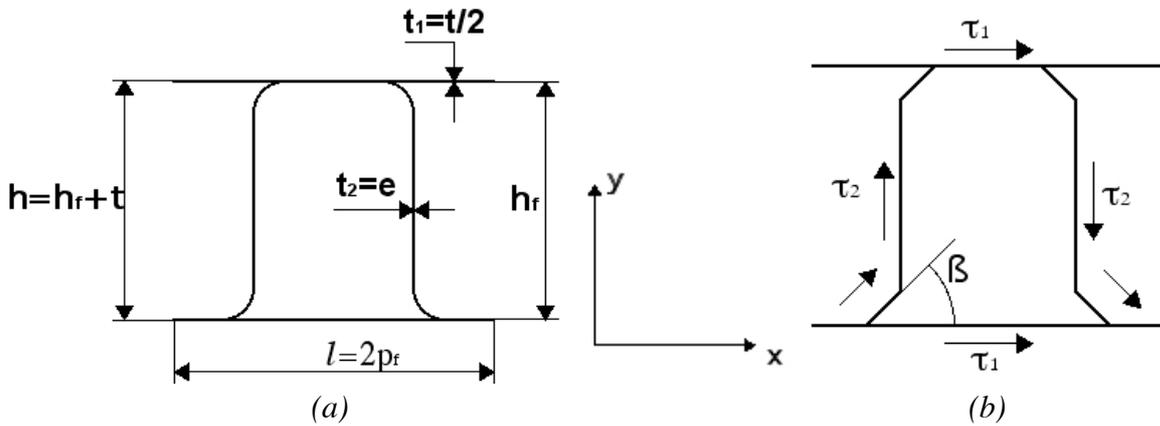


Figure IV-13 (a) Cellule froide (b) Modèle simplifié

Quand un effort de cisaillement moyen, τ_{xz} , est appliqué selon la direction (x), le flux de cisaillement apparent dans la cellule est comme représenté sur la Figure IV-13 b. Les équations d'équilibre et les conditions de compatibilité sont écrites comme :

$$2t_2 \int_0^s \tau_2 \cos \beta ds + 2t_1 l \tau_1 = h l \tau_{xz} \quad IV-24$$

$$2 \int_0^s \frac{\tau_2}{G} ds = \frac{\tau_1}{G} l \quad IV-25$$

où G est le module de cisaillement du matériau constitutif du faisceau, s est la moitié de la longueur d'intercalaire, et β est l'angle entre l'intercalaire et l'axe des abscisses (β est constant dans chaque partie de l'intercalaire), avec

$$2 \int_0^s \cos \beta ds = l \quad IV-26$$

Les équations (IV-24) et (IV-25) mènent à :

$$\tau_1 = \frac{2h \int_0^s ds}{lt_2 + 4t_1 \int_0^s ds} \tau_{xz} \quad IV-27$$

et

$$\tau_2 = \frac{lh}{s} \tau_{xz} \quad IV-28$$

En appliquant l'équation (IV-22), on obtient :

$$\frac{G_{xz}^{éq}}{G} \geq \frac{lt_2}{2h \int_0^s ds} + \frac{2t_1}{h} \quad IV-29$$

De même, en appliquant une distorsion de cisaillement, γ_{xz} , et en considérant les conditions de compatibilité correspondantes : $\varepsilon_1 = \varepsilon_{xz}$ et $\varepsilon_2 = \varepsilon_{xz} \cos \beta$, l'équation (IV-23) devient :

$$lhG_{xz}^{éq} \varepsilon_{xz}^2 \leq 2t_1 l G \varepsilon_{xz}^2 + 2t_2 G \varepsilon_{xz}^2 \int_0^s \cos^2 \beta ds \quad IV-30$$

Simplifiant l'équation (IV-30), nous obtenons :

$$\frac{G_{xz}^{éq}}{G} \leq \frac{2}{lh} (t_1 l + t_2 \int_0^s \cos^2 \beta ds) \quad IV-31$$

De la même manière, le module de cisaillement équivalent, $G_{yz}^{éq}$, peut être exprimé comme :

$$\frac{2t_2 h_f^2}{s} G \leq G_{yz}^{éq} \leq \frac{2t_2 \int_0^s \sin^2 \beta ds}{lh} G \quad IV-32$$

Avec cette approche, nous avons calculé les bornes inférieures et supérieures des deux modules de cisaillement pour les deux passes chaudes et froides respectivement (Tableau IV-2 et Tableau IV-3). En revanche, puisque nous avons considéré un calcul en 2D (dans le plan), le troisième module n'a pas été calculé de manière analytique. Ce module a donc été calculé par des simulations numériques.

Cellule froide	
$G_{yz}^{éq}$	$\frac{2t_2 h_f^2}{s} G \leq G_{yz}^{éq} \leq \frac{2t_2 \int_0^s \sin^2 \beta ds}{lh} G$
$G_{xz}^{éq}$	$\left(\frac{lt_2}{s} + \frac{2t_1}{h} \right) G \leq G_{xz}^{éq} \leq \frac{2}{lh} \left(t_1 l + t_2 \int_0^s \cos^2 \beta ds \right) G$

Tableau IV-2 – Bornes inférieures et supérieures des coefficients de cisaillement équivalents pour la cellule froide

Cellule chaude	
$G_{xy}^{éq}$	$\frac{2t_2 h_c^2}{s} G \leq G_{yz}^{éq} \leq \frac{2t_2 \int_0^s \sin^2 \beta ds}{lh} G$
$G_{xz}^{éq}$	$\left(\frac{lt_2}{s} + \frac{2t_1}{h} \right) G \leq G_{xz}^{éq} \leq \frac{2}{lh} \left(t_1 l + t_2 \int_0^s \cos^2 \beta ds \right) G$

Tableau IV-3 - Bornes inférieures et supérieures des coefficients de cisaillement équivalents pour la cellule chaude

IV.4. Essais statiques

IV.4.1. Introduction

Afin de valider les résultats de calculs des cellules qui permettent de modéliser le faisceau, des essais de traction et de cisaillement quasi statiques ont été réalisés. De plus, puisque la tenue à chaud est un facteur important pour l'échangeur, nous nous sommes également intéressés au comportement statique à chaud. Des essais de traction à chaud ont été réalisés sur certains types d'éprouvettes.

Comme déjà rappelé dans le chapitre III, l'essai de cisaillement n'a pas pu être réalisé, et seuls des essais de traction ont été réalisés. De plus, le motif et les cellules chaude et froide étant de trop faible dimension pour être testées directement, nous avons réalisé nos essais sur des éprouvettes extraites d'un faisceau et composées de plusieurs cellules chacune.

Nous présentons dans cette partie les résultats de ces essais. Une comparaison avec les autres résultats analytiques et numériques sera faite à la fin du chapitre.

IV.4.2. Traction selon (y)

IV.4.2.1 Essais à froid

Figure IV-14 présente l'ensemble des courbes «Effort-Déformation» obtenu pour ce type d'essais. La rupture finale des éprouvettes a toujours eu lieu dans les intercalaires. L'étude de l'endommagement de l'éprouvette ne constitue pas notre but principal, mais nous avons toutefois cherché à comprendre les causes de rupture.

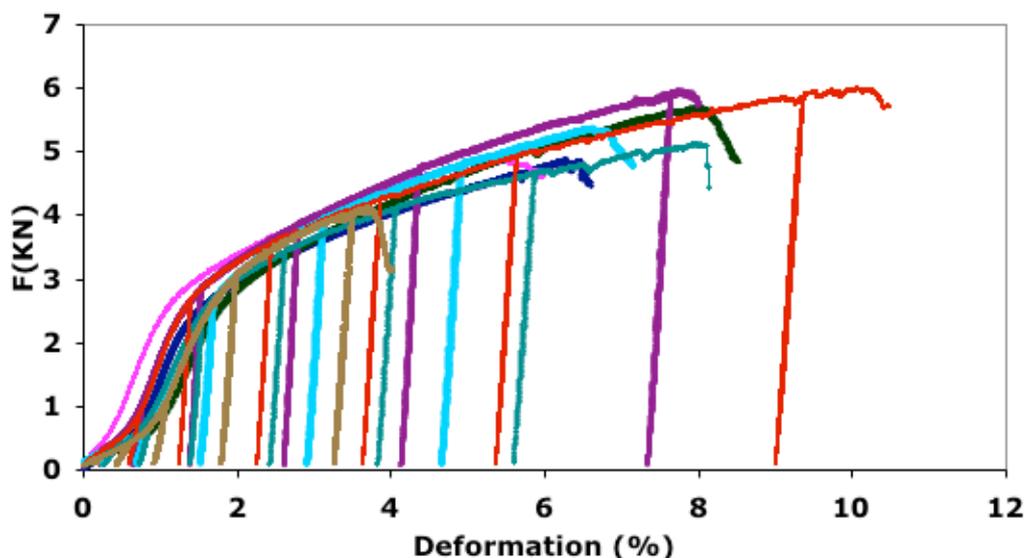


Figure IV-14 – Ensemble des courbes Effort-Déformation pour les essais de traction selon (y)

Nous avons donc observé au microscope électronique à balayage (*MEB*) les faciès de rupture des éprouvettes. Les résultats (Figure IV-15) ont montré des fissurations dans les joints brasés au niveau des congés.

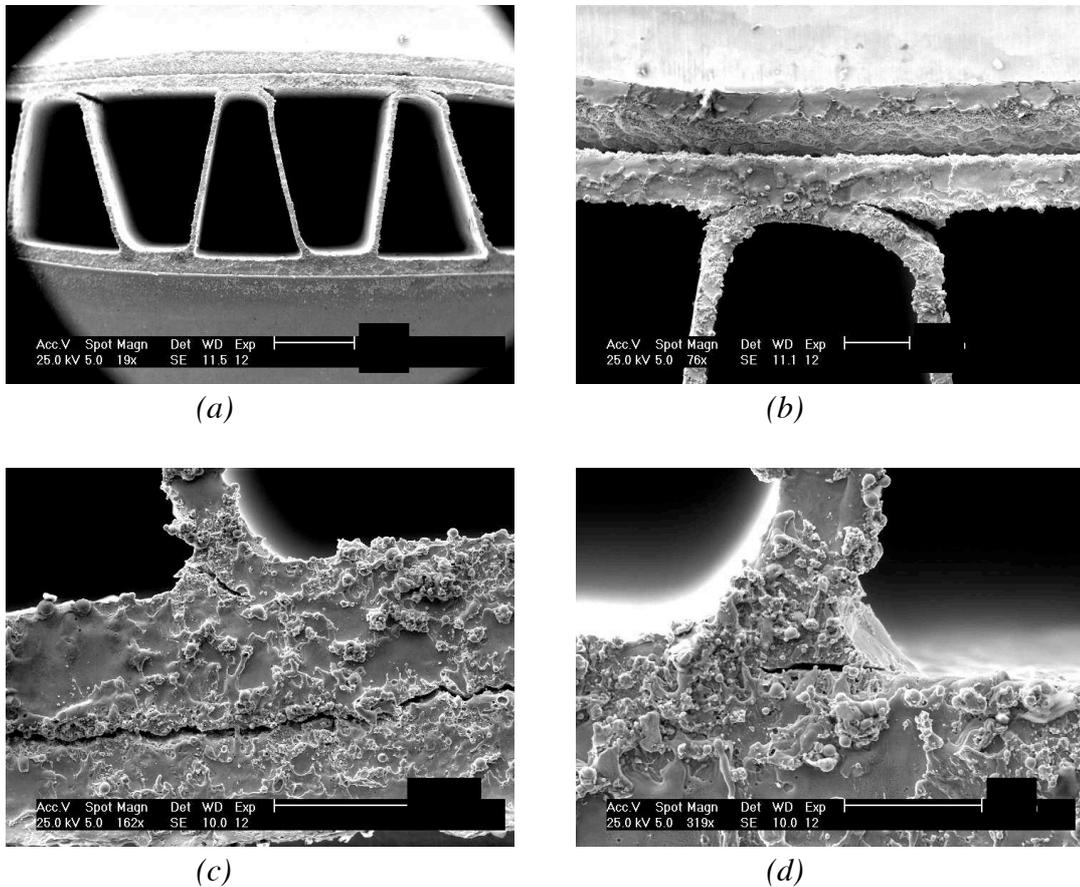


Figure IV-15 – Observations microscopiques au MEB des éprouvettes rompues
(l'échelle n'est pas montrée pour des raisons de confidentialité)

Nous pensons que ces fissurations peuvent générer localement des surcharges sur les intercalaires (en modifiant leur géométrie et le transfert de charge) et mener à leur rupture. La dispersion de la charge à la rupture peut être liée au procédé de brasage et à l'uniformité de la qualité des joints brasés (taille du ménisque, aire de la surface brasée, etc...).

Revenons à l'analyse du comportement, et étudions une courbe « Effort-Déformation » d'un essai de traction avec séquences de déchargement. Nous remarquons qu'elle peut-être décomposée en trois parties (Figure IV-16 et Figure IV-17) :

- Partie 1 : représente le phénomène de redressement d'intercalaires tout au début de l'essai. La pente de cette partie est assez faible et dépend de la forme initiale des intercalaires qui sont souvent pliés au départ. Par conséquent, les écarts entre les pentes sont assez élevés d'un essai à l'autre (77% d'écart maximal).

- Partie 2 : représente la déformation élastique de l'éprouvette. La pente de cette partie représente la partie élastique de l'éprouvette après le redressement d'intercalaires. Cette pente varie peu d'un essai à l'autre (30% d'écart maximal).
- Partie 3 : représente la déformation plastique de l'éprouvette.
- Partie 4 : représente la décharge. Cette décharge est caractérisée par une pente identique pour tous les essais (24% d'écart maximal) et plus grande que la pente élastique apparente. Ce phénomène est typique pour les structures cellulaires et a été déjà remarqué par Sugimura et al. [SUG 1997]. Ces auteurs considèrent que ce comportement est lié à un écoulement plastique qui est susceptible de se produire aux sites de concentration de contraintes même à des faibles charges.

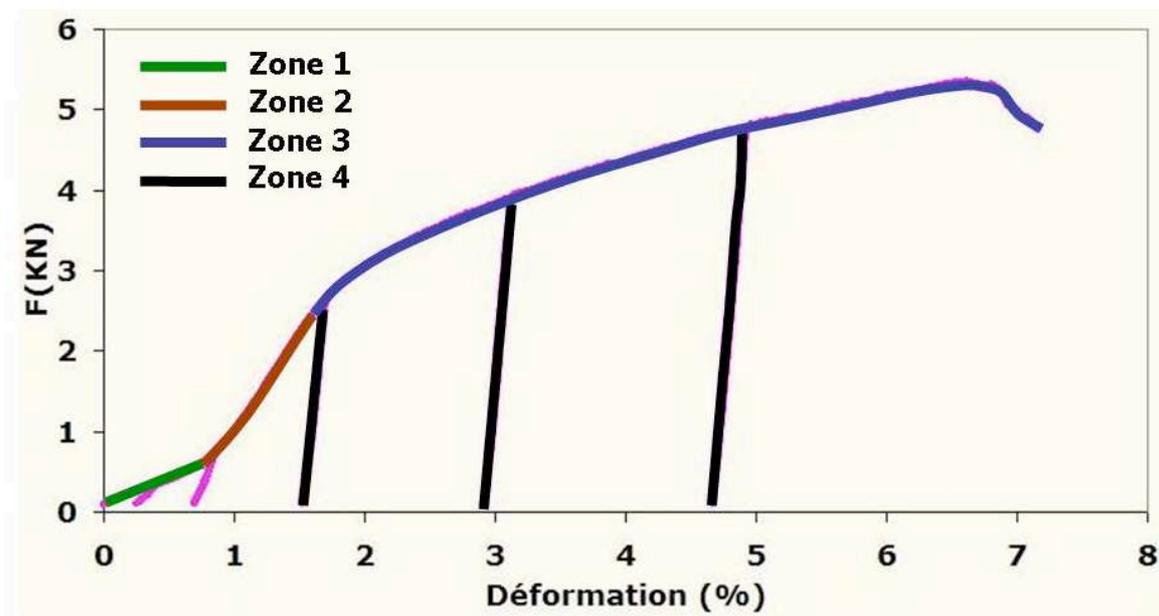


Figure IV-16 – Courbe Effort-Déformation d'un essai de traction selon (y)

La dispersion dans les résultats est essentiellement dans pente de la zone 1 (Tableau IV-4). Cela s'explique par l'irrégularité de la forme des intercalaires impliquant un redressement plus ou moins important au début de l'essai (Figure IV-17). En revanche, les écarts sont plus faibles pour les pentes élastiques apparentes d'une part et de décharge d'autre part. Comme notre étude est limitée au cas linéaire, et qu'on modélise la forme théorique des intercalaires, nous ne nous intéressons qu'à la pente élastique de la zone 2.

Pente	Moyenne (GPa)	Valeur min. (GPa)	Valeur max. (GPa)
1	0,13	0,09	0,16
2	0,46	0,39	0,51
4	2,86	2,51	3,10

Tableau IV-4 – Valeurs des différentes pentes des essais de traction selon (y)

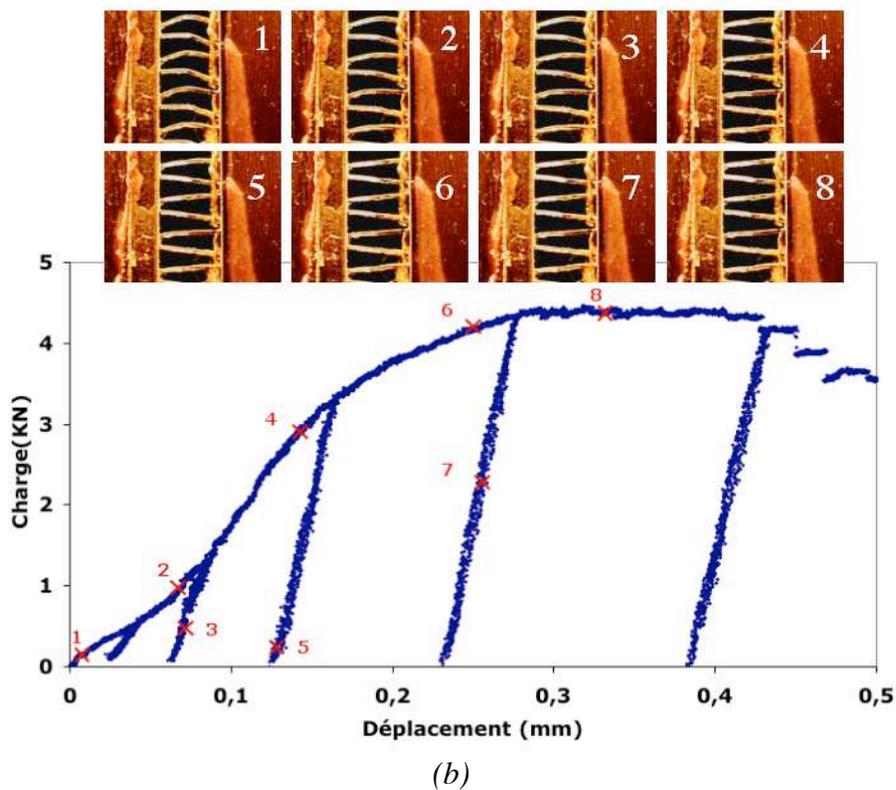
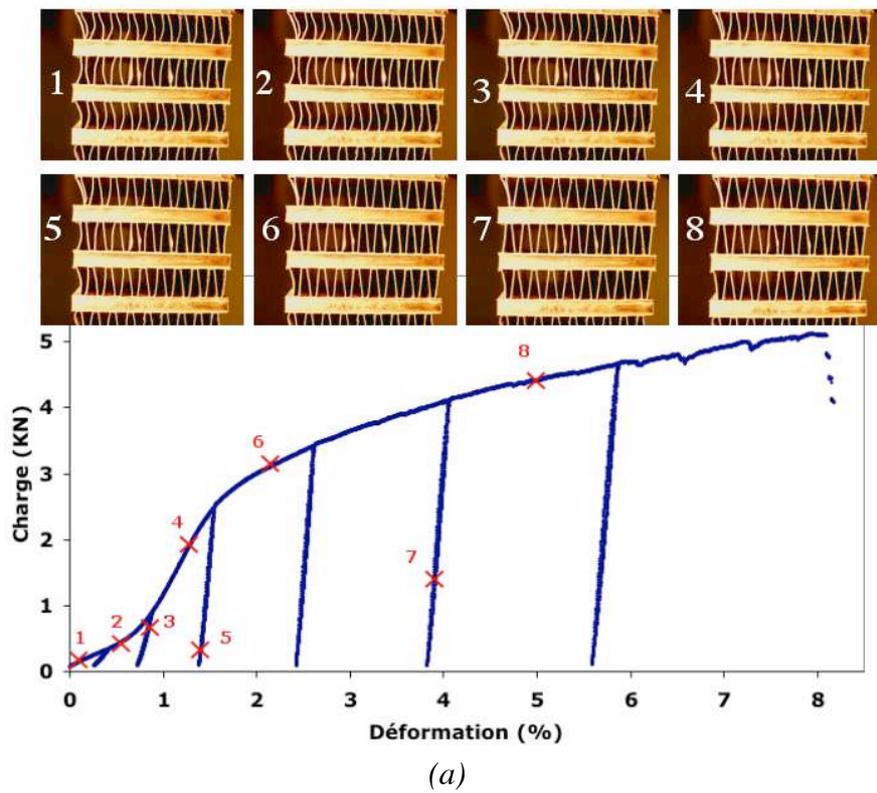


Figure IV-17 – Images montrant le phénomène de redressement d'intercalaires au cours de l'essai (a) plusieurs passes observées (b) une passe froide observée

IV.4.2.2 Essais à chaud

Figure IV-18 présente l'ensemble des courbes « Effort – Déformation » pour les essais de traction à chaud, réalisés à une température constante de 350°C. Nous retrouvons de nouveau la même allure de courbes que pour les essais à froid, avec des pentes élastiques apparentes quasi-identiques d'un essai à un autre (Tableau IV-5).

En comparant les deux résultats à froid et à chaud (Figure IV-19), nous remarquons que les différentes pentes des courbes à chaud sont légèrement plus faibles que celles à froid. Les charges à la rupture à chaud sont également moins élevées qu'à froid.

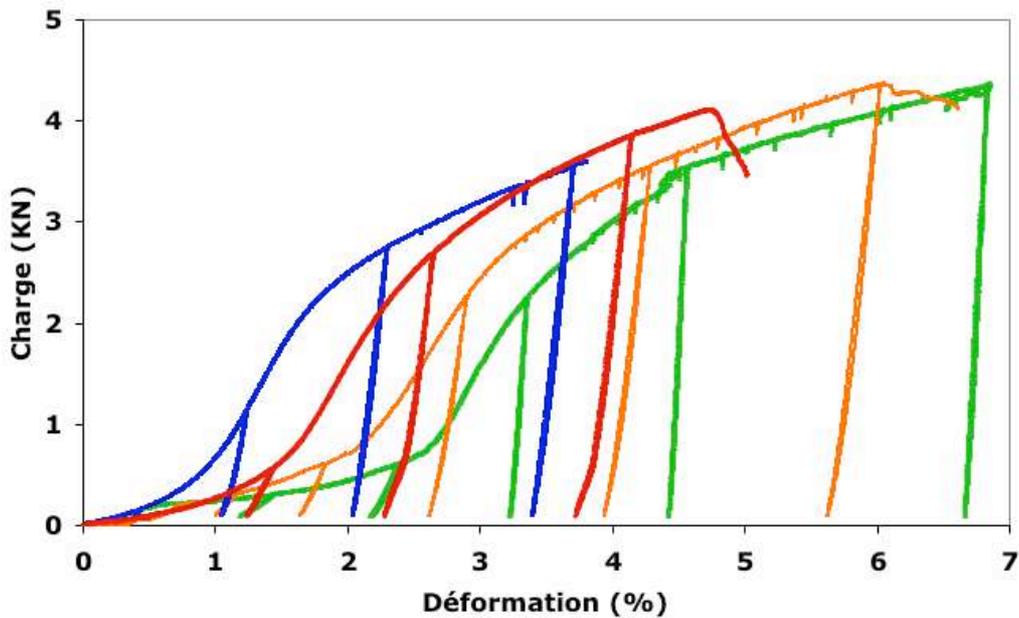


Figure IV-18 – Ensemble des courbes Effort-Déformation des essais de traction à chaud selon (y)

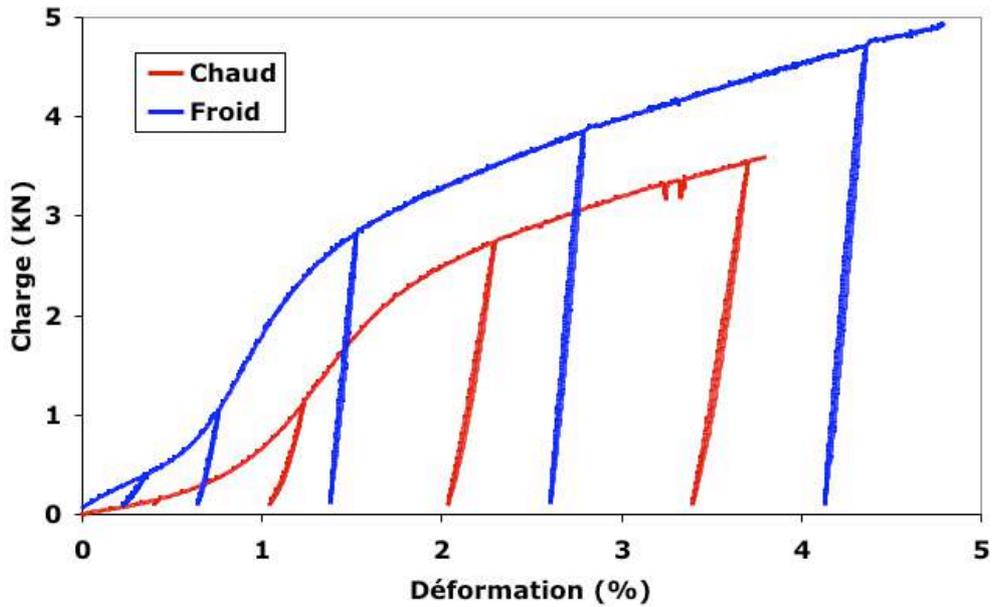


Figure IV-19 – Comparaison entre 2 courbes Effort-Déformation des essais de traction à froid et à chaud selon (y)

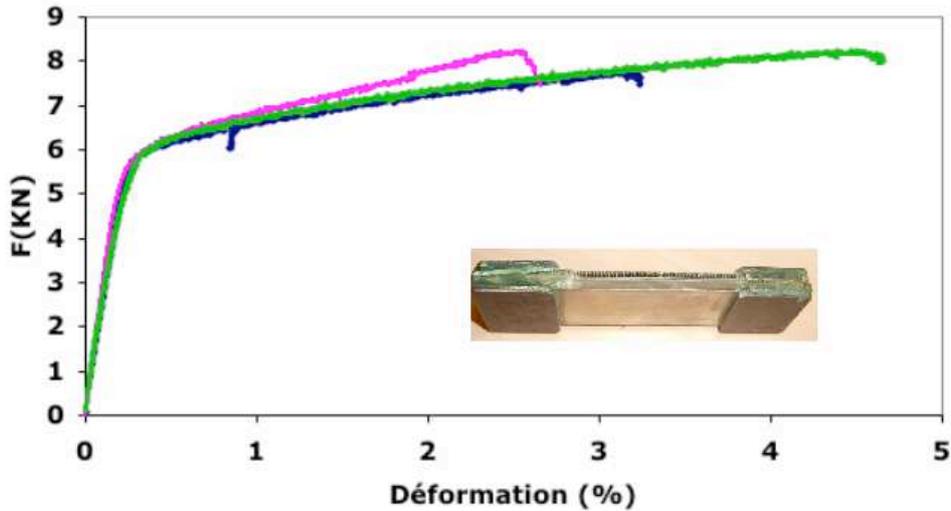
En conclusion, pour les essais à chaud, nous avons un abaissement de la raideur avec la température, mais le comportement reste similaire au comportement à froid. Ce résultat montre que la température n’agit pas sur le comportement de la structure mais uniquement à travers la modification du module d’Young des matériaux.

Pente	Moyenne (GPa)	Valeur min. (GPa)	Valeur max. (GPa)
1	0,06	0,04	0,07
2	0,36	0,33	0,38
4	2,11	1,63	3,3

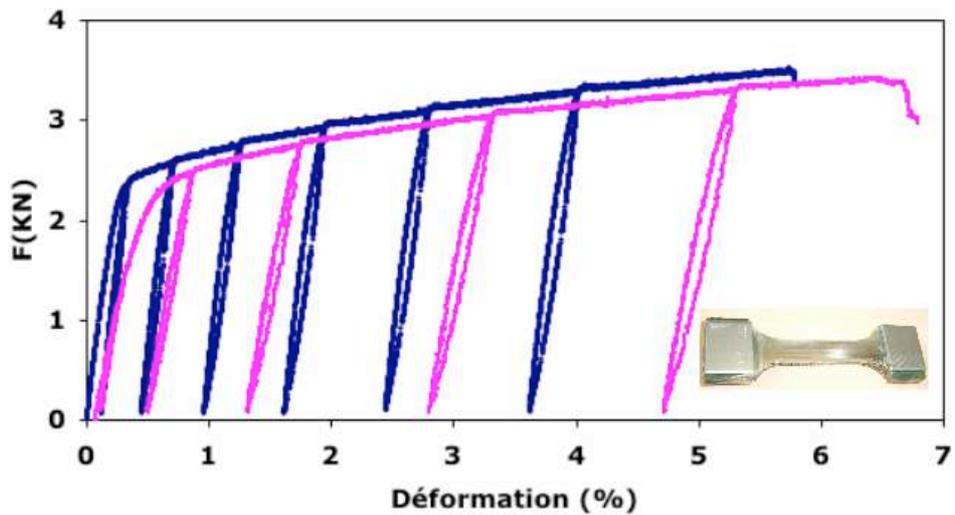
Tableau IV-5 - Valeurs des différentes pentes des essais de traction à chaud selon (y)

IV.4.3. Traction selon (z)

Les courbes Effort-Déformation des essais de traction selon (z) ressemblent aux essais classiques de traction sur des matériaux monolithiques : une partie élastique suivie par une partie plastique jusqu’à rupture (Figure IV-20).



(a)



(b)

Figure IV-20 – Courbes Effort-Déformation des essais de traction selon (z) pour 2 types d'éprouvettes

Les champs de déplacement obtenus par la mesure optique sont montrés sur la Figure IV-21. Le champ de déplacement selon l'axe (z) (Figure IV-21-a) est uniforme par tranche perpendiculaire à l'axe de sollicitation, tandis que le champ de déplacement selon l'axe (y) (Figure IV-21-b) est constant. Cela signifie qu'on a un rétrécissement selon cette direction, mais que la plaque d'intercalaire ne subit aucune flexion.

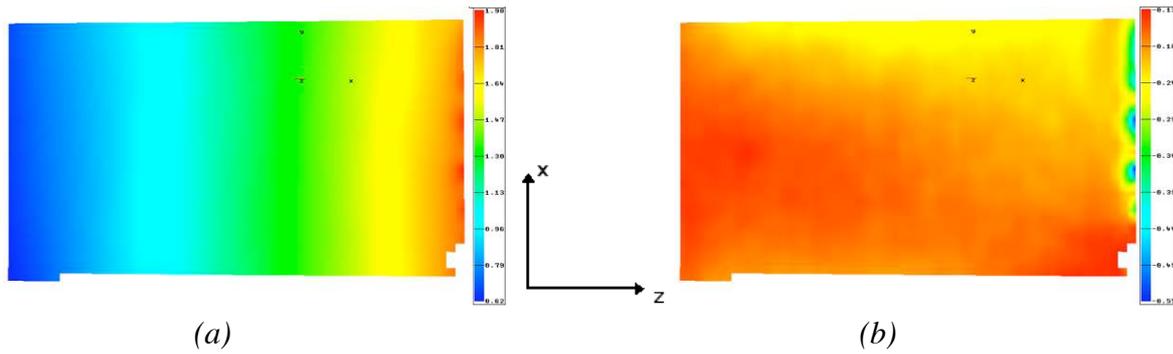


Figure IV-21 – Résultats de la mesure optique (a) champ de déplacement selon z
(b) champ de déplacement selon y

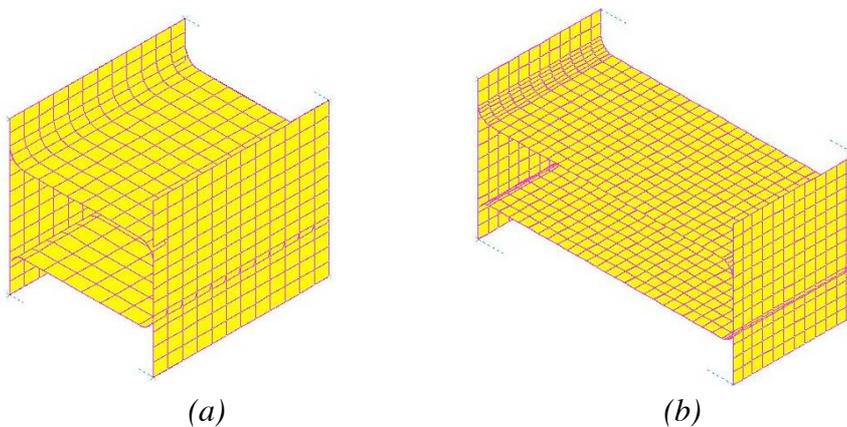
IV.5. Simulations numériques

IV.5.1. Introduction

En parallèle avec les études analytique et expérimentale, des calculs numériques ont été entrepris pour modéliser le comportement du motif, des cellules chaude et froide, et des éprouvettes. Le but est de compléter les matrices de rigidité équivalente du motif et des cellules, et de valider les coefficients déjà-calculés en analytique. Les simulations sont réalisées par le code d'éléments finis *SAMCEF*. Étant donné qu'on ne s'intéresse qu'au comportement élastique du faisceau, le module d'analyse linéaire *ASEF* de *SAMCEF* est utilisé.

IV.5.2. Simulation du comportement du motif et des cellules

Les cellules chaude et froide (Figure IV-22 a et b), et le motif (Figure IV-22-c) sont d'abord maillés. En tenant compte des faibles épaisseurs des intercalaires et des plaques d'intercalaire, des éléments coques à 6 ddl par nœud sont employés avec une hypothèse Mindlin. Les caractéristiques de maillage sont données dans le Tableau IV-6.



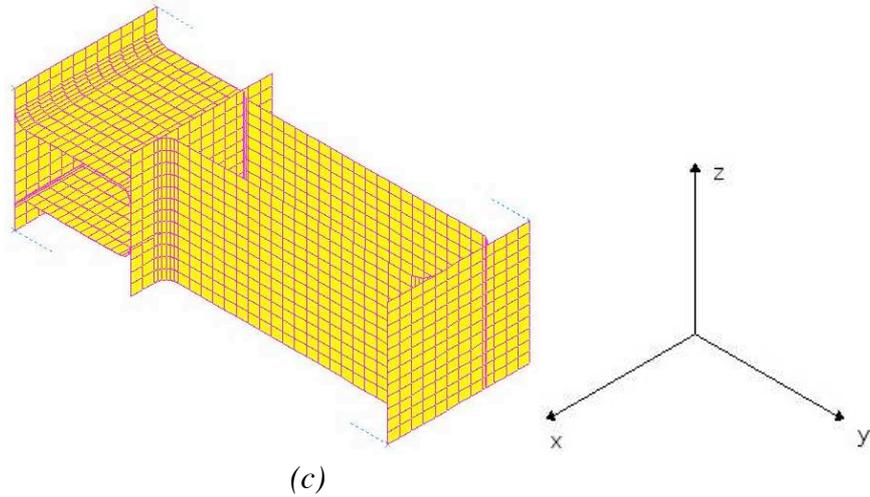


Figure IV-22 – Modélisation par EF (a) cellule chaude (b) cellule froide (c) motif

	Éléments	Nœuds	D.D.L.	Type d'éléments
Cellule chaude	600	652	3912	quadrangle
Cellule froide	1154	1252	7512	quadrangle
Motif	1778	2007	11365	quadrangle

Tableau IV-6 – Caractéristiques de maillage pour le motif et les cellules chaude et froide (les dimensions de cellules ne sont pas données pour des raisons de confidentialité)

IV.5.2.1 Conditions aux limites

Pour trouver la matrice de rigidité orthotrope, six cas de charge ont été définis. Ils ont été conçus pour créer des contraintes normales moyennes uni-axiales selon les directions (x), (y) et (z) et également des contraintes de cisaillement pures dans les directions (xy), (yz) et (xz). Un calcul linéaire élastique a été fait pour déterminer les raideurs pour chacun des cas de charge.

IV.5.2.1.a Traction

Pour les deux directions (x) et (z), vu que la déformation des cellules est pilotée par celle des plaques d'intercalaires, on obtient le même résultat avec un effort ou un déplacement imposé. En revanche, la raideur des cellules selon l'axe (y) dépend fortement des conditions aux

limites appliquées. En effet, un déplacement imposé empêche la déformation des plaques d'intercalaires (Figure IV-23-a), tandis qu'un effort imposé le permet (Figure IV-23-b). Ceci conduit à une raideur plus élevée dans le cas du déplacement imposé (1,24GPa en déplacement imposé, 0,13GPa en charge imposée). En réalité, seules les plaques d'intercalaires au bord ne se déforment pas car elles sont collées aux talons, tandis que toutes les autres plaques d'intercalaires subissent une déformation. Pour s'approcher de la déformé réelle d'un motif qui se trouve à l'intérieur de la structure, nous utilisons des conditions aux limites mixtes. Pour ceci, nous imposons un effort uniformément réparti sur les plaques d'intercalaires avec des blocages en rotation sur les autres faces (Figure IV-24). Nous imposons également que les nœuds d'extrémités opposés des plaques d'intercalaires aient le même déplacement. Ces conditions aux limites permettent une déformation limitée des 2 plaques d'extrémités (Figure IV-23-c) en prenant en compte le milieu dans lequel se trouve le motif, et donnent une rigidité équivalente de 0,52GPa. Cette valeur est comprise entre les 2 valeurs calculées en déplacement et en chargement imposé.

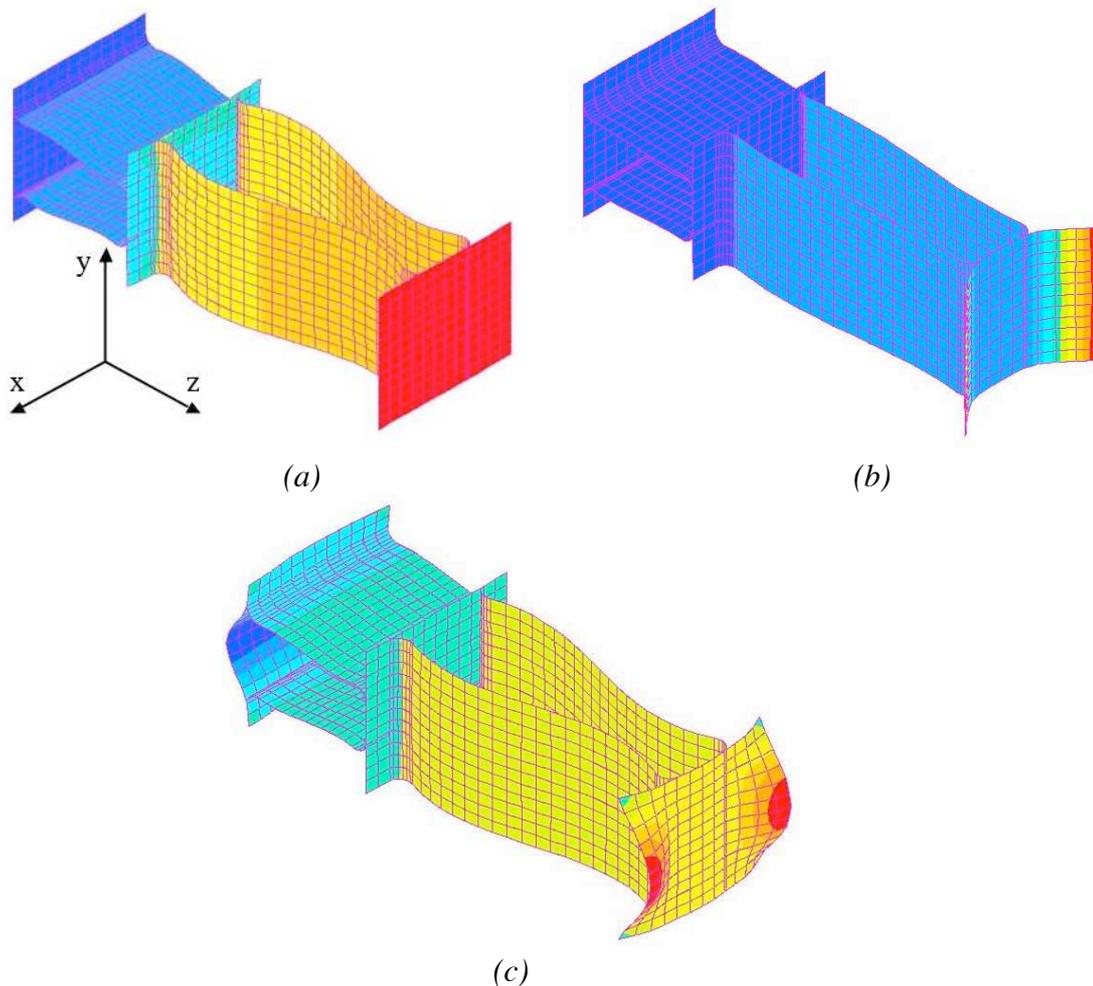


Figure IV-23- Traction selon l'axe y (a) déplacement imposé (b) charge imposée (c) conditions mixtes

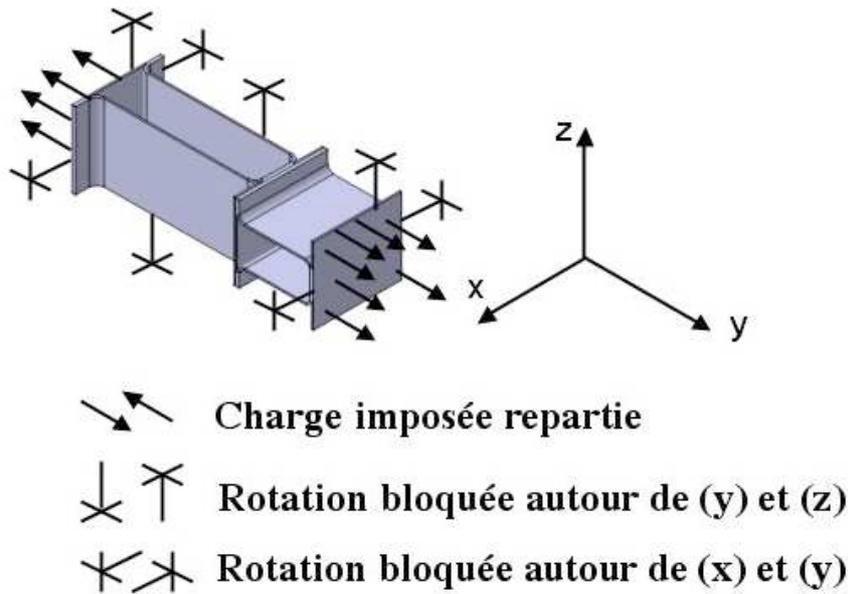


Figure IV-24 – Conditions aux limites mixtes pour le cas de traction selon (y)

IV.5.2.1.b Cisaillement

Les conditions aux limites en cisaillement ont été inspirées d'Aitharaju et al. [AIT 1999]. Pour les illustrer, prenant comme exemple la cellule chaude (Figure IV-25) ayant les dimensions $(2a_x, 2a_y, 2a_z)$ selon les axes (x) , (y) et (z) respectivement.

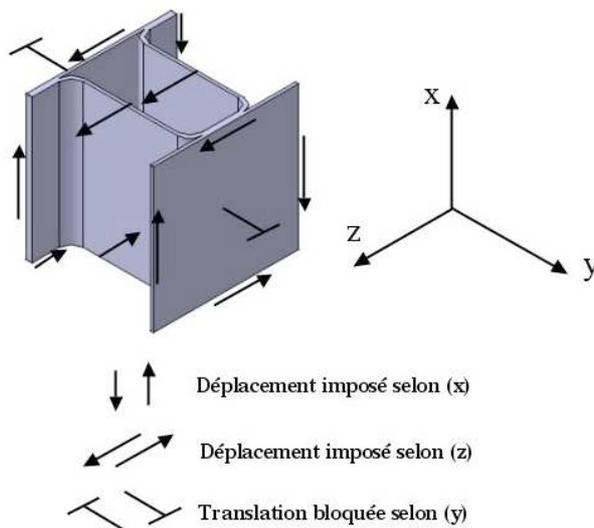


Figure IV-25 – Conditions aux limites en cisaillement (xz)

Pour calculer $G_{xz}^{éq}$, par exemple, les conditions aux limites suivantes sont appliquées :

$$U_z = Kx, U_x = Kz \text{ à } z = -a_z, a_z \text{ et } x = -a_x, a_x$$

$$U_y = 0 \text{ à } y = -a_y, a_y$$

où U_x , U_y et U_z sont les déplacements selon les axes x , y , et z respectivement, K est une grandeur scalaire choisie arbitrairement.

À partir des réactions obtenues sur les nœuds, des valeurs moyennes des contraintes sont calculées :

$$\tau_{zx}^{éq} = \frac{F_x}{2a_x \cdot 2a_y} = \frac{1}{4} \frac{F_x}{a_x a_y} \quad IV-33$$

$$\tau_{xz}^{éq} = \frac{F_z}{2a_z \cdot 2a_y} = \frac{1}{4} \frac{F_z}{a_z a_y} \quad IV-34$$

La distorsion γ est exprimée comme :

$$\gamma = \frac{2K}{2a_x} + \frac{2K}{2a_z} = \frac{K}{a_x} + \frac{K}{a_z} \quad IV-35$$

Ayant τ et γ , le module de cisaillement équivalent peut être déduit par :

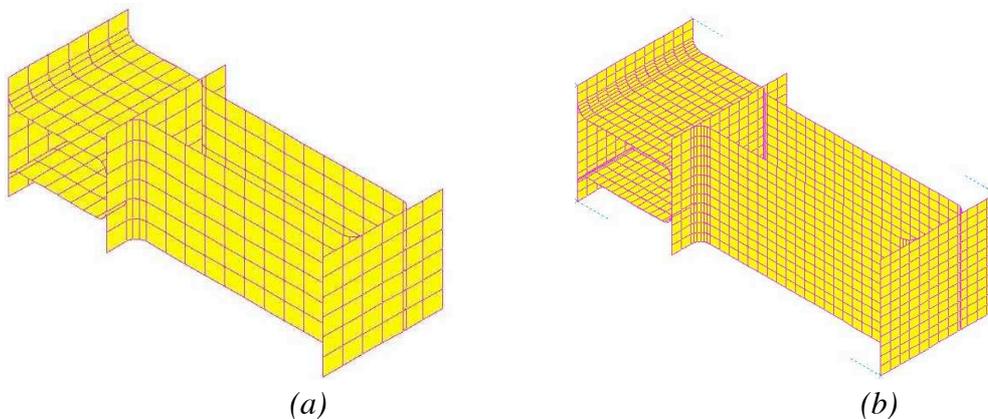
$$G_{zx}^{éq} = \frac{\tau_{zx}^{éq}}{\gamma} \quad IV-36$$

$$G_{xz}^{éq} = \frac{\tau_{xz}^{éq}}{\gamma} \quad IV-37$$

D'une manière analogue, les deux autres modules équivalents sont trouvés.

IV.5.2.2 Étude de la sensibilité du maillage

Trois configurations différentes ont été simulées pour étudier la sensibilité du maillage (Figure IV-26). Leurs caractéristiques sont présentées dans le Tableau IV-7.



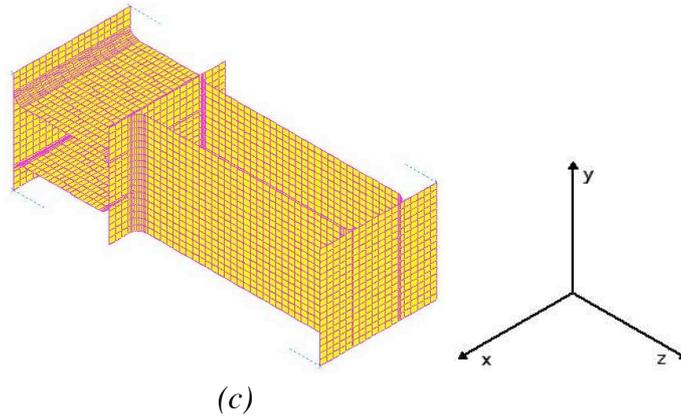


Figure IV-26 – Modèles EF du motif avec différents maillages (a) FM1 (b) FM2 (c) FM3

Maillage	Éléments	Nœuds	D.D.L.	Type d'éléments
FM1	444	561	3366	quadrangle
FM2	1778	2007	11365	quadrangle
FM3	3998	4343	25043	quadrangle

Tableau IV-7 – Caractéristiques des différents maillages
(la taille de maille n'est pas donnée pour des raisons de confidentialité)

Des conditions aux limites en traction et en cisaillement ont été appliquées pour chaque modèle. Les résultats sont identiques dans les trois cas (Tableau IV-8). En raison du temps de calculs comparable dans le cas des cellules et du motif pour les deux configurations *FM1* et *FM2*, nous utilisons cette dernière pour modéliser les cellules et le motif, et la première pour modéliser les sous-structures du faisceau.

Modules (MPa)	FM1	FM2	FM3
$E_x^{éq}$	11360	11360	11360
$E_y^{éq}$	520	520	520
$E_z^{éq}$	14180	14180	14180
$G_{xy}^{éq}$	1,70	1,70	1,69
$G_{yz}^{éq}$	21,44	21,03	21
$G_{xz}^{éq}$	3060	3060	3060

Tableau IV-8 – Résultats EF des différents types de maillage

IV.5.3. Modélisation des sous-structures du faisceau

Après la modélisation des cellules et du motif, plusieurs sous-structures du faisceau ont été modélisées (Figure IV-27 et Figure IV-28). Le but est de comparer les comportements de plusieurs sous-structures en empilant chaque fois un nombre différent de motifs selon une ou plusieurs directions, et d'étudier la déformation locale notamment des plaques d'intercalaires afin de valider les hypothèses prises dans le calcul analytique pour le cas de traction selon la direction (y) (IV.3.2.2). Parmi ces sous-structures, les éprouvettes d'essais où seule la partie de l'éprouvette contenant l'extensomètre est considérée (partie utile) (Figure IV-28).

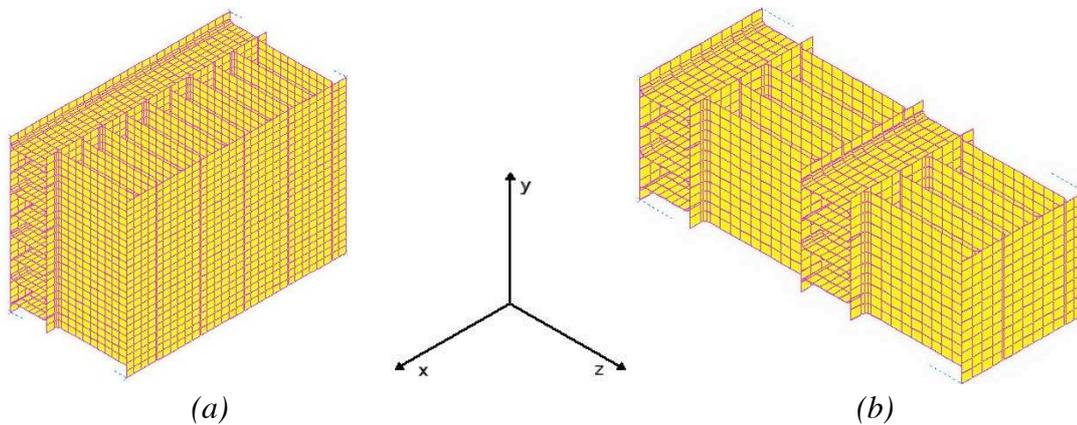
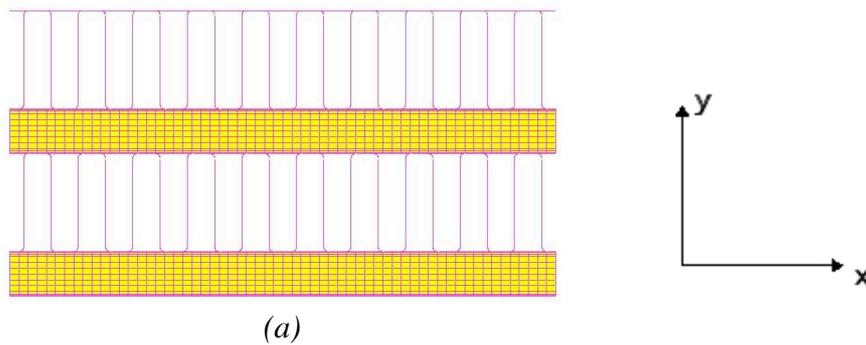


Figure IV-27 – Modélisation des sous-structures du faisceau (a) sous-structure contenant 5*1*4 motifs (b) sous-structure contenant 2*2*2 motifs



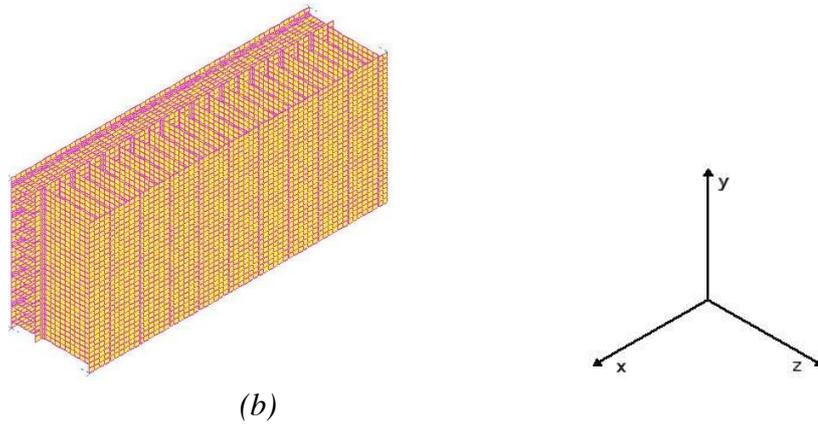


Figure IV-28 – Modélisation de la zone de mesure des éprouvettes de traction
 (a) selon y : $12*2*10$ motifs (b) selon z : $10*1*6$ motifs

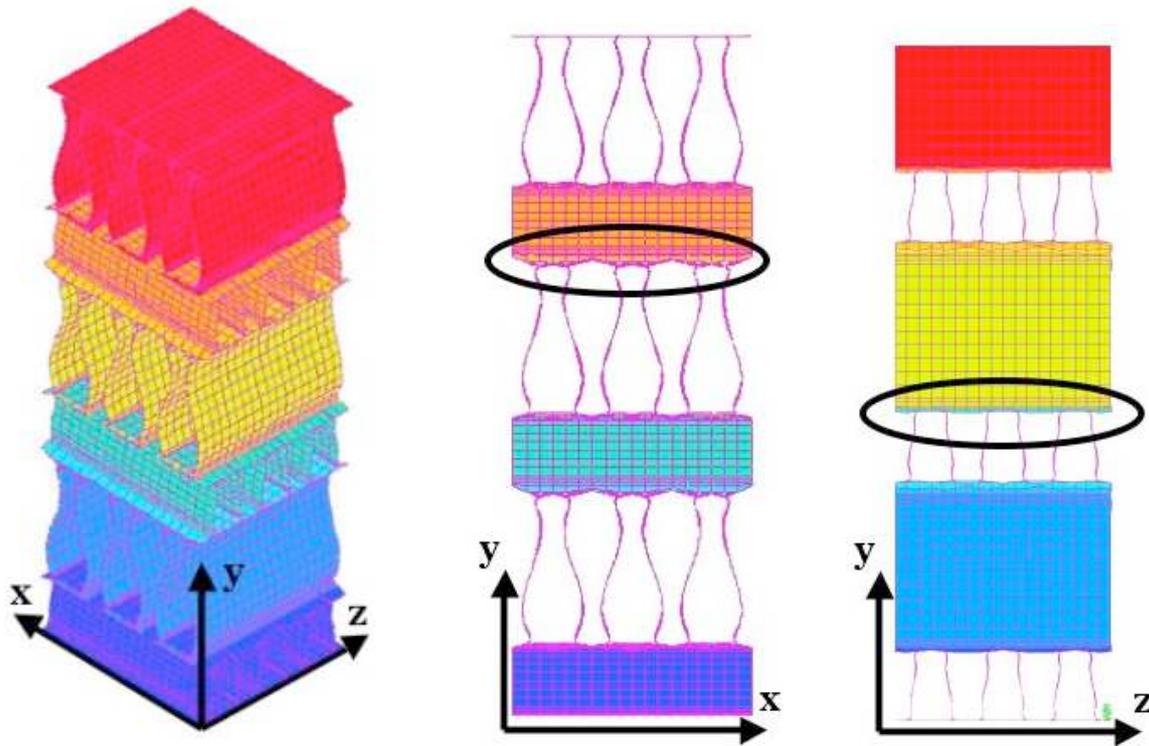


Figure IV-29 – Déformé d'une sous-structure contenant $3*3*3$ motifs dans le cas de traction selon la direction (y)

Les mêmes hypothèses et conditions aux limites que celles qui sont appliquées aux cellules sont utilisées. L'écart maximal entre les résultats (Tableau IV-9) est inférieur à 6% pour tous les modules. Nous considérons donc que ce résultat valide notre hypothèse de base que le comportement du faisceau est identique à celui d'un motif. De plus, dans le cas de traction selon la direction (y), les résultats sur une sous-structure contenant ($3*3*3$) motifs (Figure IV-29) montrent que la déformation des plaques d'intercalaires n'est pas la même. Cela justifie notre hypothèse de négliger la déformation d'une de deux plaques d'extrémités d'un motif.

Modules (MPa)	Motif	5*1*4	2*2*2	Épr. selon (y)	Épr. selon (z)	Écart max (%)
$E_x^{éq}$	11360	11440	11370			0,70
$E_y^{éq}$	520	550	530	540		5,77
$E_z^{éq}$	14180	14260	14230		14680	3,53
$G_{xy}^{éq}$	1,70	1,73	1,76			3,53
$G_{yz}^{éq}$	21,03	21,66	21,49			3
$G_{xz}^{éq}$	3060	3110	3060			1,63

Tableau IV-9 – Résultats EF du motif et des sous-structures

IV.6. Synthèse

Nous présentons dans ce paragraphe une comparaison des résultats des différentes approches (Tableau IV-10 à Tableau IV-15). Les résultats présentés sont dans le repère global du faisceau. Tous les écarts sont calculés par rapport aux résultats EF.

Modules (MPa)	EF	Analytique	Expérimentale	Écart (%)
$E_x^{éq}$	11360	10730		-5,55
$E_y^{éq}$	520	480	460	-7,69 / -11,54
$E_z^{éq}$	14180	13470	14350	-5,14 / 1,06
$G_{xy}^{éq}$	1,70			
$G_{yz}^{éq}$	21,03			
$G_{xz}^{éq}$	3060			

Tableau IV-10 – Résultats à froid du faisceau

Modules (MPa)	EF	Analytique	Expérimentale	Écart (%)
$E_x^{éq}$	10260	9690		-5,55
$E_y^{éq}$	470	430	420	-8,51 / -10,64
$E_z^{éq}$	12820	12150		-5,22
$G_{xy}^{éq}$	1,70			
$G_{yz}^{éq}$	19,16			
$G_{xz}^{éq}$	2750			

Tableau IV-11 – Résultats à chaud du faisceau

Modules (MPa)	EF	Analytique	Écart (%)
$E_x^{éq}$	5630	4560	-19
$E_y^{éq}$	630	760	20,63
$E_z^{éq}$	15110	15200	0,60
$G_{xy}^{éq}$	1,17		
$G_{yz}^{éq}$	3190	2650 – 3140	-16,92 / -1,57
$G_{xz}^{éq}$	2190	1960 – 2560	-10,50 / 16,89

Tableau IV-12 – Résultats à froid de la passe froide

Modules (MPa)	EF	Analytique	Écart (%)
$E_x^{éq}$	5100	4120	-19,21
$E_y^{éq}$	550	690	25,45
$E_z^{éq}$	12230	13640	11,53
$G_{xy}^{éq}$	1,06		
$G_{yz}^{éq}$	2880	2420 – 2870	-15,97 / -0,35
$G_{xz}^{éq}$	1980	1790 – 2330	-9,60 / 17,68

Tableau IV-13 – Résultats à chaud de la passe froide

Modules (MPa)	EF	Analytique	Écart (%)*
$E_x^{éq}$	23260	23880	2,67
$E_y^{éq}$	380	270	-28,95
$E_z^{éq}$	12000	9720	-19
$G_{xy}^{éq}$	3440	2560 – 3400	-25,58 / -1,16
$G_{yz}^{éq}$	9,64		
$G_{xz}^{éq}$	4700	4450 – 5420	-5,32 / 15,32

Tableau IV-14 – Résultats à froid de la passe chaude

Modules (MPa)	EF	Analytique	Écart (%)
$E_x^{éq}$	21000	21570	2,71
$E_y^{éq}$	350	240	-31,43
$E_z^{éq}$	10760	8780	18,40
$G_{xy}^{éq}$	3100	2330 – 3090	-24,84 / -0,32
$G_{yz}^{éq}$	5,93		
$G_{xz}^{éq}$	4240	4060 – 4950	-4,25 / 16,75

Tableau IV-15 – Résultats à chaud de la passe chaude

D'une manière générale, les résultats sont satisfaisants. Pour le motif, l'écart reste inférieur à 12%, et devient plus important pour les cellules froide et chaude. L'écart maximal en traction dans le cas de cellules est relatif au module équivalent $E_y^{éq}$ (Figure IV-30 et Figure IV-31). Cela est probablement lié aux conditions aux limites appliquées et notamment sur les plaques en flexion. Néanmoins, comme les écarts sont de signes opposés pour les deux cellules, cela conduit à une réduction dans l'écart quand on superpose les deux résultats de cellules pour obtenir le module équivalent du motif.

L'écart est important aussi pour le module $E_x^{éq}$ (respectivement $E_z^{éq}$) pour la cellule froide (respectivement chaude). Cet écart est expliqué par le fait que dans le calcul analytique, la raideur de l'intercalaire froid (respectivement chaud) n'est pas considérée en raison de sa souplesse. Or, en réalité, l'intercalaire froid (respectivement chaud) apporte une certaine rigidité à la structure. Cela justifie le fait que le résultat par EF soit plus important que le résultat analytique.

Concernant les modules équivalents en cisaillement, les résultats sont satisfaisants. En effet, les résultats EF se trouvent dans l'intervalle des bornes analytiques ou au voisinage d'une borne.

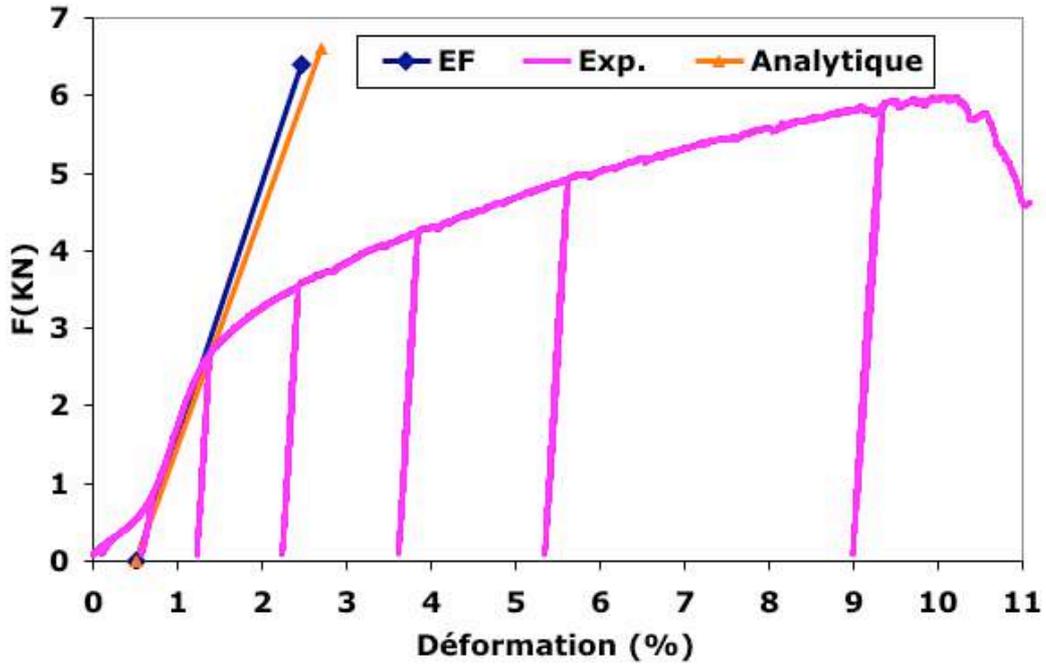


Figure IV-30 – Comparaison des résultats EF, analytique et expérimental dans le cas de traction selon la direction (y)

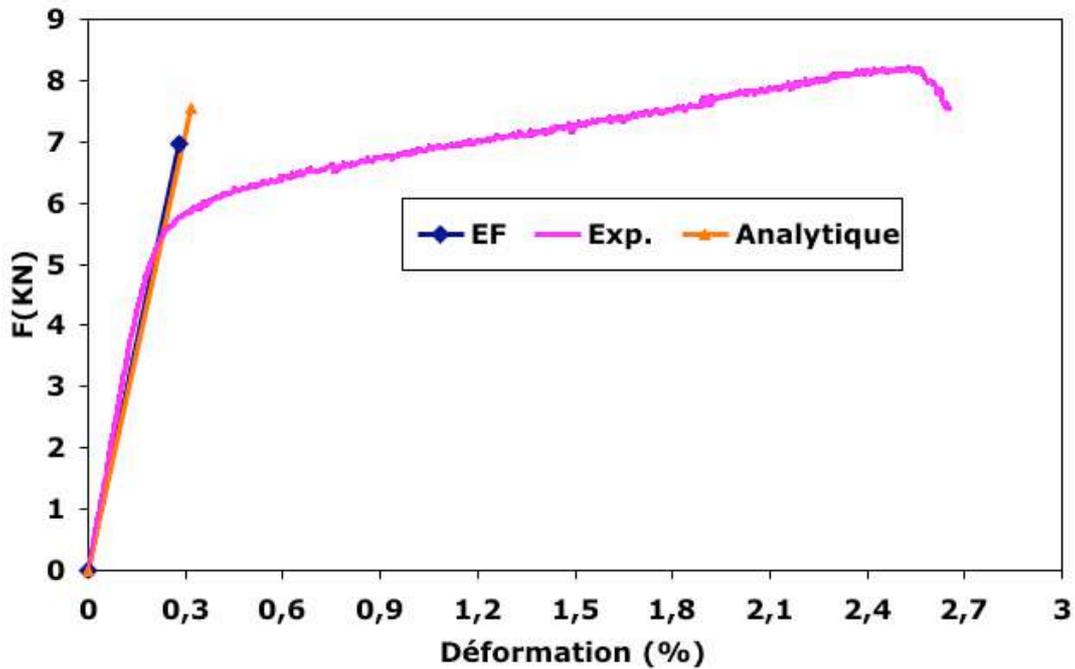


Figure IV-31 - Comparaison des résultats EF, analytique et expérimental dans le cas de traction selon la direction (z)

IV.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons traité l'étude statique du faisceau via différentes approches : analytique, numérique, et expérimentale. Nous avons proposé deux modèles de structures massives pour remplacer la structure réelle du faisceau. Dans le premier modèle, la structure

équivalente est composée d'un seul matériau. Dans le deuxième modèle, un modèle de stratifiés est proposé, où chaque passe est remplacée par une plaque équivalente orthotrope. Pour les deux modèles, les matrices de rigidité équivalentes ont été trouvées. Contrairement à la structure réelle du faisceau, ces deux modèles peuvent être intégrés facilement dans des calculs d'*EF* pour modéliser l'échangeur complet.

L'approche de calcul utilisée est basée sur la modélisation d'une cellule de base de la structure. Cette approche est simple et donne de bons résultats globaux, sans avoir besoin d'utiliser des moyens lourds de modélisation ni des outils spécifiques. L'inconvénient est l'impossibilité de trouver les contraintes et les déformations locales. Cette approche nous semble très efficace, vu que l'on ne s'est intéressé qu'au comportement global du faisceau et non pas à son endommagement qui nécessite des analyses locales.

La capacité des deux modèles à décrire le comportement dynamique du faisceau fera le sujet du chapitre suivant.

CHAPITRE V Étude Dynamique du Faisceau

Nous exposons dans ce chapitre l'étude dynamique du faisceau. Les résultats des essais d'analyse modale sur les éprouvettes et le faisceau seront présentés d'abord. Ensuite, des simulations numériques seront réalisées pour étudier la capacité de deux modèles « homogène » et « stratifié » de comportement statique à prédire le comportement dynamique du faisceau.

V.1. Introduction

En plus de la pression et de la température, l'échangeur est soumis durant son fonctionnement en vol à des vibrations aléatoires. Ces vibrations peuvent exciter les fréquences propres de l'échangeur et contribuer à son endommagement. Il est nécessaire donc d'étudier et de pouvoir modéliser le comportement dynamique du faisceau.

Trouver la réponse du faisceau à ces vibrations aléatoires est un processus lourd et coûteux à la fois par calcul et sur le banc d'essai. L'idée est donc de proposer un modèle simplifié du faisceau capable de prédire son comportement dynamique. Pour ceci, les deux modèles « homogène » et « stratifié », proposés pour la modélisation statique, sont étudiés en dynamique dans ce chapitre.

Le but est d'étudier la capacité de chaque modèle à prédire la réponse dynamique du faisceau, sans avoir besoin d'un recalage. Une fois le modèle est validé, il peut être utilisé pour d'autres types de faisceaux ayant des géométries différentes d'intercalaires.

La démarche envisagée est la suivante : des simulations numériques d'analyse modale seront faites pour différents types d'éprouvettes et pour un faisceau en utilisant les deux modèles « homogène » et « stratifié ». Les fréquences et les modes propres de chaque structure seront recherchés. En parallèle, des essais d'analyse modale, dits « essais de marteau de choc », seront réalisés sur des éprouvettes et sur un faisceau pour évaluer leurs fréquences propres. La comparaison des résultats de deux modèles avec les résultats expérimentaux permet d'identifier le modèle le plus apte pour décrire le comportement dynamique du faisceau.

Nous commençons ce chapitre par une étude bibliographique sur les différentes approches et normes existantes pour l'étude dynamique. Ensuite, les essais de marteau de choc ainsi que la modélisation numérique seront présentées. Nous terminons le chapitre par une comparaison et une synthèse des différents résultats.

V.2. Type d'Analyse

V.2.1. Introduction

Nous expliquons brièvement dans ce paragraphe les différents types d'analyses dynamiques possibles. Plus de détails peuvent être trouvés dans [GIR 2003].

En général, les essais dynamiques peuvent être divisés en deux catégories : les essais d'identification et les essais de simulation.

Les essais d'identification ont comme but de déterminer expérimentalement les paramètres définissant les modes propres d'un système par des essais appelés généralement essais d'analyse modale ou plus simplement essais modaux. Les paramètres modaux à déterminer peuvent être trouvés de deux manières :

- ❑ par une méthode d'appropriation des modes, parfois appelée résonance de phase, qui consiste à isoler successivement chaque mode par une excitation appropriée et à en mesurer directement les paramètres ;
- ❑ par une méthode sans appropriation des modes, parfois appelée séparation de phase, qui consiste à exciter un ensemble de modes dont on détermine ensuite les paramètres par traitement des mesures.

Les essais de simulation sont à réaliser en fonction de ce que l'on connaît de l'environnement réel et des moyens disponibles. Les plus utilisés parmi ces types d'essais sont des vibrateurs, des machines à choc ou des chambres acoustiques réverbérantes.

Plusieurs normes dynamiques existent dans la littérature comme : la norme *AIR 7304* « Conditions d'essais d'environnement pour équipements aéronautiques : électriques, électroniques et instruments de bord », la norme *GAM-T13* : spécification interarmées intitulée « Essais généraux des matériels électroniques et de télécommunications », qui a été remplacée par la norme *GAM-EG13*, la norme *MIL STD 810* pour les essais en environnements climatiques et mécaniques. Cette dernière est utilisée par *LTS* pour définir les essais de vibrations sur l'échangeur qui font partie des essais de qualification. Ces essais sont réalisés sur l'échangeur complet et non pas sur le faisceau à part. Leur but est de vérifier si l'échangeur peut résister aux niveaux des vibrations.

Ces normes sont utilisées, en général, lorsque :

- ❑ les conditions d'emploi sont mal connues,
- ❑ on ne dispose pas de mesures de l'environnement réel, et l'on ne peut pas les approcher par des relevés sur un équipement de la même catégorie,
- ❑ on souhaite donner au matériel une robustesse standard, sous des normes largement admises, éventuellement internationales.

Notre but étant d'étudier le comportement dynamique du faisceau, nous réalisons des essais d'identification. Parmi ces essais, nous choisissons ceux dits « essais de marteau de choc ». Ces essais sont, à la fois, simples à appliquer, et donnent accès aux fréquences propres ou naturelles du système. La technique de ces essais a été expliquée dans le chapitre III. Plus de détails sur ces essais peuvent être trouvés dans [EWI 1986, THO 2001].

V.2.2. Choix du Type d'Analyse

L'analyse de comportement de la structure en sollicitation dynamique dépend de divers facteurs :

- ❑ la nature du comportement structural : celui-ci peut être linéaire c'est-à-dire proportionnel à l'excitation, ou non linéaire pour diverses raisons. Dans ce dernier cas, l'analyse est beaucoup plus difficile, à moins de pouvoir linéariser la réponse. Dans le cas linéaire, les équations du mouvement peuvent être intégrées assez facilement mais de manière plus ou moins lourde ;
- ❑ le domaine d'analyse : on peut travailler en restant dans le domaine temporel, ou en passant dans le domaine fréquentiel. Ces deux domaines communiquent grâce à la transformée de Fourier et son inverse. Nous avons choisi la méthode du calcul fréquentiel car ce type de calcul est moins lourd que l'analyse temporelle et répond bien à nos besoins. La méthode de calcul fréquentiel sera expliquée dans le paragraphe V.4.2.

Cependant, en supposant qu'on n'a pas des grands déplacements, et qu'on ne dépasse pas la limite élastique des matériaux, on limite notre étude au cas linéaire, et l'on utilise donc les propriétés principales relatives à ce type d'analyse :

- ❑ la réponse de la structure à une somme d'excitations est la somme des réponses à chaque excitation. On peut donc analyser chaque excitation séparément, puis les superposer ;
- ❑ la réponse est proportionnelle à l'excitation.

V.3. Résultats Expérimentaux

Trois éprouvettes différentes et un faisceau ont été testés en dynamique. Les éprouvettes ont été choisies pour qu'elles ressemblent à des poutres ayant chacune un axe principal différent. La Figure V-1 montre les différentes éprouvettes et le faisceau, et la Figure V-2 présente quelques courbes de transformés de Fourier (*FFT*) relatives. Ces courbes indiquent la variation de l'amplitude d'oscillation en fonction de la fréquence. Elles donnent des informations sur les fréquences propres de la structure concernée, mais elles ne donnent pas accès à la forme des modes.



(a)



(b)

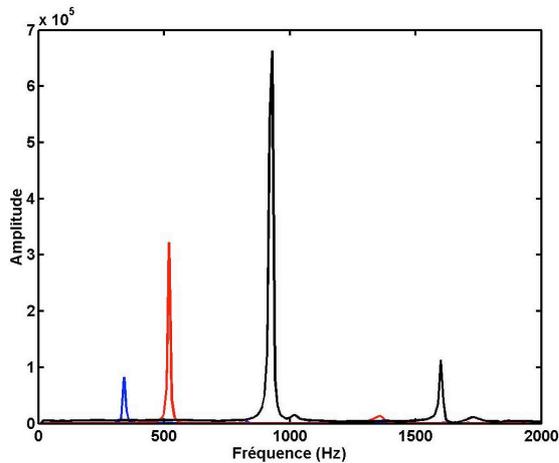


(c)

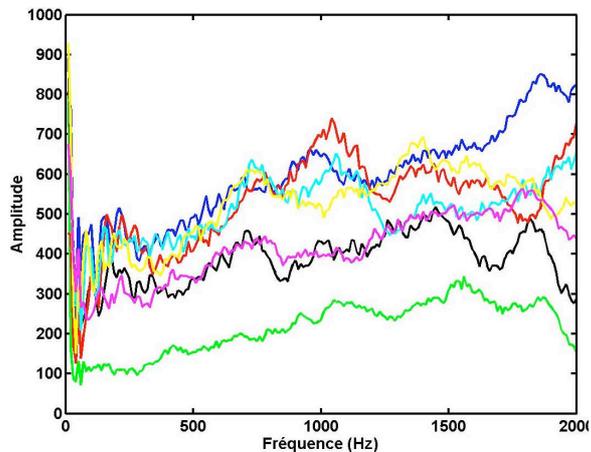


(d)

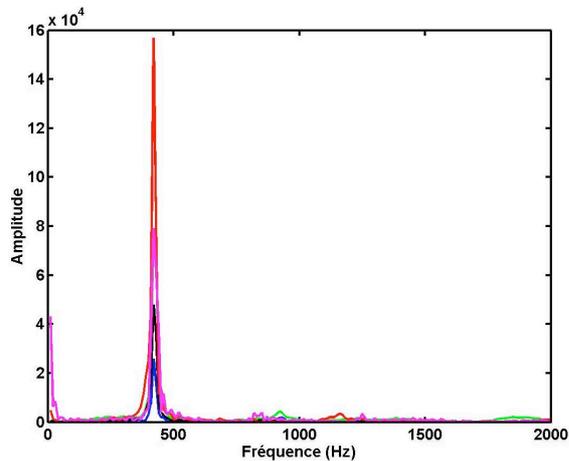
Figure V-1 – Epreuves testées en dynamique (a) éprouvette 1 (b) éprouvette 2
(c) éprouvette 3 (d) faisceau



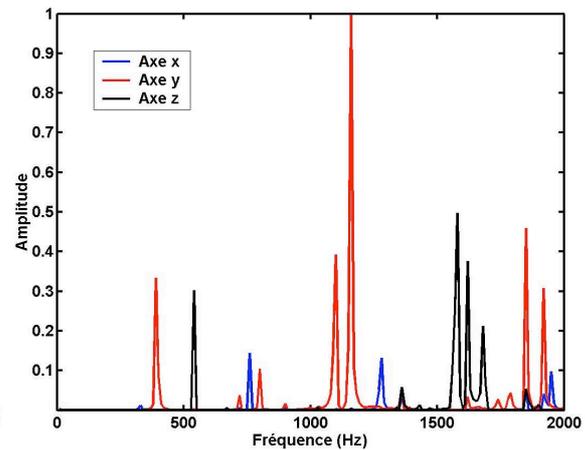
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure V-2 – Exemple de courbes FFT (a) éprouvette 1 (b) éprouvette 2
(c) éprouvette 3 (d) faisceau

Les résultats ont été obtenus à partir des résultats temporels des accéléromètres en utilisant *MATLAB*. Les différentes courbes sont relatives au changement de la position de l'accéléromètre dans le cas des éprouvettes, et aux accélérations selon les 3 directions (x , y et z) dans le cas du faisceau. L'analyse des courbes ne présente pas un intérêt en soi, seules les

valeurs des fréquences propres sont importantes car ils constituent notre paramètre de comparaison avec les simulations numériques. Ces fréquences propres expérimentales (Tableau V-1) sont les pics de résonance sur les courbes *FFT*. Comme montré sur la Figure V-2-b, les résultats dynamiques de l'éprouvette 2 ne sont pas exploitables.

	Éprouvette 1	Éprouvette 3	Faisceau
Mode 1	340	420	330
Mode 2	520		390
Mode 3	580		540
Mode 4	830		800
Mode 5	930		1100
Mode 6	1300		1390
Mode 7	1600		1470
Mode 8	1710		1580

Tableau V-1 – Fréquence propres expérimentales des éprouvettes et du faisceau (Hz)

V.4. Étude Numérique

V.4.1. Introduction

La structure réelle des éprouvettes et du faisceau a été représentée par les deux modèles « homogène » et « stratifié » afin de les tester en dynamique. Les matrices de rigidité équivalente issues du calcul *EF* en statique ont été employées dans les calculs dynamiques pour chacun des deux modèles. Deux méthodes de comparaison avec l'expérience sont possibles :

- la première consiste à comparer directement les courbes *FFT* expérimentales et numériques. Cette méthode nécessite un calcul dans le domaine temporel avec les mêmes paramètres d'essais : l'excitation, l'intervalle de temps et le pas de temps. Le temps de calcul pour cette méthode varie de l'ordre de plusieurs heures dans le cas des éprouvettes à l'ordre de plusieurs jours dans le cas du faisceau. Cette méthode est donc très lourde à appliquer, et par conséquent, nous ne l'utiliserons pas ;
- la deuxième méthode consiste à comparer les fréquences propres expérimentales (les pics sur les courbes *FFT*) et numériques. Les fréquences propres numériques sont déterminées d'un calcul des modes propres libres dans le domaine fréquentiel. Le temps de calcul de cette méthode est très réduit par rapport à la méthode temporelle. Cependant, une comparaison directe des résultats n'est pas possible. En effet, l'expérience ne permet pas de détecter tous les modes propres de la structure pour deux raisons : l'accéléromètre ne peut mesurer que les accélérations selon la direction dans laquelle il est calé. Par conséquent, les modes de torsion ainsi que les modes de flexion selon les deux axes autres que l'axe de l'accéléromètre ne peuvent pas être

détectés dans le cas des éprouvettes avec un seul accéléromètre. En outre, dans le calcul numérique apparaissent des modes dits « parasites » représentant les modes locaux. Nous employons cette méthode car elle offre un gain de temps important par rapport à la première méthode. Toutefois, il faut être prudent dans l'analyse des résultats, et il faut procéder à un filtrage des modes avant de pouvoir comparer les résultats numériques et expérimentaux.

V.4.2. Méthode de calcul

Nous présentons dans ce paragraphe la méthode numérique utilisée pour calculer les modes propres. Le calcul est fait avec le module *DYNAM* de *SAMCEF* qui permet le calcul des fréquences et des modes libres de vibration d'une structure élastique linéaire. Le problème de valeur propre associé à ce calcul peut-être écrit formellement comme suit :

$$[K] x = \omega^2 [M] x \quad V-1$$

où $[K]$ représente la matrice de rigidité, $[M]$ la matrice de masse, (x) un des modes de vibration et (ω) la fréquence angulaire associée à ce mode. Les composants du vecteur (x) sont les degrés de liberté de la structure, habituellement les déplacements (translations et rotations). On suppose que les structures analysées sont sans amortissement et exemptes de toutes forces externes. En particulier, les seules conditions aux limites autorisées sont la fixation de quelques degrés de liberté. L'algorithme utilisé dans *DYNAM* pour résoudre des problèmes de valeur propre est la méthode de *LANCZOS*. Il procède par des itérations successives de tous les degrés de liberté. Il est basé sur un arrangement itératif de la forme :

$$K q_{p+1} = M q_p \quad V-2$$

Le processus itératif est initialisé en utilisant le vecteur d'essai q_0 dont les composants sont aléatoirement générés. Chaque itération consiste à résoudre un ensemble d'équations linéaires. La matrice de $[K]$ est triangularisée avant de commencer le procédé d'itération. La triangularisation est faite à l'aide de la méthode frontale.

V.4.3. Comparaison des deux modèles

Les matrices de rigidité équivalentes calculées en statique ont été employées dans chacun des deux modèles « homogène » et « stratifié ». Des densités équivalentes ont été introduites pour chaque modèle en se basant sur les masses réelles des éprouvettes et non pas sur leurs masses théoriques. Cela permet de prendre en compte la masse du brasage. Cette masse est donc incluse dans la masse des passes à travers la densité équivalente de chacune. Toutes les structures sont laissées libres : tous les déplacements et toutes les rotations sont permis.

Les caractéristiques de maillage des différents modèles sont données dans le Tableau V-2. Pour les éprouvettes (Figure V-3 et Figure V-4), la taille de maille est identique à celle des

cellules chaude et froide pour les deux modèles « homogène » et « stratifié ». Pour le faisceau (Figure V-5), en raison de la grande taille du modèle, les mailles ont les mêmes dimensions que celles des cellules chaude et froide selon la direction (y), tandis que leurs dimensions selon les directions x et z sont $10*10mm^2$.

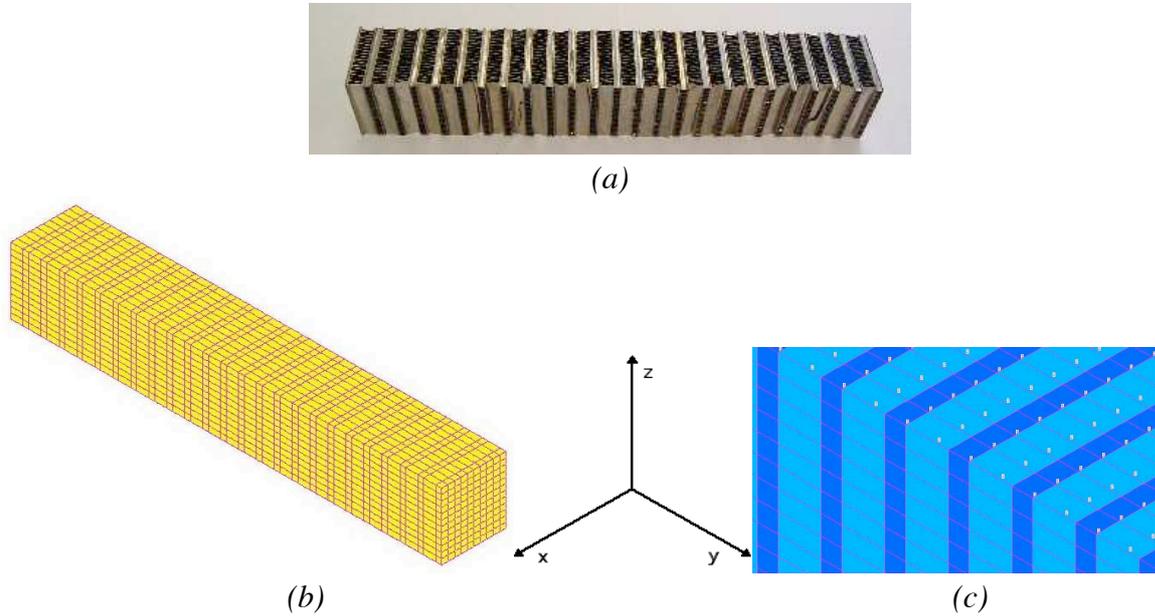


Figure V-3 – Eprouvette pour l'étude dynamique (a) éprouvette 1 (b) modèle EF de l'éprouvette 1 (c) zoom sur le modèle EF « stratifié »

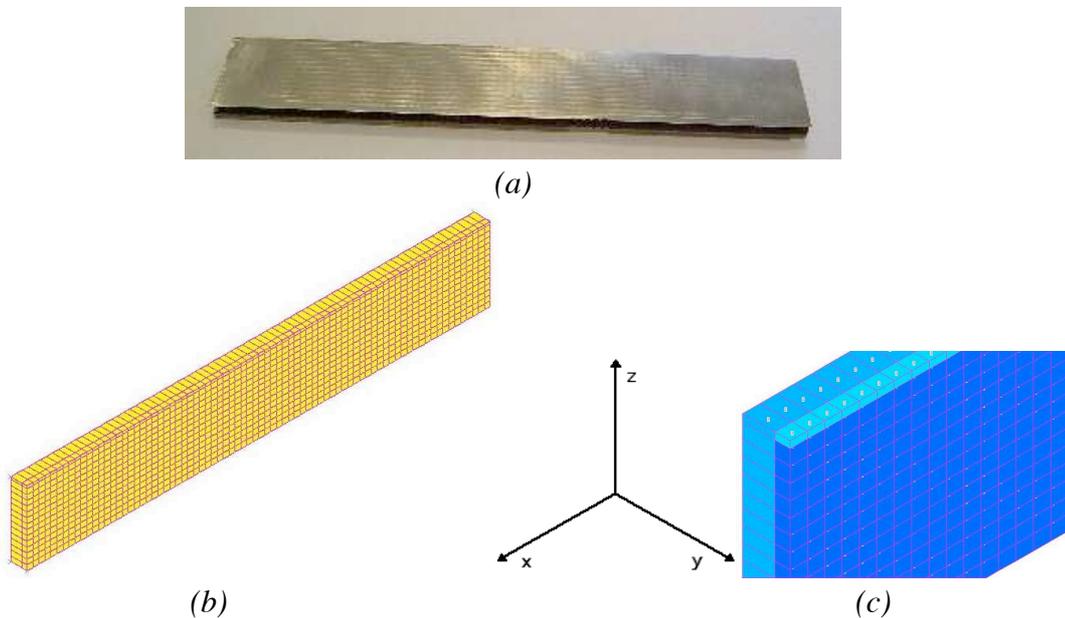


Figure V-4 – Eprouvette pour l'étude dynamique (a) éprouvette 3 (b) modèle EF de l'éprouvette 3 (c) zoom sur le modèle EF « stratifié »

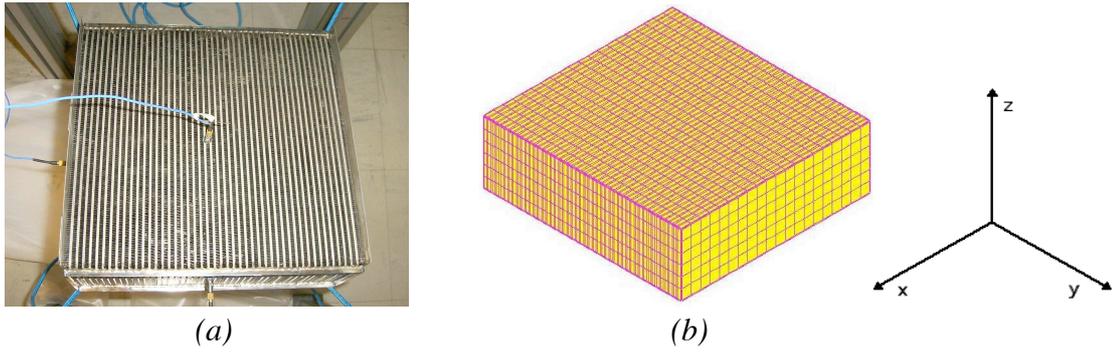
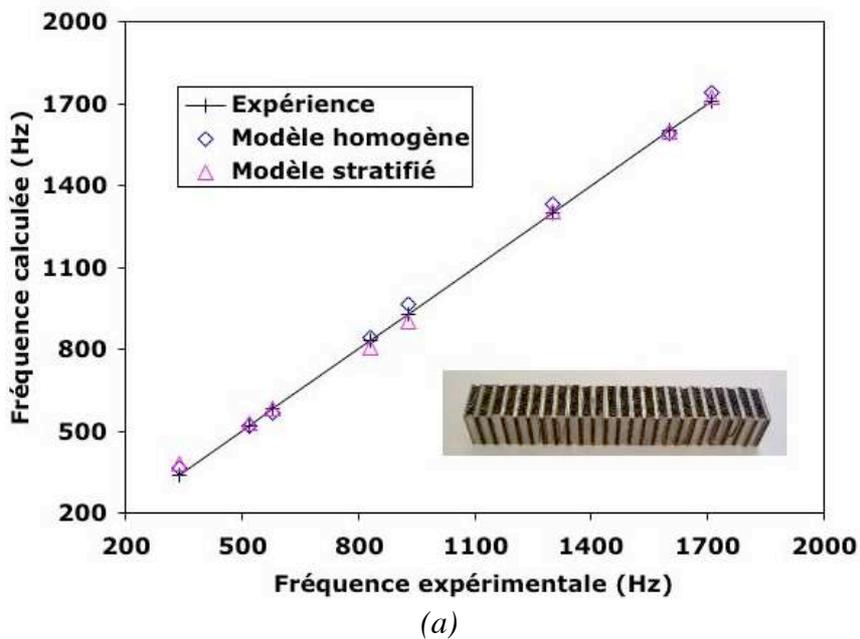


Figure V-5 – Faisceau testé en dynamique (a) structure réelle
(b) modèle EF du faisceau

	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments	Type d'éléments
Éprouvette 1	20241	5760	quadrangle
Éprouvette 3	10064	2340	quadrangle
Faisceau	41184	36480	quadrangle

Tableau V-2 – Caractéristiques des maillages des différents modèles EF

Une comparaison des résultats des deux modèles pour les éprouvettes et le faisceau est présentée dans la Figure V-6. Un complément sur l'étude dynamique est donné en annexe D.



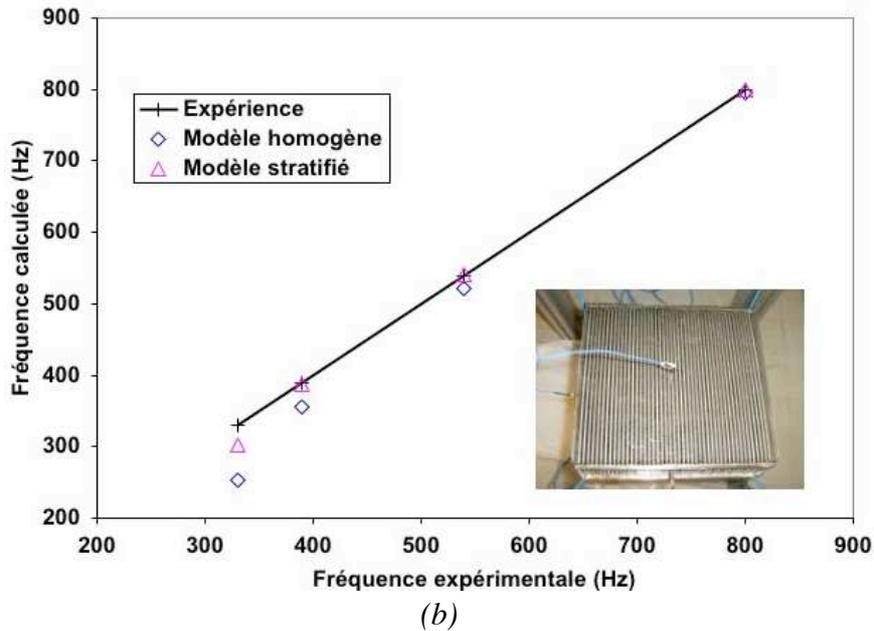


Figure V-6 – Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées
(a) éprouvette 1 (b) faisceau

D'une manière générale, ce type de graphes peut être interprété de la façon suivante : tous les points doivent se trouver sur ou au voisinage de la ligne de pente 1. Si tous les points se trouvent largement dispersés autour de cette ligne, il y a alors des insuffisances du modèle pour représenter l'essai. Si la dispersion est faible et aléatoirement distribuée autour de cette ligne, la modélisation est considérée comme satisfaisante. Lorsque les points dévient légèrement de la ligne « idéale » mais d'une manière systématique plutôt qu'aléatoire, l'erreur ne peut être attribuée aux incertitudes expérimentales ; on peut alors supposer qu'une caractéristique spécifique est responsable de la déviation.

Les deux modèles « homogène » et « stratifié » donnent des points distribués aléatoirement au voisinage de la ligne de pente 1 pour les éprouvettes, tandis que pour le faisceau, l'erreur est systématique et plus grande à basse fréquence qu'à haute fréquence. Les écarts maximaux entre les modèles et l'expérience sont donnés dans le Tableau V-3.

	modèle « homogène »		modèle « stratifié »	
	Écart max (%)	mode	Écart max (%)	mode
Éprouvette 1	6,47	1	11,18	1
Éprouvette 3	-3,81	1	7,86	1
Faisceau	-23	1	-8,48	1

Tableau V-3 – Ecart maximum des fréquences propres calculées par rapport aux fréquences propres expérimentales

Vu que l'écart reste faible entre les résultats (<25%), notre conclusion est que les deux modèles « homogène » et « stratifié » sont aptes pour étudier le comportement dynamique du faisceau, le modèle « stratifié » offrant des meilleurs résultats.

V.5. Conclusion

La capacité des deux modèles « homogène » et « stratifié » de prédire le comportement dynamique du faisceau a été étudiée dans ce chapitre. Les résultats des modèles numériques et expérimentaux montrent que, les deux modèles « homogène » et « stratifié » semblent aptes pour modéliser le comportement dynamique du faisceau, le modèle « stratifié » étant plus précis que le modèle « homogène ». L'intérêt de ces modèles est l'absence de tout type de recalage. Ainsi, leur utilisation peut être étendue à d'autres types des faisceaux ayant différentes géométries d'intercalaires.

CHAPITRE VI Influence de la Géométrie

Dans ce chapitre, nous évaluons le modèle « théorique » du faisceau par rapport à un modèle qui prend en compte la forme réelle d'intercalaires. Ensuite, nous étudions l'influence des paramètres géométriques sur le comportement du modèle « théorique » du faisceau.

VI.1. Introduction

En raison du procédé de brasage, la forme réelle des intercalaires est rarement identique à une forme théorique « idéale ». Pour assurer la tenue et le bon fonctionnement de l'échangeur, des critères d'acceptation des faisceaux brasés existent. Cette forme réelle pourrait influencer à la fois le comportement et l'endommagement du faisceau.

Dans cette optique, ce chapitre est consacré, d'abord, à l'évaluation du modèle « théorique » et à l'estimation de l'intérêt de reproduire exactement les formes d'intercalaire. Cette évaluation est faite en comparant les résultats du modèle « théorique » à ceux des modèles numériques (appelés modèles « réels ») générés en considérant la forme réelle des intercalaires. Deux modèles sont considérés : le premier modèle prend en compte la forme initiale des intercalaires, et le deuxième celle des intercalaires froids redressés. Les caractéristiques mécaniques de ces modèles « réels » seront comparées avec les résultats du modèle « théorique » décrits dans les chapitres précédents.

La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à l'exploitation du modèle « théorique » à travers une étude de sensibilité des différents paramètres géométriques sur les caractéristiques mécaniques du faisceau données par notre modèle. Ces paramètres sont l'absence des congés « sc », l'épaisseur d'intercalaire « e » et des plaques d'intercalaires « t », le pas d'intercalaire chaud « p_c » et froid « p_f », et la hauteur d'intercalaire chaud « h_c » et froid « h_f ». Chaque paramètre sera étudié de manière indépendante via des simulations numériques. Pour chaque simulation, la valeur d'un paramètre est doublée et les caractéristiques mécaniques sont recalculées, et comparées à celles de l'état initial (IV.5). Cette comparaison présente un intérêt industriel. En effet, elle permet au constructeur de mieux connaître l'effet et les tolérances de chaque paramètre. L'objectif final est d'améliorer le procédé de fabrication en réduisant le coût de la fabrication. Tous les écarts dans ce chapitre sont calculés par rapport aux résultats du modèle théorique.

VI.2. Modélisation de la Forme Réelle des Intercalaires

VI.2.1. Introduction

Figure VI-1 montre un croquis de la forme théorique du faisceau et deux images de la forme réelle initiale et redressée des intercalaires. Le procédé de brasage est le responsable principal de cette forme initiale des intercalaires. En effet, il semble que les sollicitations thermomécaniques liées à ce procédé d'assemblage sont à l'origine de cette forme des intercalaires. La forme redressée des intercalaires est observée lors de dépassement d'un seuil de chargement pendant l'essai de traction selon la direction (y) perpendiculaire aux passes. En service, ce seuil peut être atteint dans des cas de panne de l'échangeur. Sous un chargement en traction, les intercalaires peuvent donc se redresser. Mais au lieu de retrouver une forme théorique (forme idéale), ils se redressent en formant un angle (α) entre eux. Cet angle, relevé à l'aide du projecteur de profil, est de l'ordre de 12° .

Ces différences de formes dans les intercalaires peuvent altérer le comportement du faisceau selon certaines directions, et par conséquent, modifier la matrice de rigidité du faisceau. Ceci influencera également le comportement dynamique du faisceau étant donné le changement dans la matrice de rigidité (cf. V.4.4). L'influence de ces deux formes (réelles et redressées) d'intercalaires sur le comportement du faisceau fait l'objet de ce paragraphe.

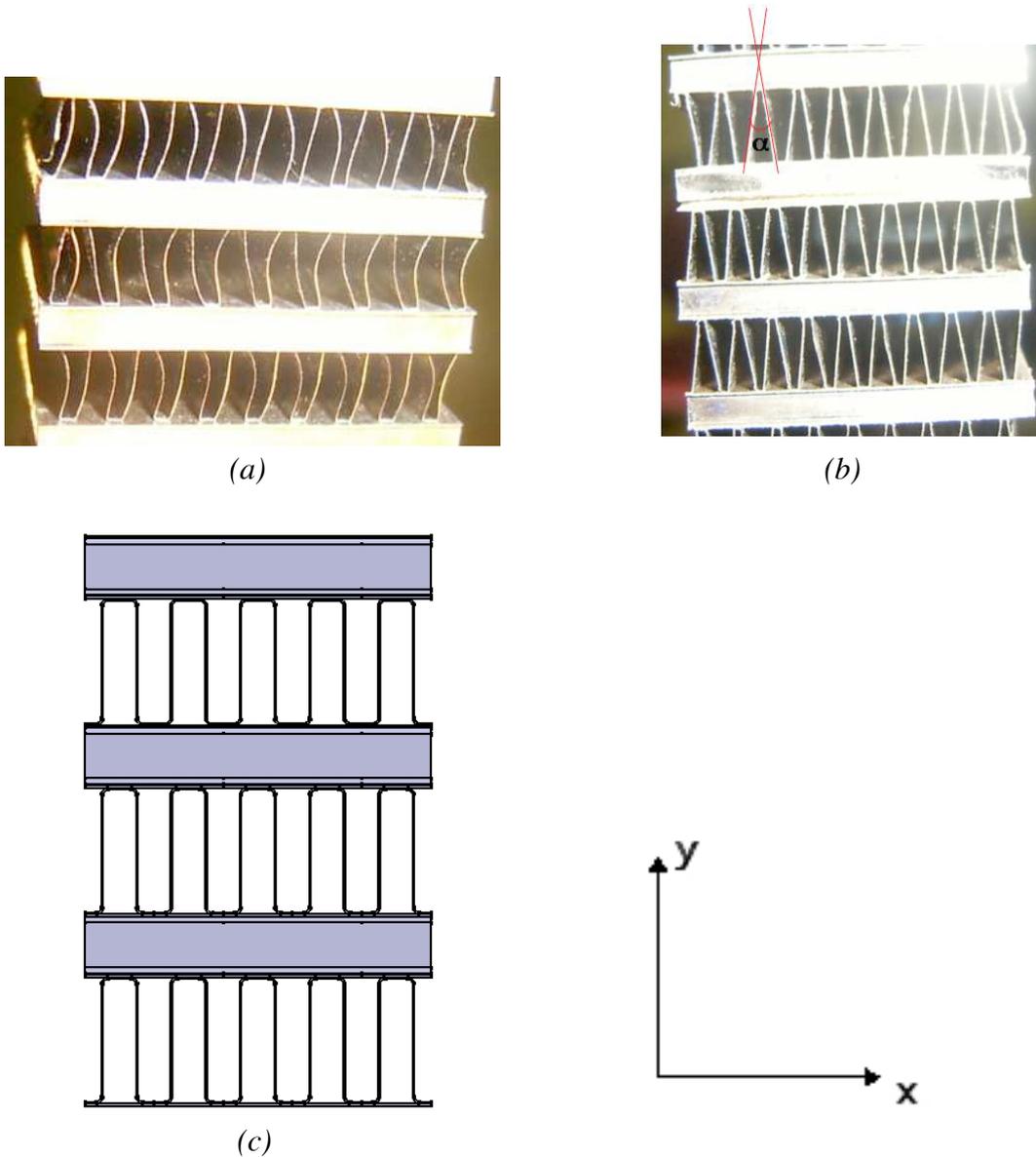


Figure VI-1 – Passes froides (a) forme réelle initiale d'intercalaires (b) forme redressée d'intercalaires (c) forme théorique d'intercalaires

VI.2.2. Modélisation de la forme réelle initiale d'intercalaires

Pour générer des modèles numériques à partir de la géométrie réelle d'intercalaires, des images agrandies d'une passe froide et d'une passe chaude ont été prises à l'aide du projecteur de profil (Figure VI-2). La forme réelle d'intercalaires est plus au moins régulière dans la même passe, mais peut avoir des orientations différentes d'une passe à l'autre.

Au lieu de tracer point par point la forme réelle d'intercalaires, ce dernier a été supposé être formé de plusieurs arcs de cercles tangents entre eux. Ce modèle est simple à construire, et peut être varié facilement en changeant les caractéristiques géométriques des arcs (centre, rayon) tout en préservant les mêmes tangences entre eux. Les calculs EF ont été réalisés sur les cellules et le motif (Figure VI-3). Les mêmes conditions aux limites et les cas de charge utilisés dans l'étude statique (cf. IV.5.2.1) ont été appliqués.

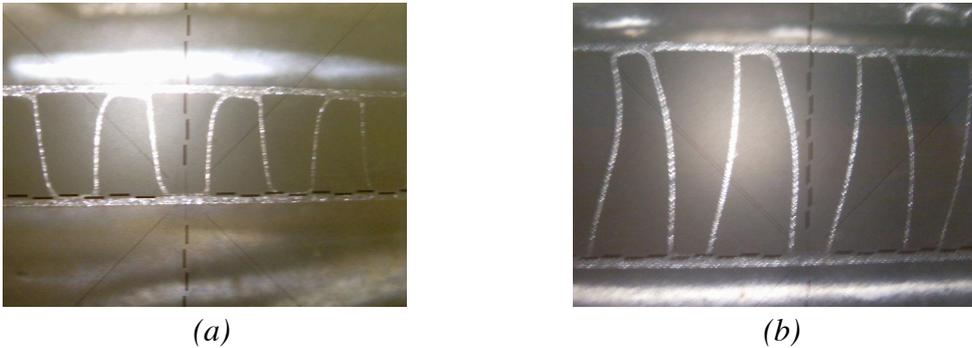


Figure VI-2 – Forme réelle initiale d'intercalaire (a) chaud (b) froid

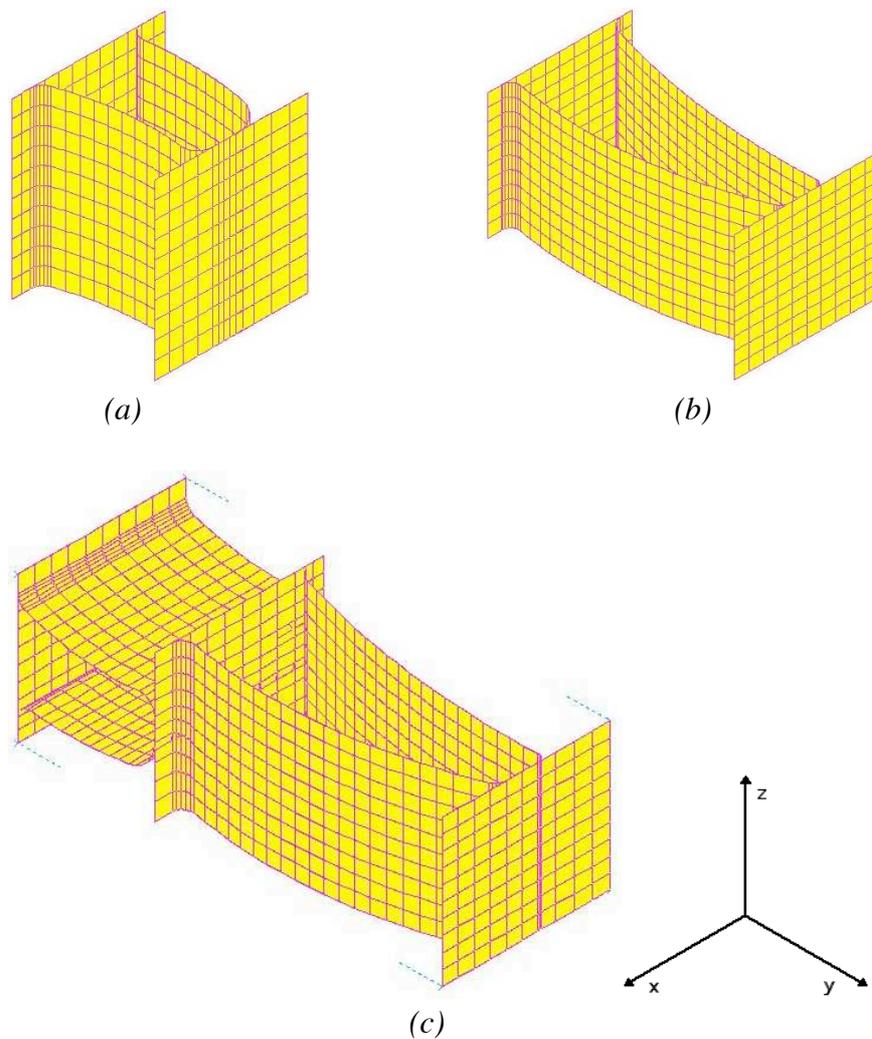


Figure VI-3– Modèles numériques de la forme réelle initiale d'intercalaires (a) cellule chaude (b) cellule froide (c) motif

Les écarts relatifs entre les modules sont calculés dans chaque cas (Tableau VI-1 à 3). Concernant les modules de traction, seul le module $E_y^{éq}$ a baissé pour les deux cellules, conduisant à son abaissement pour le motif aussi. L'abaissement du module $E_y^{éq}$ est expliqué par l'inclinaison des intercalaires par rapport à la verticale, qui favorise la flexion à la traction, et par conséquent, conduit à un assouplissement de la structure.

Concernant les modules en cisaillement, le module $G_{xy}^{éq}$ a augmenté considérablement pour la cellule froide (193,16%) et baissé faiblement pour la cellule chaude (-15,70%). Le module $G_{yz}^{éq}$ a augmenté pour la cellule chaude (46,95%) et baissé pour la cellule froide (-49,84%). Le module $G_{xz}^{éq}$ n'a pas été affecté pour les deux cellules car il est régi par le comportement des plaques.

Le module $G_{xy}^{éq}$ (respectivement $G_{yz}^{éq}$) du motif est contrôlé par le comportement de la cellule froide (respectivement chaude) étant donné que la cellule froide (respectivement chaude) est l'élément le plus souple de la structure selon ces directions. Le module $G_{xz}^{éq}$, tout comme pour les cellules, étant contrôlé par le comportement des plaques, n'a pas été trop influencé (<8%).

Modules (MPa)	Résultat de la cellule théorique	fri	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	23260	23380	0,52
$E_y^{éq}$	380	240	-36,84
$E_z^{éq}$	12000	11640	-3
$G_{xy}^{éq}$	3440	2900	-15,70
$G_{yz}^{éq}$	6,56	9,64	46,95
$G_{xz}^{éq}$	4700	4650	-1,06

Tableau VI-1 – Comparaison des caractéristiques mécaniques entre la forme théorique et la forme réelle initiale (fri) d'intercalaires pour une cellule chaude

Modules (MPa)	Résultat de la cellule théorique	fri	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	5630	5560	-1,24
$E_y^{éq}$	630	350	-44,44
$E_z^{éq}$	15110	15040	-0,46
$G_{xy}^{éq}$	1,17	3,43	193,16
$G_{yz}^{éq}$	3190	1600	-49,84
$G_{xz}^{éq}$	2190	2180	-0,46

Tableau VI-2 - Comparaison des caractéristiques mécaniques entre la forme théorique et la forme réelle initiale (fri) d'intercalaires pour une cellule froide

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	fri	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	10830	-4,67
$E_y^{éq}$	520	310	-40,38
$E_z^{éq}$	14200	13130	-7,54
$G_{xy}^{éq}$	1,70	5,84	244
$G_{yz}^{éq}$	21,40	31	44,86
$G_{xz}^{éq}$	3060	2840	-7,19

Tableau VI-3 - Comparaison des caractéristiques mécaniques entre la forme théorique et la forme réelle initiale (fri) d'intercalaires pour un motif

Un changement dans les propriétés mécaniques du faisceau influence son comportement dynamique. Pour estimer ce changement, des calculs dynamiques ont été réalisés sur le modèle « homogène » du faisceau en utilisant les matrices de rigidité issues du calcul statique. Le modèle « homogène réel » (Figure VI-4), prenant en compte la forme réelle initiale d'intercalaires, présente moins d'écarts avec l'expérience (-15,76%) que le modèle « homogène théorique » (-23%). Ce résultat est en contradiction avec les résultats statiques où le modèle « théorique » présente moins d'écart avec l'expérience que le modèle « réel ». Cela peut s'expliquer par le fait que les effets des variations des modules statiques se compensent dans le calcul dynamique pour finalement donner un résultat plus proche des résultats expérimentaux.

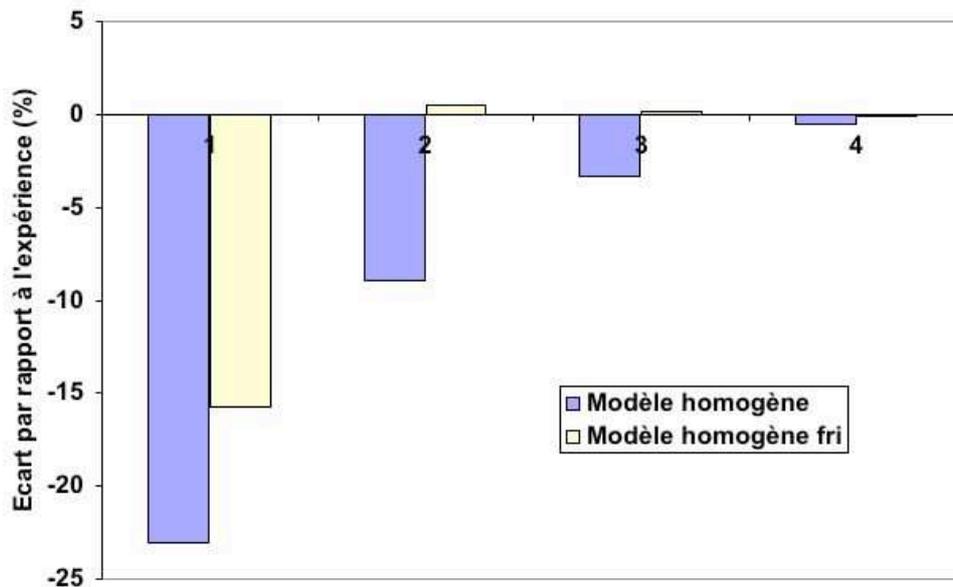


Figure VI-4 - Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour le faisceau

VI.2.3. Modélisation de la forme redressée d'intercalaire

En raison de leur hauteur importante par rapport à celle de la passe chaude, seule la forme inclinée des intercalaires redressés des passes froides a une influence remarquable sur le comportement. Par conséquent, seule la géométrie de l'intercalaire froid a été modifiée dans les simulations (Figure VI-5-a) et les résultats ont été comparés à ceux du motif théorique (Tableau VI-4). Ces calculs ont montré que seuls les modules $E_y^{éq}$ (-25%) et $G_{xy}^{éq}$ (549%) sont influencés par la modification de la géométrie (inclinaison), étant donné que les deux modules sont fortement influencés par la forme de l'intercalaire froid (Figure VI-5-b et c).

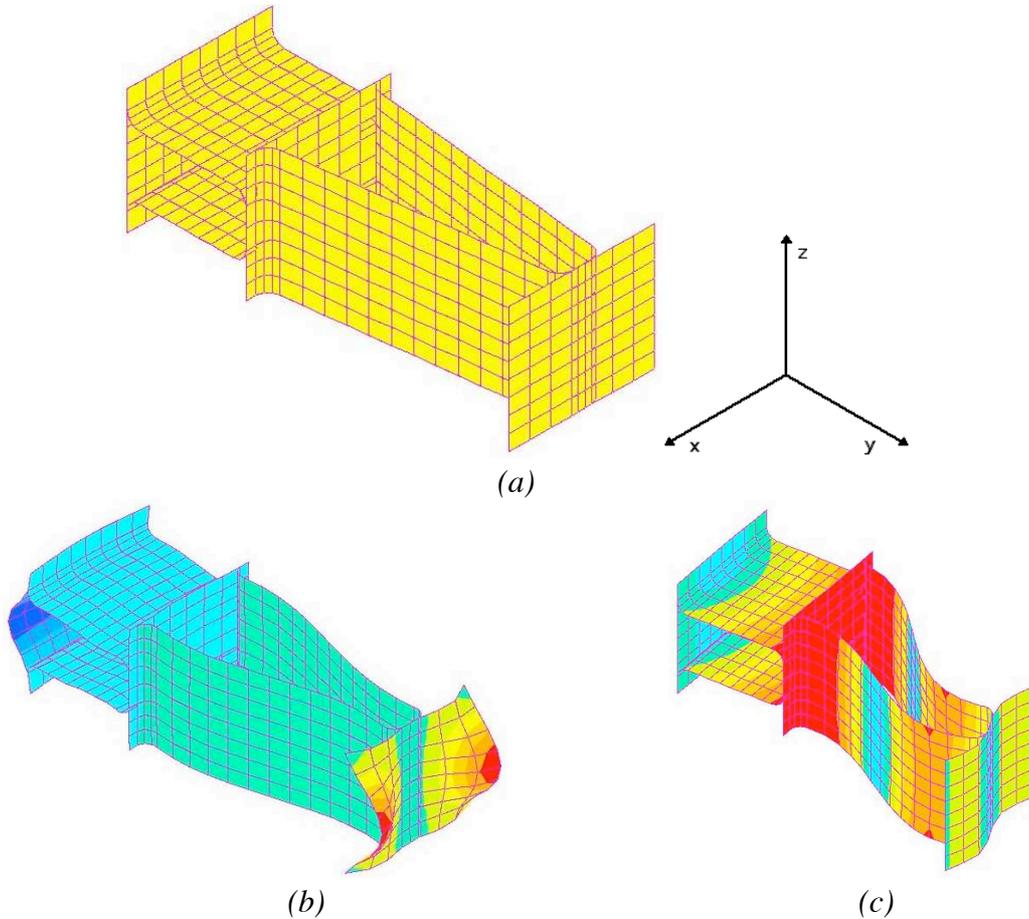


Figure VI-5 – Modélisation de la forme redressée inclinée (ir) de l'intercalaire froid
 (a) Modèle EF (b) déformé selon la direction (y) (c) cisaillement selon (xy)

Modules (MPa)	Résultats du motif théorique	<i>ir</i>	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	10950	-3,61
$E_y^{éq}$	520	390	-25
$E_z^{éq}$	14200	13660	-3,80
$G_{xy}^{éq}$	1,70	11,04	549
$G_{yz}^{éq}$	21,40	21,19	-0,98
$G_{xz}^{éq}$	3060	2890	-5,56

Tableau VI-4 – Influence de la forme redressée d’intercalaire froid (*ir*) sur les caractéristiques mécaniques du motif

VI.2.4. Conclusion

Concernant la modélisation prenant en compte la forme d’intercalaire redressé, le module de cisaillement $G_{xy}^{éq}$ est le plus affecté. Le module $E_y^{éq}$ varie également d’une valeur de 25% ($0.39GPa$). Néanmoins, la valeur ainsi obtenue ne correspond pas au module d’élasticité trouvé expérimentalement lors des charges/décharges ($3GPa$) associées à la géométrie d’intercalaires redressés modélisés. Il semblerait donc que les plastifications locales ayant lieu à ces niveaux de chargement ne modifient pas que la forme des intercalaires mais altèrent également les autres éléments constitutifs du faisceau.

La modélisation de la forme réelle initiale des intercalaires conduit à des résultats statiques plus éloignés de l’expérience que le modèle « théorique ». En réalité, les formes d’intercalaires ne sont pas strictement identiques d’une passe à une autre et même au sein d’une passe. Notre approche, basée sur l’équivalence de rigidité d’une cellule élémentaire et de la structure ne peut donc tenir compte de la disparité des formes au sein du faisceau. Le modèle théorique constitue en revanche une sorte de moyenne des différentes formes réelles d’intercalaires du faisceau et s’avère être plus représentatif du comportement statique global du faisceau. Une amélioration de la modélisation prenant en compte ces différences de forme devrait donc inclure un traitement statistique pour être plus pertinente. Cependant, d’un point de vue dynamique, le modèle « réel » est plus performant que le modèle « théorique ». En plus de ces tendances contradictoires sur les résultats statiques et dynamiques, le modèle « réel » nécessite une démarche empirique et, par conséquent, ne peut être facilement étendu à d’autres faisceaux. Étant donné que le modèle « théorique » donne des résultats satisfaisants en statique et en dynamique (<25% d’écart), nous nous limiterons dans la suite au cas théorique.

VI.3. Influence des Paramètres Géométriques Théoriques

VI.3.1. Introduction

Dans ce paragraphe, l'influence des paramètres géométriques sur les propriétés mécaniques du faisceau est étudiée. Des simulations numériques sont faites sur le modèle « théorique ». Au total six cas de chargement, 3 tractions et 3 cisaillements, sont considérés. Pour chaque simulation, la valeur d'un paramètre est doublée et les caractéristiques mécaniques sont recalculées, et comparées à celles de l'état initial. Ce facteur 2 a été choisi arbitrairement pour obtenir des tendances marquées sur l'influence des différents paramètres, et ne correspond ni aux tolérances de fabrication ni à l'observation de « défauts » présents dans le faisceau.

VI.3.2. Influence des congés

Pour étudier l'influence des congés sur les caractéristiques mécaniques du faisceau, le motif est modélisé sans les congés (Figure VI-6). Les résultats (Tableau VI-5) montrent que l'absence des congés n'a d'influence importante que sur le module de traction équivalent selon l'orientation (y), $E_y^{éq}$ (201,92% d'écart). Ceci signifie que la rigidité de la structure augmente de manière importante selon cette direction. Ce résultat est attendu car selon les directions (x) et (z), la forme d'intercalaire n'a pas d'influence sur la rigidité, et c'est seulement la surface d'intercalaires qui compte. Parmi les modules de cisaillement, seuls $G_{xy}^{éq}$ et $G_{yz}^{éq}$ sont influencés respectivement par la rigidité des parois des intercalaires froids et chauds, tandis que le module $G_{xz}^{éq}$ est régi par la rigidité des plaques d'intercalaires.

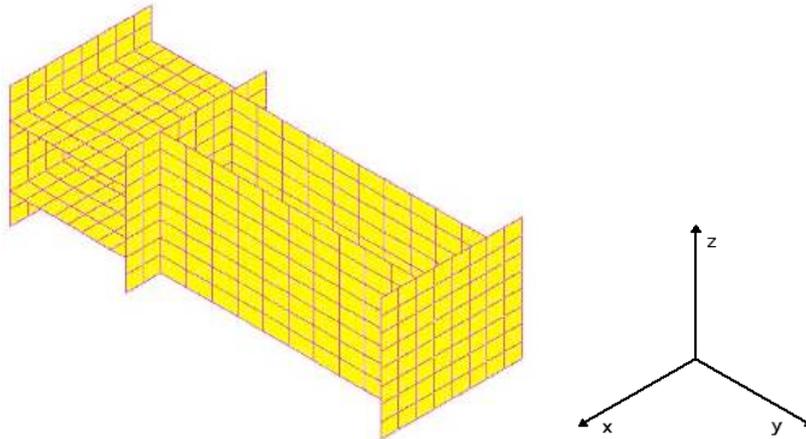


Figure VI-6 – Modélisation du motif sans les congés

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	sc	Écart relatif entre les modules(%)
$E_x^{éq}$	11360	12510	10,12
$E_y^{éq}$	520	1570	201,92
$E_z^{éq}$	14200	14970	5,42
$G_{xy}^{éq}$	1,70	1,76	3,53
$G_{yz}^{éq}$	21,40	21,80	1,87
$G_{xz}^{éq}$	3060	3430	12,09

Tableau VI-5 – Influence de l'absence des congés sur les caractéristiques mécaniques du motif

VI.3.3. Influence de l'épaisseur des intercalaires

L'épaisseur (e) des intercalaires influence toutes les caractéristiques mécaniques sauf le module $G_{xz}^{éq}$ qui est régi par la rigidité des plaques d'intercalaires (Tableau VI-6). L'influence est faible pour les modules en traction, et maximale pour les modules de cisaillement $G_{xy}^{éq}$ et $G_{yz}^{éq}$. Bien que l'écart pour ces deux derniers modules est important, leurs valeurs restent faibles (l'ordre de quelques MPa) par rapport aux autres modules, influençant donc faiblement le comportement global du faisceau. Ceci est dû à la souplesse de l'intercalaire froid (respectivement chaud) selon xy (respectivement yz). L'augmentation de la section de l'intercalaire chaud (respectivement froid) selon la direction (x) (respectivement z) est responsable de l'augmentation du module $E_x^{éq}$, (respectivement $E_z^{éq}$), tandis que l'augmentation de la section des deux intercalaires selon la direction (y) est responsable de l'augmentation dans la valeur du module $E_y^{éq}$.

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	$2*e$	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	15770	38,82
$E_y^{éq}$	520	570	9,62
$E_z^{éq}$	14200	21260	49,72
$G_{xy}^{éq}$	1,70	12,70	647
$G_{yz}^{éq}$	21,40	141,45	561
$G_{xz}^{éq}$	3060	3100	1,31

Tableau VI-6 – Influence de l'épaisseur (e) des intercalaires sur les caractéristiques mécaniques du motif

VI.3.4. Influence de l'épaisseur des plaques d'intercalaires

L'épaisseur des plaques d'intercalaires (t) n'a pas d'influence sur les deux modules de cisaillement $G_{xy}^{éq}$ et $G_{yz}^{éq}$ qui sont régis respectivement par la rigidité des intercalaires froid et chaud (Tableau VI-7). L'influence est moyenne sur les modules ($E_x^{éq}$, $E_z^{éq}$, $G_{xz}^{éq}$) et maximale pour $E_y^{éq}$. Ceci est dû au fait que selon la direction (y), les plaques d'intercalaires travaillent en flexion où le module de rigidité en flexion, D , est donné par :

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad VI-1$$

avec t l'épaisseur de la plaque, E le module d'Young et ν le coefficient du Poisson.

Une augmentation de l'épaisseur augmente considérablement la rigidité des plaques, et par conséquent, celle du motif.

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	2*t	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	17260	52
$E_y^{éq}$	520	1760	238,46
$E_z^{éq}$	14200	20000	40,85
$G_{xy}^{éq}$	1,70	1,78	4,71
$G_{yz}^{éq}$	21,40	21,32	-0,37
$G_{xz}^{éq}$	3060	4920	60,78

Tableau VI-7 – Influence de l'épaisseur des plaques d'intercalaires (t) sur les caractéristiques mécaniques du motif

VI.3.5. Influence du pas des intercalaires

Quand le pas de l'intercalaire chaud (respectivement froid) est doublé, la longueur du motif selon (z) (respectivement x) est ainsi doublée (Figure VI-7-c et e). Par conséquent, la flexion de la plaque d'intercalaire chaud (respectivement froid) devient plus importante (Figure VI-7 d et f), conduisant à plus de souplesse du motif selon la direction (y) (Tableau VI-8 et Tableau VI-9). L'influence du pas d'intercalaire chaud (respectivement froid), sur $G_{yz}^{éq}$ (respectivement $G_{xy}^{éq}$) est importante (-60,93 et -52,35%). Toutefois, leurs valeurs restent négligeables par rapport aux autres modules (8,36 et 0,81MPa), ce qui n'apporte pas un changement considérable au comportement du motif. L'influence du pas d'intercalaire sur les autres propriétés est moins de 20%.

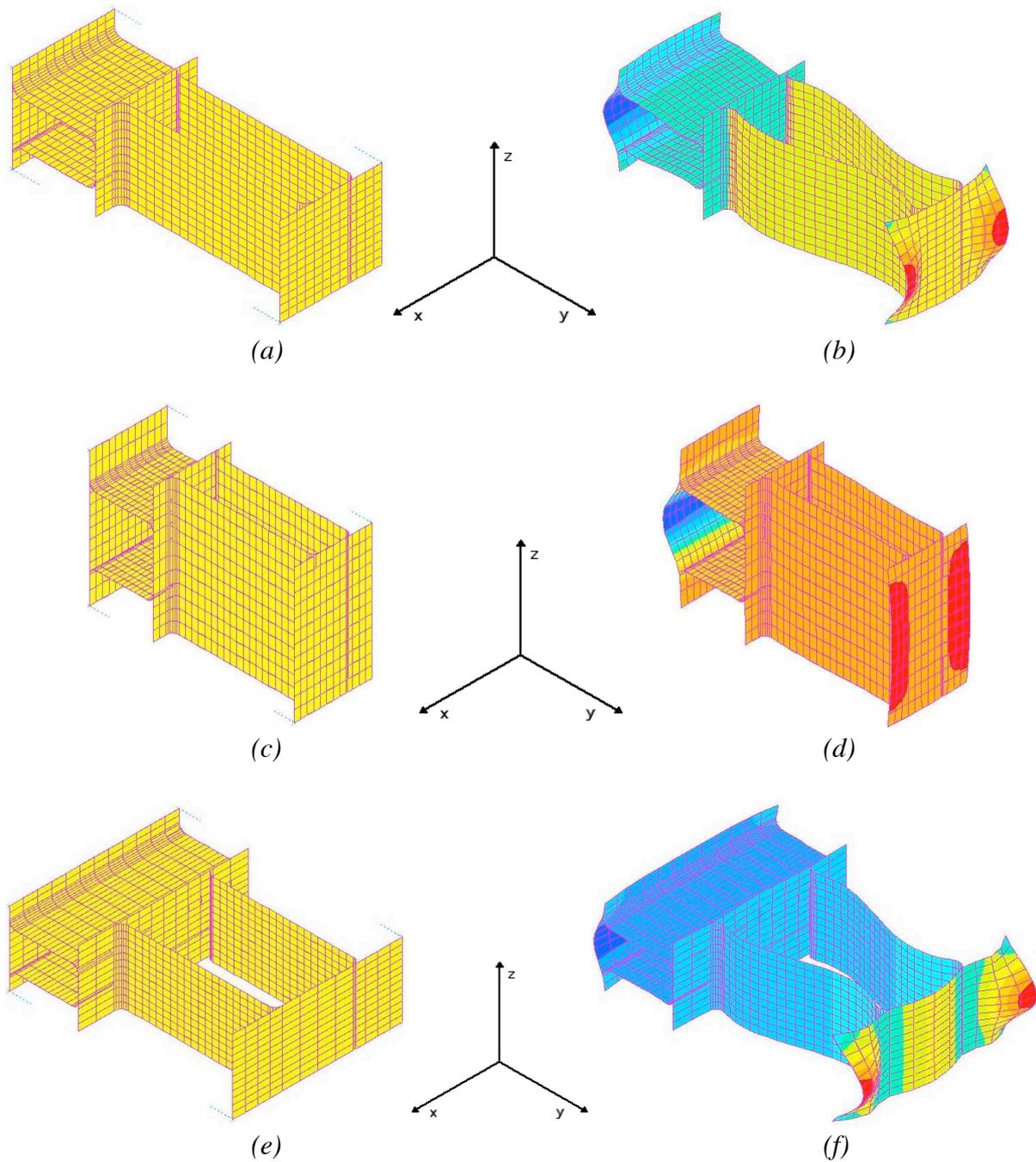


Figure VI-7 – Influence du pas d'intercalaire sur les caractéristiques mécaniques :
 (a) motif théorique, (b) sa déformée selon y, (c) motif avec un pas d'intercalaire
 chaud doublé, (d) sa déformée selon y, (e) motif avec un pas d'intercalaire
 froid doublé et (f) sa déformée selon y

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	$2*p_c$	Écart relatif entre les modules(%)
$E_x^{éq}$	11360	10090	-11,18
$E_y^{éq}$	520	100	-80,77
$E_z^{éq}$	14200	14360	1,13
$G_{xy}^{éq}$	1,70	1,73	1,76
$G_{yz}^{éq}$	21,40	8,36	-60,93
$G_{xz}^{éq}$	3060	2840	-7,19

Tableau VI-8 – Influence du pas d'intercalaire chaud (p_c) sur les caractéristiques mécaniques du motif

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	$2*p_f$	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	11560	1,76
$E_y^{éq}$	520	200	-61,54
$E_z^{éq}$	14200	11490	-19,08
$G_{xy}^{éq}$	1,70	0,81	-52,35
$G_{yz}^{éq}$	21,40	19,07	-10,89
$G_{xz}^{éq}$	3060	2850	-6,86

Tableau VI-9 – Influence du pas d'intercalaire froid (p_f) sur les caractéristiques mécaniques du motif

VI.3.6. Influence de la hauteur des intercalaires

Quand la hauteur d'intercalaire chaud (respectivement froid) est doublée (Figure VI-8), la longueur totale du motif selon la direction (y), ainsi que la distance entre la plaque chaude (respectivement froide) et la plaque du milieu augmente. Cela change presque tous les modules (Tableau VI-10 et Tableau VI-11).

Rappelons que le module équivalent en traction $E_i^{éq}$ du motif selon une direction considérée (i) est calculé par :

$$E_i^{éq} = \frac{k_i^{éq} \cdot l_i}{S_i^{éq}} \quad \text{VI-2}$$

où $k_i^{éq}$, l_i , et $S_i^{éq}$ sont respectivement la raideur équivalente, la longueur et la surface transverse homogène de la cellule selon la direction (i).

Quand « h_c » augmente, $k_x^{éq}$ et $S_x^{éq}$ augmentent de la même proportion et, par conséquent, $E_x^{éq}$ reste quasi inchangé (-2,99%). En revanche, lorsque « h_f » augmente, seul $S_x^{éq}$ augmente, et par conséquent, $E_x^{éq}$ décroît (-39,96%). Un raisonnement similaire montre que $E_z^{éq}$ décroît plus avec « h_c » (-23,45% d'écart) qu'avec « h_f » (-15,63%).

Une augmentation de « h_c » ou « h_f » fait accroître l_y , alors que $k_y^{éq}$ et $S_y^{éq}$ restent constantes, ce qui conduit à un accroissement du module $E_y^{éq}$.

Les modules équivalents en cisaillement peuvent être calculés par la relation :

$$G_{ij}^{éq} = \frac{\tau_{ij}^{éq}}{\gamma_{ij}} \quad \text{VI-3}$$

où, $G_{ij}^{éq}$, $\tau_{ij}^{éq}$ et γ_{ij} présentent respectivement, le module de cisaillement équivalent selon (ij), la contrainte et la déformation équivalente dans le plan (ij).

Lorsque « h_c » ou « h_f » augmente, $\tau_{xz}^{éq}$ augmente tandis que γ_{xz} reste constante et, par conséquent, $G_{xz}^{éq}$ diminue. Quand « h_c » augmente, γ_{xy} et γ_{yz} restent quasi inchangés, tandis que $\tau_{xy}^{éq}$ croît et $\tau_{yz}^{éq}$ décroît. C'est pourquoi $G_{xy}^{éq}$ croît tandis que $G_{yz}^{éq}$ décroît. En revanche, la tendance inverse est observée quand « h_f » augmente, car la valeur de $G_{xy}^{éq}$ décroît et $G_{yz}^{éq}$ accroît.

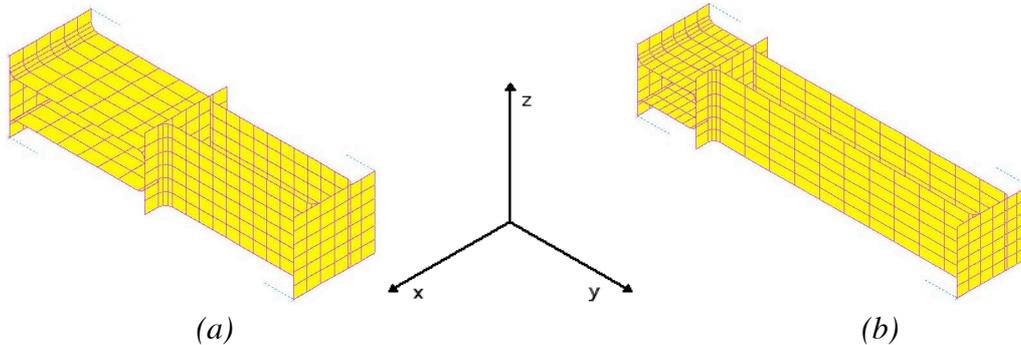


Figure VI-8 – Motif avec (a) hauteur d'intercalaire chaud doublée
(b) hauteur d'intercalaire froid doublée

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	$2*h_c$	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	11030	-2,99
$E_y^{éq}$	520	600	15,38
$E_z^{éq}$	14200	10870	-23,45
$G_{xy}^{éq}$	1,70	2,27	33,53
$G_{yz}^{éq}$	21,40	3,12	-85,42
$G_{xz}^{éq}$	3060	2100	-31,37

Tableau VI-10 – Influence de la hauteur d'intercalaire chaud (h_c) sur les caractéristiques mécaniques du motif

Modules (MPa)	Résultat du motif théorique	$2*h_f$	Écart relatif entre les modules (%)
$E_x^{éq}$	11360	6820	-39,96
$E_y^{éq}$	520	750	44,23
$E_z^{éq}$	14200	11980	-15,63
$G_{xy}^{éq}$	1,70	0,36	-78,82
$G_{yz}^{éq}$	21,40	32,43	51,54
$G_{xz}^{éq}$	3060	1650	-46,08

Tableau VI-11 – Influence de la hauteur d'intercalaire froid (h_f) sur les caractéristiques mécaniques du motif

VI.3.7. Synthèse

Nous présentons dans ce paragraphe un récapitulatif des résultats des simulations entreprises pour étudier l'effet de la variation de plusieurs paramètres sur le comportement des éprouvettes de laboratoire et du faisceau. Figure VI-9 regroupe les écarts relatifs obtenus pour tous les modules de traction et de cisaillement, tandis que la Figure VI-10 présente l'influence de variation d'un paramètre (valeur doublée) sur chaque module. Les deux figures nous permettent de déduire que le module :

- $E_x^{éq}$ croît avec « e » et « t » mais décroît avec « h_f »,
- $E_y^{éq}$ croît avec « sc », « t » et « h_f » mais décroît avec « p_c » et « p_f »,
- $E_z^{éq}$ croît avec « e », « t » et « h_c »,
- $G_{xy}^{éq}$ croît considérablement avec « e », mais décroît avec « p_f » et « h_f »,
- $G_{yz}^{éq}$ croît considérablement avec « e » mais décroît avec « p_c » et « h_c »,

- $G_{xz}^{éq}$ croît moyennement avec « sc » et davantage avec « t » mais décroît avec « h_c » et « h_f ».

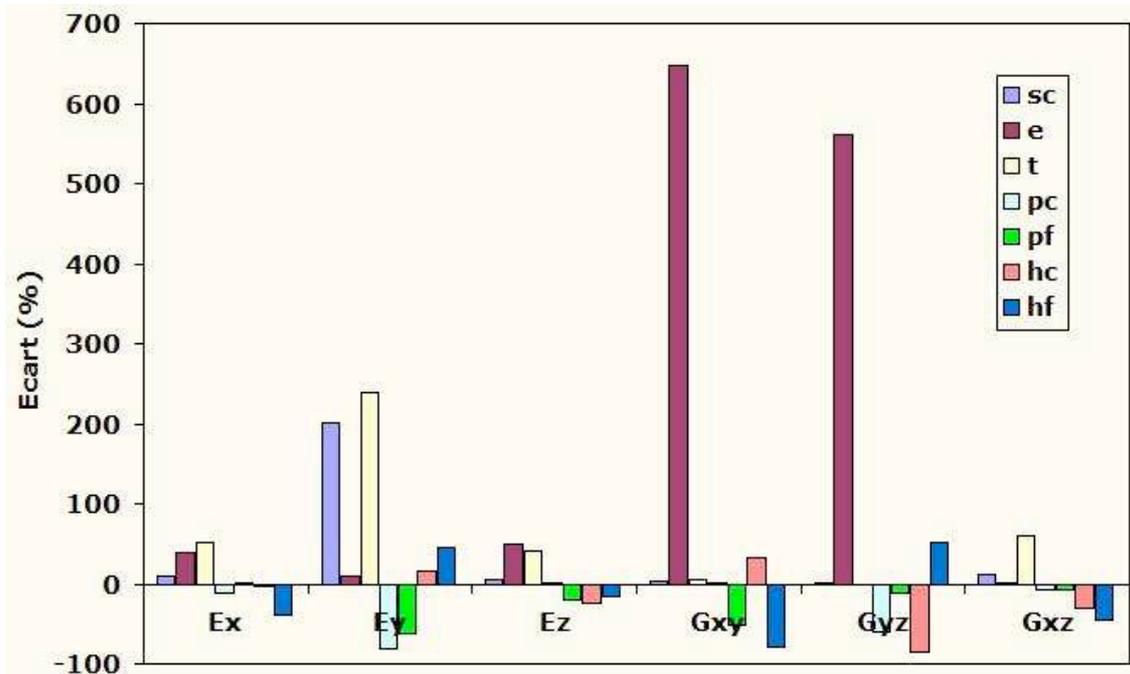
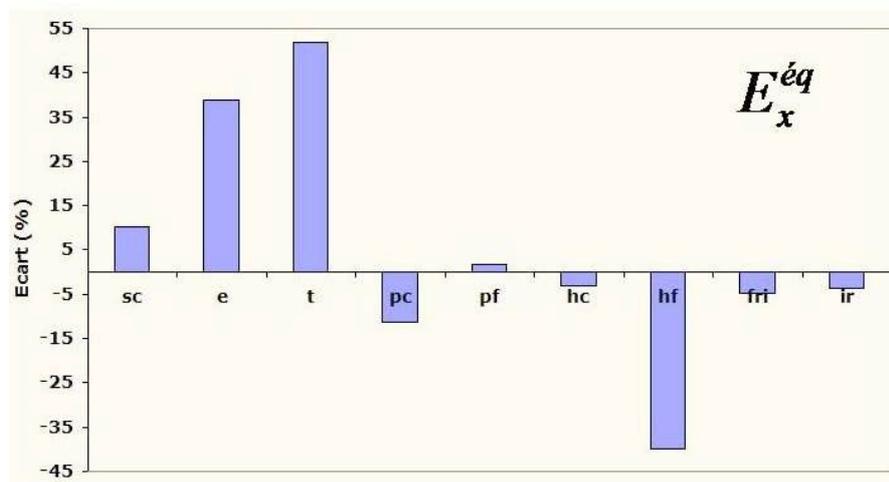
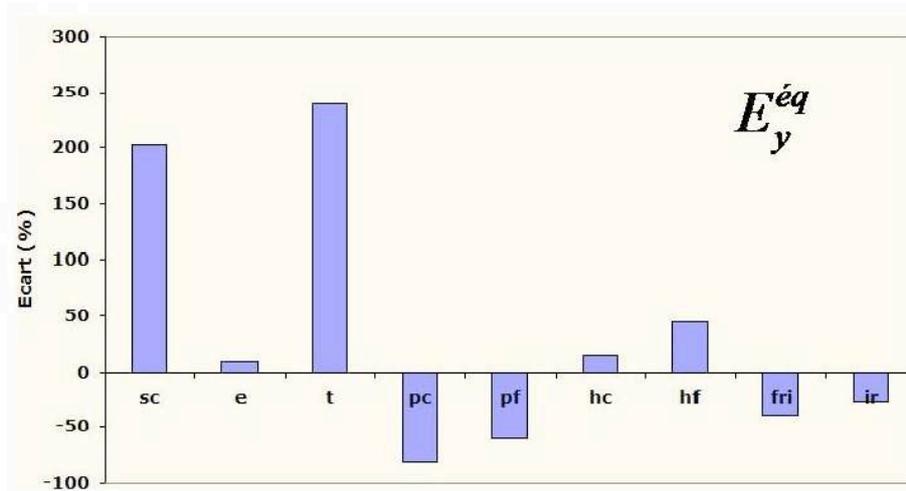


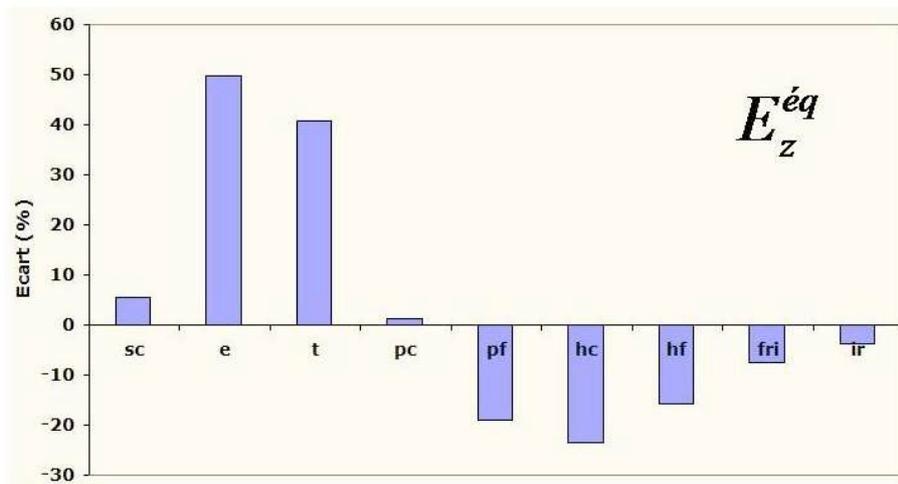
Figure VI-9 – L'influence des différents paramètres sur les caractéristiques mécaniques (écart relatif par rapport aux résultats du motif théorique)



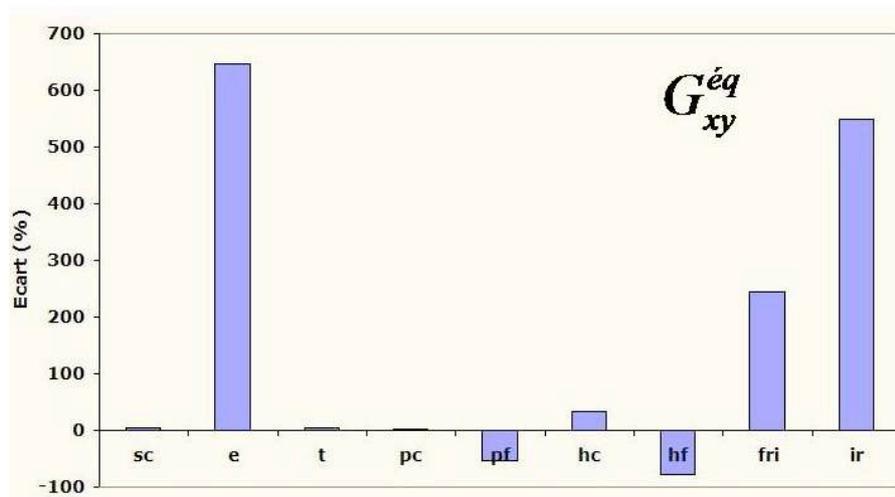
(a)



(b)



(c)



(d)

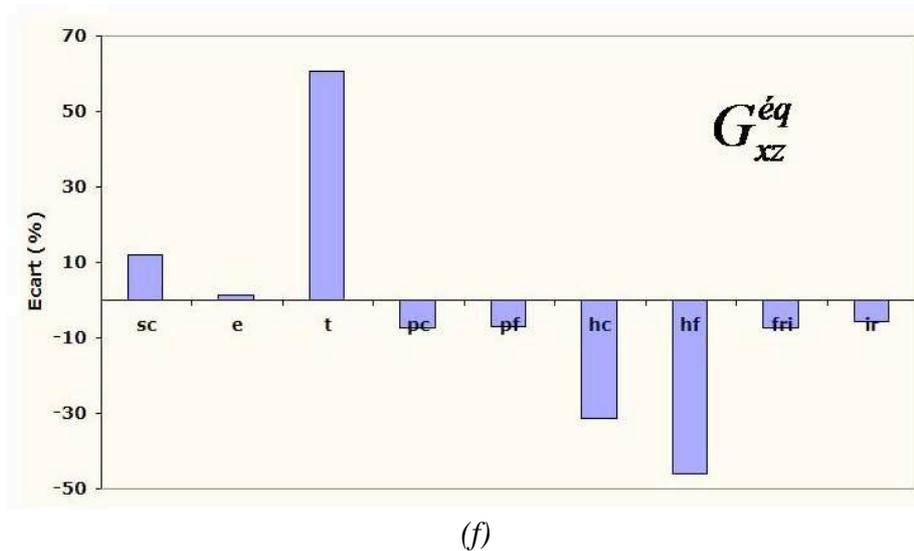
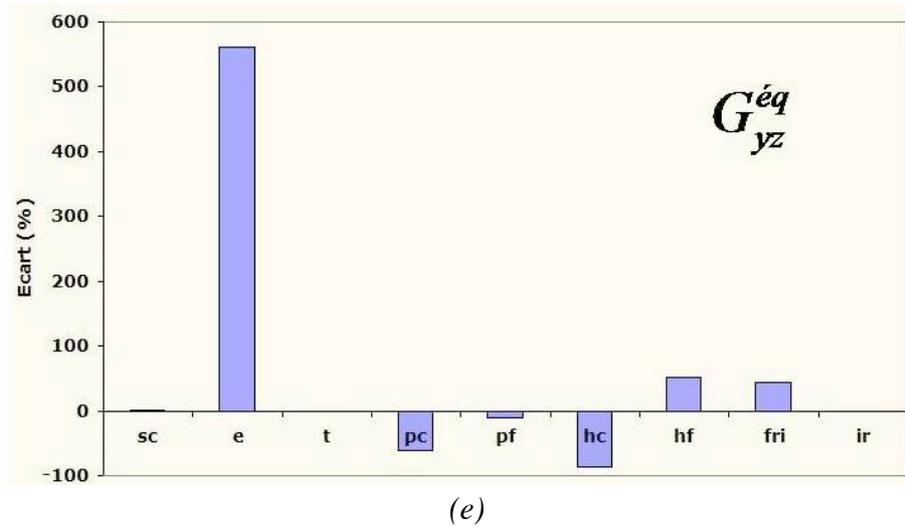


Figure VI-10 – Influence des paramètres géométriques sur les caractéristiques mécaniques équivalentes du faisceau (a) E_x^{eq} (b) E_y^{eq} (c) E_z^{eq} (d) G_{xy}^{eq} (e) G_{yz}^{eq} (f) G_{xz}^{eq}

VI.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons évalué notre modèle « théorique » en le comparant à deux modèles qui prennent en compte des formes réelles d'intercalaires. Les résultats des simulations ont montré que la forme réelle des intercalaires change considérablement le module E_y^{eq} qui est par ailleurs très sensible à la forme des intercalaires. Bien que l'influence de la forme réelle des intercalaires est importante pour les modules G_{xy}^{eq} et G_{yz}^{eq} , mais la variation de leurs valeurs demeure faible de l'ordre de quelques MPa n'affectant pas le comportement global du faisceau. Nous considérons donc que le fait de considérer des modèles « réels » n'apporte pas une amélioration remarquable sur les caractéristiques mécaniques du faisceau.

Après avoir montré que le modèle « théorique » décrit d'une manière satisfaisante le comportement global du faisceau, l'influence des paramètres géométriques sur les caractéristiques mécaniques du modèle « théorique » a été étudiée. Parmi les paramètres qui ont le plus d'influence sur ces caractéristiques sont l'épaisseur d'intercalaires et des plaques d'intercalaires. La caractéristique la plus sensible aux paramètres géométriques est $E_y^{ég}$. Ce module est difficile à calculer et extrêmement sensible à tous les paramètres de forme et de géométrie. En revanche, sa détermination expérimentale est plutôt aisée et reproductible (Chapitre IV). En outre, ce type d'essais de traction selon l'axe y , est déjà effectué par le constructeur pour tester la tenue du brasage. Il pourrait donc être judicieux d'utiliser ce module comme variable d'ajustement du modèle pour améliorer facilement sa performance.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Conclusion

La présente thèse s'est centrée sur la définition d'un modèle du comportement global du faisceau de l'échangeur. L'objectif consistait à étudier les comportements statique et dynamique du faisceau à froid et à chaud, afin d'obtenir un modèle de comportement global du faisceau.

Nous avons proposé et comparé deux modèles pour remplacer la structure réelle du faisceau : un modèle « homogène » et un modèle « stratifié ». Les caractéristiques mécaniques équivalentes de chaque modèle ont été calculées par une approche analytique et une autre numérique basée sur une cellule de base. Le comportement dynamique a été étudié via des simulations dynamiques en utilisant les résultats de calcul statique. Les résultats statiques et dynamiques ont été validés par des essais de traction et des essais d'analyse modale. Les résultats statiques et dynamiques des deux modèles sont très satisfaisants, le modèle « stratifié » présentant une meilleure performance.

Dans l'analyse du comportement statique du faisceau, le calcul est mené sur une cellule élémentaire du faisceau (motif) pour le modèle « homogène » et sur deux cellules élémentaires des passes (cellule chaude et cellule froide) pour le modèle « stratifié ». Cette approche est facile à appliquer et n'exige pas des outils numériques spécifiques. De plus, elle pourrait être appliquée à d'autres types de faisceaux avec différentes géométries d'intercalaires. Son inconvénient est l'impossibilité de trouver les contraintes et les déformations locales. Par conséquent, elle est très efficace lorsqu'on s'intéresse au comportement global du faisceau, et moins efficace lorsqu'on s'intéresse à l'endommagement intrinsèque du faisceau qui nécessite des analyses locales.

Contrairement à la structure réelle du faisceau, les deux modèles équivalents du faisceau, « homogène » et « stratifié », ainsi obtenu peuvent être aisément intégrés dans un modèle *EF* de l'échangeur. Elles permettent davantage d'appliquer des cas de charge complexes, en particulier un gradient de température. En l'absence de chargement vibratoire, les deux modèles donnent les mêmes résultats, tandis qu'en présence des charges vibratoires, le modèle « stratifié » est conseillé.

De plus, l'étude de l'influence de la géométrie sur le comportement global du faisceau a montré que le fait de considérer des profils réels d'intercalaires venant du procédé de fabrication du faisceau et du chargement présente peu d'avantages par rapport au modèle avec la géométrie théorique d'intercalaires.

Perspectives

Les perspectives de ce travail se divisent en deux parties : une partie permettant d'étendre la validation du modèle et de l'approche, et l'autre concernant l'utilisation du modèle et ses capacités à remplir les objectifs de l'étude globale dans laquelle s'inscrit la thèse.

Pour la première partie, les perspectives sont les suivantes :

- La maîtrise et la réalisation des essais de cisaillement pour avoir des données expérimentales des modules en cisaillement,
- La réalisation des essais sur un pot vibrant sur le faisceau en appliquant différents types d'excitations. Ceci permettrait de valider et de trouver le domaine d'application des deux modèles « homogènes » et « stratifiés »,
- L'évaluation de l'approche utilisée en l'appliquant à d'autres faisceaux ayant d'autres types d'intercalaires (offset, ondulés, etc.),

Pour la deuxième partie, les perspectives sont les suivantes :

- L'intégration des deux modèles « homogènes » et « stratifiés » du faisceau à l'échangeur. Cette étape nécessite la définition de la taille de la zone de transition qui va être constituée des éléments réels du faisceau,
- La simulation des essais de qualification en vibration, réalisés sur l'échangeur complet, en remplaçant la structure réelle du faisceau par les deux modèles « homogènes » et « stratifiés ». La comparaison des résultats expérimentaux et numériques montrerait lequel des deux modèles décrit mieux le comportement du faisceau,
- La détermination des efforts que le faisceau génère sur ces interfaces. Cette étape nécessiterait l'application d'un cas de charge semblable aux conditions de service de l'échangeur. Elle permettrait de localiser les sites critiques et donnerait accès aux valeurs de contraintes maximales.

ANNEXE A. PROPRIETES DES MATERIAUX

Les tableaux listés ci-dessous présentent les différentes propriétés physiques et mécaniques de l’Inconel 625 et du Nickel 201.

Densité (g/cm ³)	Intervalle de fonte (°C)	Température de Curie (°C)
8,89	1435 – 1446	< 360

Tableau A-1 - Propriétés physiques du Nickel 201

Densité (g/cm ³)	Intervalle de fonte (°C)	Température de Curie (°C)
8,44	1290 - 1350	< -196

Tableau A-2 - Propriétés physiques d’Inconel 625

Coefficient moyen de dilatation linéaire de 20°C à	100	200	315	425	650	870	980
10 ⁻⁶ /°C	13,3	13,9	14,4	14,9	15,7	16,4	16,8

Tableau A-3 – Coefficient de dilatation thermique du Nickel 201

Coefficient moyen de dilatation linéaire de 20°C à	100	200	400	600	850
10 ⁻⁶ /°C	12,8	13,1	13,6	14,4	15,7

Tableau A-4 - Coefficient de dilatation thermique d’Inconel 625

Température °C	-184	-18	93	204	427	649	871
Conductivité thermique W/mK	95,5	90,9	73,8	66,4	56,5	61,7	66,8

Tableau A-5 – Coefficient de conductivité thermique du Nickel 201

Température °C	20	100	200	400	650	850
Conductivité thermique W/mK	9,8	10,9	12,5	15,7	19	22,8

Tableau A-6 - Coefficient de conductivité thermique d’Inconel 625

	20°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
E (GPa)	207	200	195	190	183	177
G (GPa)	79,6	77,9	75,8	73,8	71,4	69,0

Tableau A-7 – Modules d’élasticité du Nickel 201

	20°C	200°C	400°C	650°C	850°C
E (GPa)	206	194	181	165	148
G (GPa)	76	74	69	63	

Tableau A-8 – Modules d'élasticité d'Inconel 625

Forme	Rm (MPa)	Rp 0,2 (MPa)	A %	HRB
Tôle	345-485	83-240	30-40	66

Tableau A-9 – Caractéristiques mécaniques du Nickel 201 à 20°C

État	Forme	Rm (MPa)	Rp 0,2 (MPa)	A %	HB
R*	d ≤ 100 mm	820-1050	≥ 415	30	≤ 240
A**	Barres	730-900	290-410	40-65	117-198

Tableau A-10 - Caractéristiques mécaniques d'Inconel 625 à 20°C

* Recuit à 950 à 1000 °C – Temps fonction de l'épaisseur de la pièce

** Austénitisation à 1093-1204°C – La vitesse de refroidissement a peu d'effet sur cet alliage.

ANNEXE B. ESSAI DE CISAILLEMENT

Plusieurs essais de cisaillement ont été faits pour trouver expérimentalement les modules $G_{xy}^{éq}$ et $G_{yz}^{éq}$. Les éprouvettes (Figure B-1-a et b) consistaient en une passe chaude et une passe froide selon la direction (y), et avaient les dimensions (25mm*25mm) suivant les deux autres directions. Pour monter l'éprouvette sur la machine d'essais, des talons ont été collés sur les éprouvettes. Les consignes à respecter étaient : (a) les talons devaient être suffisamment épais pour permettre leur alignement et (b) la surface de collage devait être suffisamment large pour assurer la tenue de la colle. Cependant, au cours des essais (Figure B-1-c), la déformation des intercalaires a généré le contact des 2 talons, conduisant à une rigidification significative des éprouvettes. En conclusion, les résultats de ces essais étaient non-exploitable.

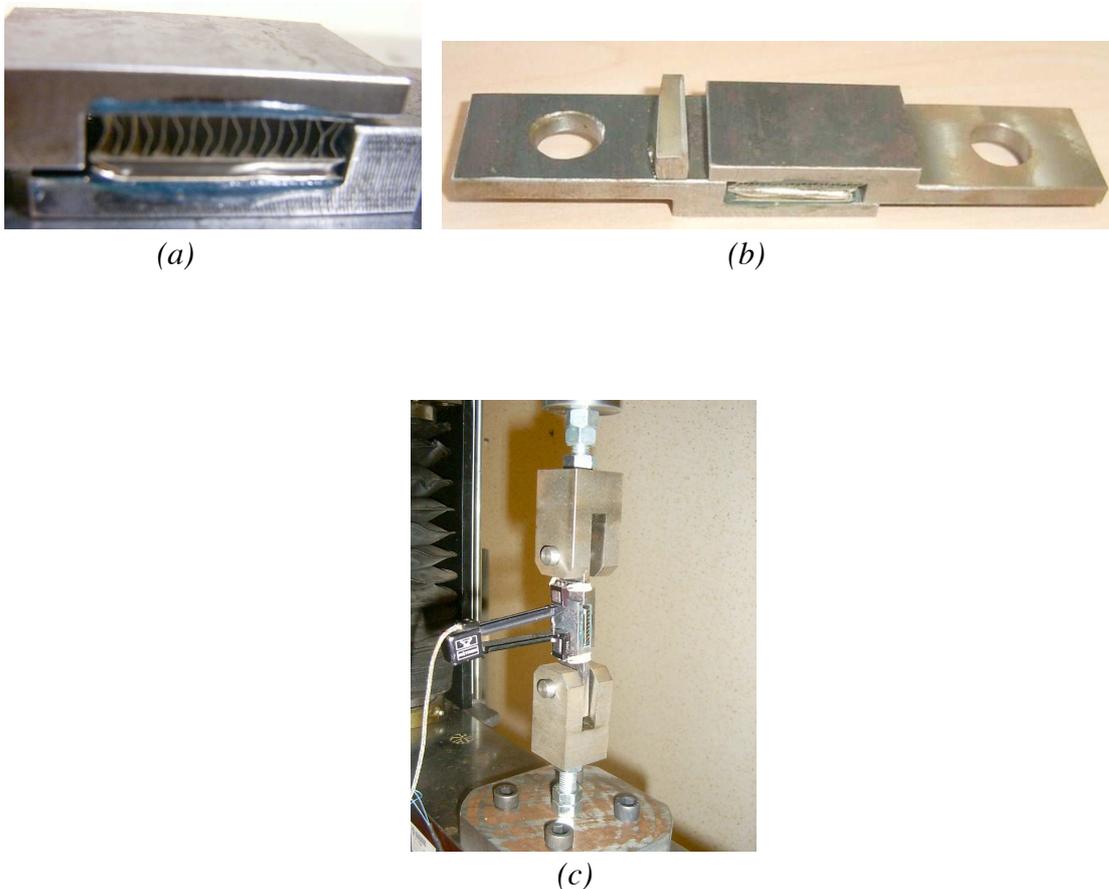


Figure B-1 – Essais de cisaillement (a) éprouvette selon xy (b) éprouvette selon yz (c) essai de cisaillement selon xy

ANNEXE C. RAIDEUR DU CONGÉ

Dans cette annexe, la raideur du congé selon la direction (y) est calculée analytiquement. Pour cela, considérons le modèle du congé présenté dans la figure C-1, et appliquons une charge fictive (F) selon l'axe (y).

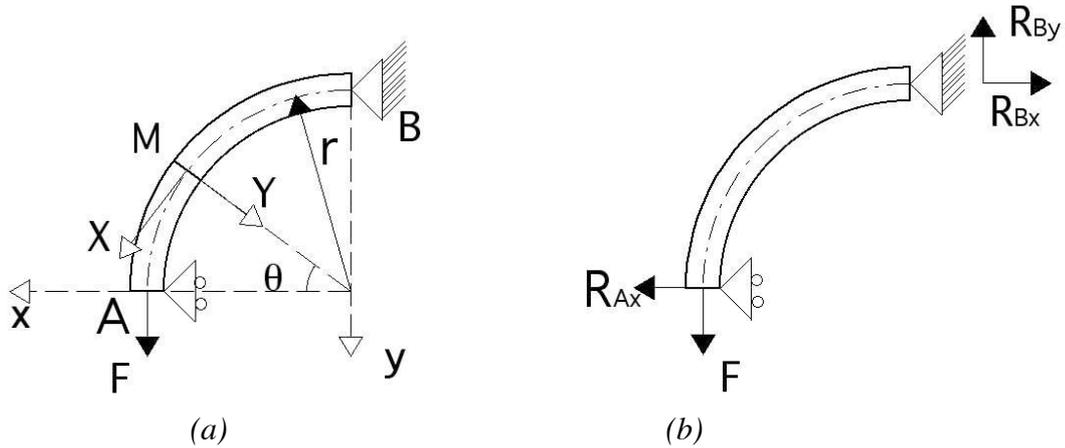


Figure C-1 - Calcul analytique de la raideur du congé (a) modèle (b) réactions

L'équilibre des forces et des moments donne les réactions externes en A et B :

$$\begin{aligned} \sum F = 0 &\Rightarrow R_{By} = F \text{ et } R_{Bx} = R_{Ax} \\ \sum M = 0 &\Rightarrow R_{Bx} = R_{Ax} = F \end{aligned}$$

Le moment fléchissant a comme expression :

$$M = Fr(1 - \cos \theta - \sin \theta) \quad \text{C.1}$$

Appliquons le théorème de Castigliano [BLA 1966] :

$$Y = \frac{\partial U}{\partial F} \quad \text{C.2}$$

avec U est l'énergie de totale de déformation élastique emmagasinée dans la structure, F est la force externe agissant à un point quelconque de la structure, et Y représente le déplacement au point d'application et dans la direction de la force externe.

Pour les structures cintrées minces, la formule de Castigliano est écrite sous la forme :

$$Y = \int_0^{\theta} \frac{M}{EI} \left(\frac{\partial M}{\partial F} \right) r d\theta \quad \text{C.3}$$

avec
$$\frac{\partial M}{\partial F} = r(1 - \cos\theta - \sin\theta) \quad \text{C.4}$$

En remplaçant dans l'équation C.3, on obtient :

$$Y = \frac{Fr^3}{EI} \int_0^{\theta} (1 - \cos\theta - \sin\theta)^2 d\theta \quad \text{C.5}$$

Avec
$$(1 - \cos\theta - \sin\theta)^2 = 2 - 2\cos\theta - 2\sin\theta + \sin 2\theta \quad \text{C.6}$$

En intégrant entre 0 et $\pi/2$ on obtient :

$$Y = (\pi - 3) \frac{Fr^3}{EI} \quad \text{C.7}$$

En conclusion, la raideur du congé, k , selon la direction (y) sera :

$$k = \frac{F}{Y} = \frac{1}{(\pi - 3)} \frac{EI}{r^3} \quad \text{C.8}$$

ANNEXE D. COMPLEMENT SUR L'ETUDE DYNAMIQUE

D.1 - Comparaison des modes propres numériques des 2 modèles « homogène » et « stratifié » : exemple sur l'éprouvette 1.

Dans cette partie, nous présentons la méthode de comparaison des modes numériques aux modes expérimentaux. Nous prenons comme exemple d'application l'éprouvette 1. Le tableau D-1 présente l'ensemble des fréquences propres numériques pour l'éprouvette 1. Avant de pouvoir comparer avec l'expérience, il faut éliminer un certain nombre de modes. Ces modes sont grisés dans le tableau D-1 et représentent les :

- modes rigides à fréquences nulles (non représentés dans le tableau),
- modes locaux (déformation locale d'une passe),
- modes parasites (dus à des instabilités numériques),
- modes non-déTECTABLES par l'accéléromètre (comme les modes de torsion).

Fréquences propres (Hz)		
Numéro de mode	Modèle homogène	Modèle stratifié
1	187	255
2	242	378
3	365	534
4	498	534
5	520	581
6	569	654
7	641	806
8	795	900
9	842	1022
10	866	1074
11	972	1108
12	1069	1219
13	1072	1305
14	1195	1337
15	1213	1472
16	1342	1594
17	1482	1640
18	1533	1724
19	1593	1843
20	1615	1966

Tableau D-1- Fréquences propres numériques pour l'éprouvette 1

Les formes numériques pour les 4 premiers modes propres retenus sont montrées sur la figure D-1. Le manque de données expérimentales sur la forme des modes propres est compensé par le fait que les modes numériques retenus sont quasi-identiques pour les deux modèles « homogène » et « stratifié ».

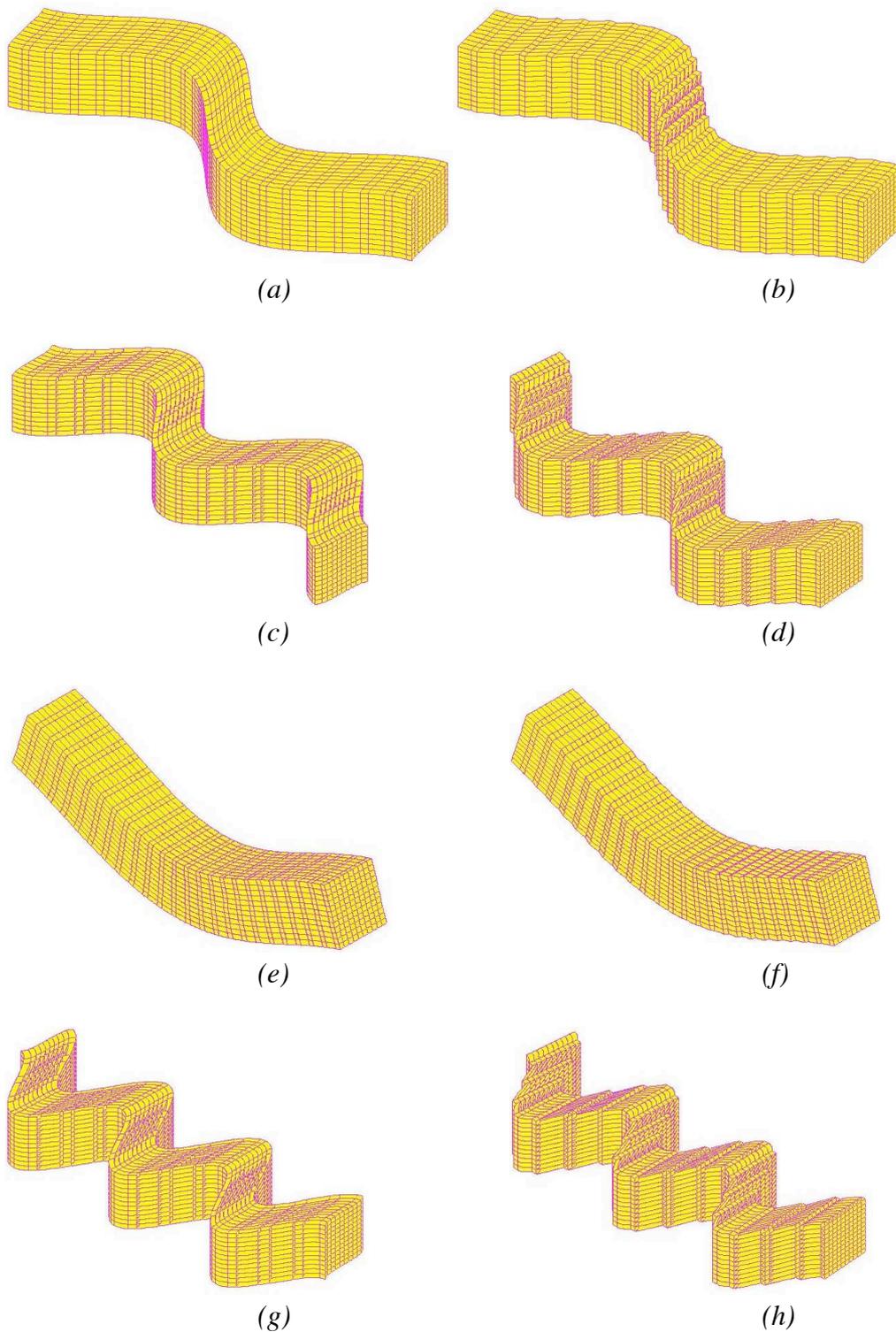


Figure D-1 – Comparaison des modes propres numériques pour l'éprouvette 1
 (a) mode 1, MH (b) mode 1, MS (c) mode 2, MH (d) mode 2, MS
 (e) mode 3, MH (f) mode 3, MS (g) mode 4, MH (h) mode 4, MS

D.2 - Étude de sensibilité du modèle « homogène »

Dans cette partie, une étude de sensibilité du modèle « homogène » est menée en s'inspirant de la variation des modules avec les paramètres géométriques (Chapitre VI). Les simulations ont été entreprises sur l'éprouvette 1 dans un premier temps en considérant les valeurs maximales des modules (Tableau D-2). Les résultats (Figure D-2) montrent que le module $G_{xy}^{éq}$ a le plus d'influence sur le comportement dynamique. L'écart ne dépasse pas le 10% quand $E_y^{éq}$ varie de 200%. Par conséquent, les erreurs sur la détermination de ce module, un des plus difficiles à évaluer, n'ont pas de conséquences catastrophiques sur le comportement dynamique. En ce qui concerne les modules de cisaillement, bien que les 2 modules $G_{xy}^{éq}$ et $G_{yz}^{éq}$ aient été changés de la même proportion, l'influence du premier module reste dominante par rapport au dernier. Une étude similaire a été réalisée sur le faisceau entier en se limitant à l'effet des paramètres les plus influents : $E_x^{éq}$, $E_y^{éq}$ et $G_{xy}^{éq}$. Les valeurs prises dans les simulations étaient 17000 et 10000MPa pour $E_x^{éq}$ et, 4 et 8,5MPa pour $G_{xy}^{éq}$. Les résultats (Figure D-3) montrent les mêmes tendances que pour l'éprouvette 1, avec le module $G_{xy}^{éq}$ ayant le plus d'influence sur les fréquences propres.

Modules (MPa)	Valeur théorique	Valeur modifiée	Écart par rapport aux valeurs théoriques (%)
$E_x^{éq}$	11360	17260	50
$E_y^{éq}$	520	1760	240
$E_z^{éq}$	14200	21260	50
$G_{xy}^{éq}$	1,70	13	665
$G_{yz}^{éq}$	21,40	141	560
$G_{xz}^{éq}$	3060	4920	60

Tableau D-2 – Valeurs des modules choisies pour l'étude de sensibilité (éprouvette)

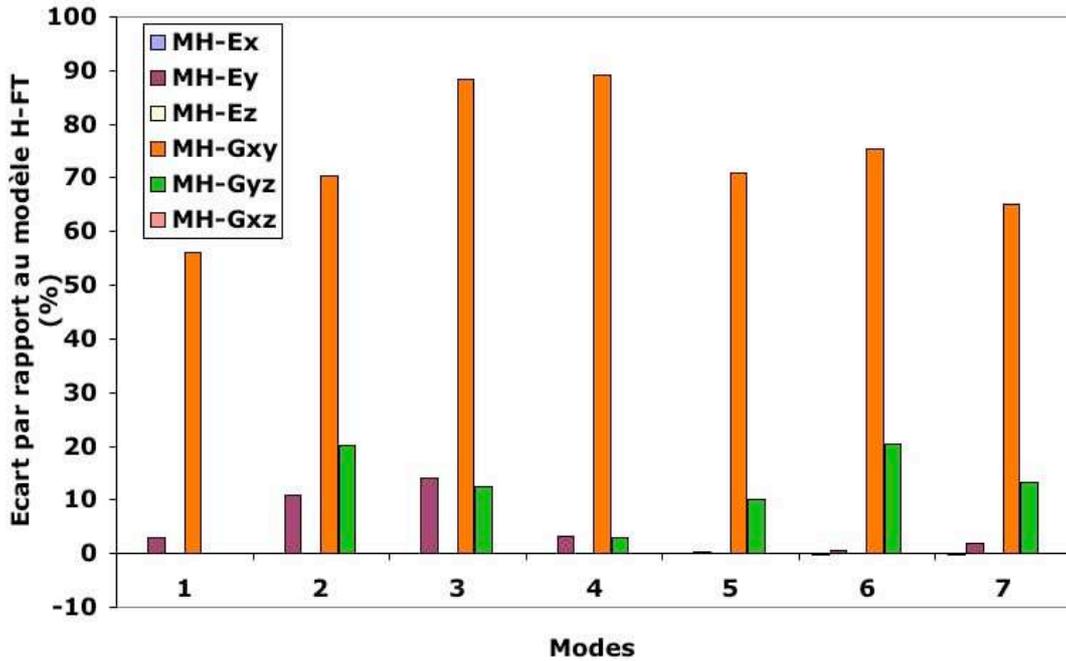


Figure D-2 – Etude de sensibilité du modèle « homogène » : cas de l'éprouvette 1

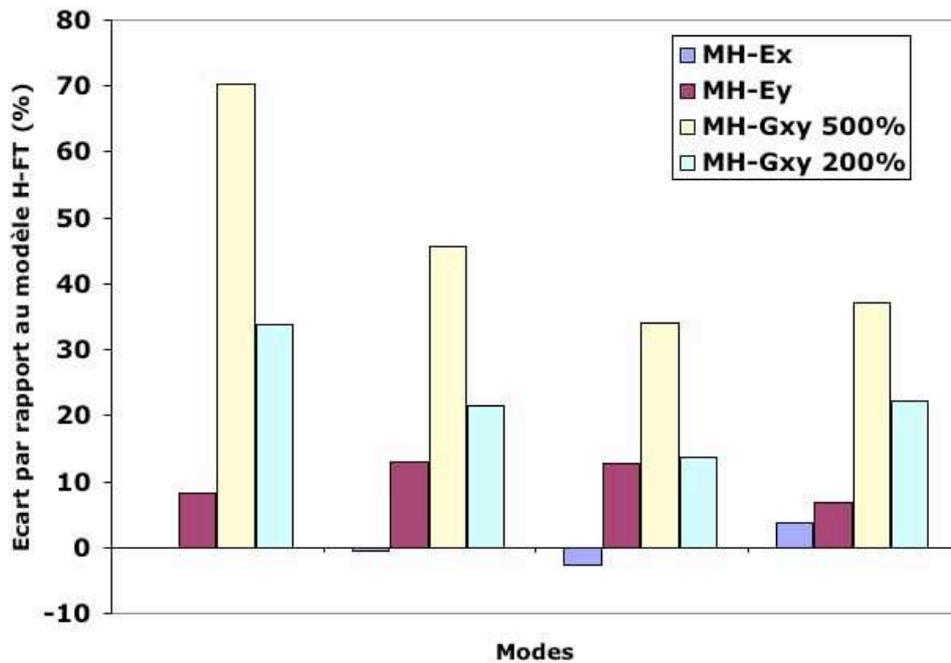


Figure D-3 – Etude de sensibilité du modèle « homogène » : cas du faisceau

D.3 – Comparaison des résultats dynamiques des modèles théoriques et réels

Cette partie complète le paragraphe VI.2.2 en présentant une comparaison des résultats dynamiques pour le modèle « théorique » et le modèle « réel » qui prend en compte la forme réelle initiale des intercalaires. Les simulations ont été entreprises pour les 2 modèles

« homogène » et « stratifié » du faisceau. Le modèle « homogène théorique » est plus performant que le modèle « homogène réel », tandis que l'inverse est vrai dans le cas du modèle « stratifié » (Figure D-4). Pour l'ensemble des modèles, l'écart avec l'expérience reste inférieur à 25%.

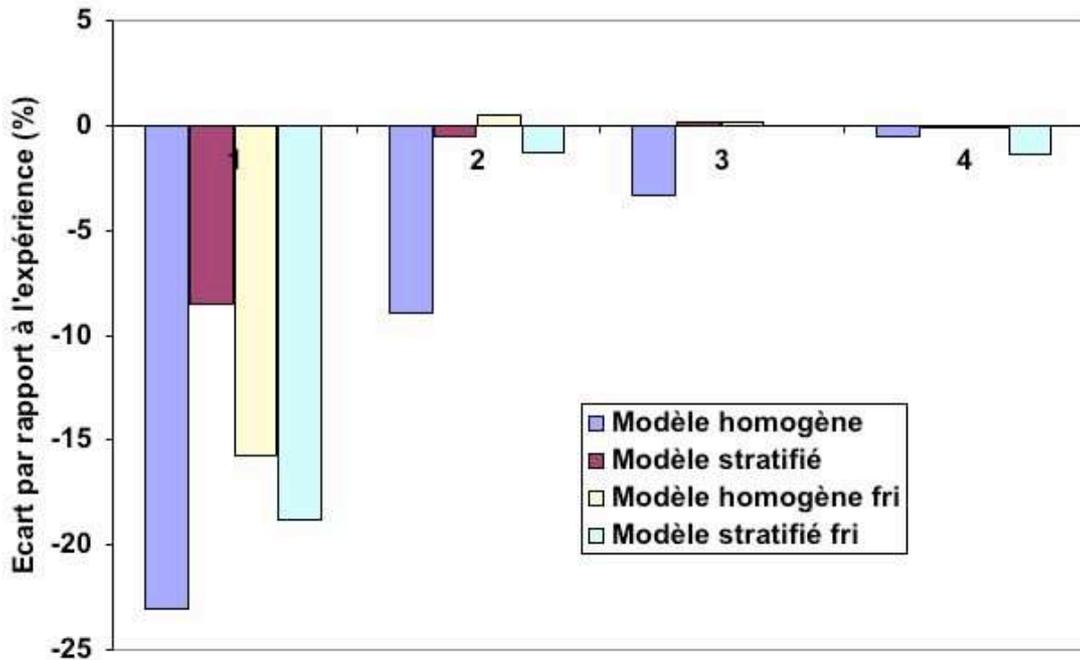


Figure D-4 - Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour le faisceau

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ABO 2004] Z. ABOURA, N. TALBI, S. ALLAOUI, M.L. BENZEGGAGH, *Elastic Behavior Of Corrugated Cardboard : Experiments And Modelling*, Composite Structures, Volume 63, Pages 53–62, (2004)
- [AIT 1999] V.R. AITHARAJU, R.C. AVERILL, *Three-Dimensional Properties Of Woven-Fabric Composites*, Composites Science and Technology, Volume 59, Pages 1901-1911, (1999)
- [ALL 2003] G. ALLAIRE, R. BRIZZI, *Homogénéisation Numérique, Une Méthode D'éléments Finis Multi-Echelles*, CMAP, Ecole Polytechnique, (2003)
- [ALL 2005] S. ALLAOUI, Z. ABOURA, M. BENZEGGAGH, N. TALBI, R. AYAD, *Modélisation Analytique Et Numérique De Structures Sandwich De Type Carton Ondulé*, 17ème Congrès Français de Mécanique Troyes, (2005)
- [ALP 2000] MANUFACTURERS' ASSOCIATION, Alpema, *The Standards Of The Brazed Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger*, (2000)
- [AND 2001] E.W. ANDREWS, L. J. GIBSON, *The Influence Of Cracks, Notches And Holes On The Tensile Strength Of Cellular Solids*, Acta materialia, Volume 49, Pages 2975–2979, (2001)
- [AOU 2000] B. AOUBIZA, M.B. TAGHITE, H. LANCHON-DUCAUQUIS, *On The Computation Of The Thermoelastic Characteristics Of A Perforated Plate Of A Heat Exchanger*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 182, Pages 39-53, (2000)
- [BLA 1966] A. BLAKE, *Design of Curved Members for Machines*, Industrial Press Inc., New York, (1966)
- [BÖH 1998] H.J. BÖHM, *A Short Introduction To Basic Aspects Of Continuum Micromechanics*, CDL-FMD Report 3, (1998)
- [BOR 2001] M. BORNERT, T. BRETHEAU, P. GILORMINI, *Homogénéisation En Mécanique Des Matériaux 1 : Matériaux Aléatoires Elastiques Et Milieux Périodiques* ; Hermes Sciences Publications, (2001)

- [BUA 2003] N. BUANNIC, P. CARTRAUD, T. QUESNEL, *Homogenization Of Corrugated Core Sandwich Panels*, Composite Structures, Volume 59, Pages 299–312, (2003)
- [BUR 1995] W.S. BURTON, A.K. NOOR, *Assessment Of Computational Models For Sandwich Panels And Shells*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 124, Pages 125-151, (1995)
- [BUR 1997] W.S. BURTON, A.K. NOOR, *Assessment Of Continuum Models For Sandwich Panel Honeycomb Cores*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 145, Pages 341-360, (1997)
- [CAI 1984] D. CAILLERIE, *Thin Elastic And Periodic Plates*, Mathematical methods in Applied Sciences, N°6, Pages 159-191, (1984)
- [CAI 2003] G. CAILLETAUD, S. FOREST, D. JEULIN, F. FEYEL, I. GALLIET, V. MOUNOURY, S. QUILICI, *Some Elements Of Microstructural Mechanics*, Computational Materials Science, Volume 27, Pages 351-374, (2003)
- [CAR 1996] P. CARTER, T.J. CARTER, A. VILIOEN, *Failure Analysis And Life Prediction Of A Large, Complex Plate Fin Heat Exchanger*, Engineering Failure Analysis, Volume 3, No. 1, pages 29-43, (1996)
- [CHR 1986] R.M. CHRISTENSEN, *Mechanics Of Low Density Materials*, Journal of Mechanics and Physics of Solids, Volume 34, No. 6, Pages 563-578, (1986)
- [COT 2006] F. CÔTÉ, V.S. DESHPANDE, N.A. FLECK, A.G. EVANS, *The Compressive And Shear Responses Of Corrugated And Diamond Lattice Materials*, International Journal of Solids and Structures, Volume 43, Pages 6220–6242, (2006)
- [DAV 1996] J.F. DAVALOS, H.A. SALIM, P. QIAO, R. LOPEZ-ANIDO, *Analysis and Design of Pultruded FRP Shapes Under Bending*, Composites Part B : Engineering, Volume 27, Issues 3-4, Pages 295-305, (1996)
- [DAV 2001] J.F. DAVALOS, P. QIAO, X.F. XU, J. ROBINSON, K.E. BARTH, *Modeling and Characterization of Fiber-reinforced Plastic Honeycomb Sandwich Panels for Highway Bridge Applications*, Composite Structures, Volume 52, Issues 3-4, Pages 441-452, (2001)

- [DIB 2005] J. DIB, F. BILTERYST, J.L. BATOZ , I. LEWON, *Détermination Par Homogénéisation Des Propriétés Mécaniques D'échangeurs De Chaleur A Plaques Et Ondes*, 17ème Congrès Français de Mécanique Troyes, Septembre 2005
- [DIB 2006] J. DIB, F. BILTERYST, J.L. BATOZ , I. LEWON, *Implementation Of 3d Homogenization Techniques For The Thermo-Elastic Fem Analysis Of Brazed Plate-Fin Heat Exchangers*, III European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering, Lisbon, Portugal, 5–8 June 2006
- [DUV 1977] G. DUVAUT, *Comportement Macroscopique D'une Plaque Perforée Périodiquement. Singular Perturbations And Boundary Layer Theory*, Lecture Notes in Math., Vol. 594, Springer, Berlin, Pages 131-145. (1977),
- [EWI 1986] D.J. EWINS, *Modal Testing : Theory and Practice*, Brüel & Kjaer, (1986)
- [FEH 1995] R. FEHLE, J. KLAS, F. MAYINGER, *Investigation of Local Heat Transfer in Compact Heat Exchangers by Holographic Interferometry*, Experimental Thermal and Fluid Science; Volume 10, Issue 2, Pages 181-191, (1995)
- [FEY 2003] F. FEYEL, *A multilevel finite element method (FE^2) to describe the response of highly non-linear structures using generalized continua*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 192, Pages 3233–3244, (2003)
- [FIS 2003] J. FISH, W. CHEN, *RVE Based Multilevel Method For Periodic Heterogeneous Media With Strong Scale Mixing*, Journal of Engineering Mathematics, Volume 46, Issue 1, Pages 87-106, (2003)
- [GHO 1995] S. GHOSH, K. LEE, S. MOORTHY, *Multiple Scale Analysis Of Heterogeneous Elastic Structures Using Homogenization Theory And Voronoi Cell Finite Element Method*, International Journal of Solids and Structures, Volume 32, Issue 1, Pages 27-62, (1995)
- [GHO 1998] S. GHOSH, M. LI, S. MOORTHY, K. LEE, *Microstructural Characterization, Meso-Scale Modeling And Multiple-Scale Analysis Of Discretely Reinforced Materials*, Materials Science and Engineering A, Volume 249, Issues 1-2, Pages 62-70, (1998)

- [GIB 1997] L.J. GIBSON, M.F. ASHBY, *Cellule Solids : Structure and Properties*, Second Edition, Cambridge University Press, (1997)
- [GIR 2003] A. GIRARD, N. ROY, *Dynamique des Structures Industrielles*, Hermes, Science Publications, Lavoisier, (2003)
- [GRE 1998] J.L. GRENESTEDT, *Influence Of Wavy Imperfections In Cell Walls On Elastic Stiffness Of Cellular Solids*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Volume 46, Issue 1, Pages 29-50, (1998)
- [GUI 2002] R. GUINOVART-DIAZ, J. BRAVO-CASTILLERO, R. RODRIGUEZ-RAMOS, R. MARTINEZ-ROSADO, F. SERRANIA, M. NAVARRETE, *Modeling Of Elastic Transversely Isotropic Composite Using The Asymptotic Homogenization Method. Some Comparisons With Other Models*, Materials Letters, Volume 56, Issue 6, Pages 889-894, (2002)
- [GUO 1999] X.E. GUO, L.J. GIBSON, *Behavior of Intact and Damaged Honeycombs : a Finite Element Study*, International Journal of Mechanical Sciences, Volume 41, Issue 1, Pages 85-105, (1999)
- [GUS 1997] A.A. GUSEV, *Representative Volume Element Size For Elastic Composites : A Numerical Study*, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Volume 45, Issue 9, Pages 1449-1459, (1997)
- [HAN 2004] S.W. HANSEN, *Several Related Models For Multilayer Sandwich Plates*, Mathematical Models and Methods in Applied Sciences, Volume 14, Issue 8, Pages 1103-1132, (2004)
- [HOH 1999] J. HOHE, W. BECKER, *Effective Elastic Properties Of Triangular Grid Structures*, Composite Structures, Volume 45, Pages 131-145, (1999)
- [HOH 2000] J. HOHE, W. BECKER, *A Mechanical Model For Two-Dimensional Cellular Sandwich Cores With General Geometry*, Computational Materials Science, Volume 19, Pages 108-115, (2000)
- [HOH 2001-1] J. HOHE, W. BECKER, *A Refined Analysis of the Effective Elasticity Tensor for General Cellular Sandwich Cores*, International Journal of Solids and Structures, Volume 38, Pages 3689-3717, (2001)

- [HOH 2001-2] J. HOHE, W. BECKER, *An Energetic Homogenisation Procedure for the Elastic Properties of General Cellular Sandwich Cores*, Composites Part B, Volume 32, Pages 185-197, (2001)
- [HOH 2003] J. HOHE, *A Direct Homogenisation Approach For Determination Of The Stiffness Matrix for Microheterogeneous Plates With Application To Sandwich Panels*, Composites Part B, Volume 34, Pages 615-626, (2003)
- [HOU 1997] T.Y. Hou, X. Wu, *A Multiscale Finite Element Method for Elliptic Problems in Composite Materials and Porous Media*, Journal Of Computational Physics, Volume 134, Pages 169-189, Article No. Cp975682, (1997)
- [INC 2002] SPECIAL METALS CORPORATION, *Special Metals*, Publication Number SMC-063, (2002)
- [IVA 2001] I. IVANOV, A. TABIEI, *Three-Dimensional Computational Micro-Mechanical Model For Woven Fabric Composites*, Composite Structures, Volume 54, Pages 489-496, (2001)
- [KAB 2000] S. KABASHIMA, T. OZAKI, *Numerical Approach To Calculate Thermal Expansion of Honeycomb Sandwich Panel With Composite Face Sheets*, Advanced Composite Materials, Volume 9, Number 4, Pages 387-400, (2000)
- [KAN 2003-1] T. KANIT, *Notion de Volume Élémentaire Représentatif pour les Matériaux Hétérogènes : Approche Statistique et Numérique*, Thèse de Doctorat en Mécanique Numérique, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, (2003)
- [KAN 2003-2] T. KANIT, S. FOREST, I. GALLIET, V. MOUNOURY, D. JEULIN, *Determination Of The Size Of The Representative Volume Element For Random Composites: Statistical And Numerical Approach*, International Journal of Solids and Structures, Volume 40, Pages 3647–3679, (2003)
- [KAR 2005-1] G. KARAMI, M. GARNICH, *Effective Moduli And Failure Considerations For Composites With Periodic Fiber Waviness*, Composite Structures, Volume 67, Pages 461–475, (2005)
- [KOL 1999] A.G. KOLPAKOV, A.L. KALAMKAROV, *Homogenized Thermoelastic Model For A Beam Of A Periodic Structure*,

- International Journal of Engineering Science, Volume 37, Pages 631-642, (1999)
- [KOU 2002] V. KOUZNETSOVA, M.G.D. GEERS, W.A.M. BREKELMANS, *Multi-Scale Constitutive Modelling Of Heterogeneous Materials With A Gradient-Enhanced Computational Homogenization Scheme*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Volume 54, Pages 1235–1260, (2002)
- [KRE 1999] F. KREITH, R.F. BOEHM, et. al., *Heat and Mass Transfer*, Mechanical Engineering Handbook, Editor Frank Kreith, CRC Press LLC, (1999)
- [LAC 2004] A. LACHIHAB, *Un Modèle Numérique Pour Les Composites Biphases Matrice-Inclusions Rigides : Application A La Détermination Des Propriétés Élastiques Et En Fatigue Des Enrobés Bitumineux*, Thèse de Doctorat en Structures et Matériaux, Ecole Nationale Des Ponts Et Chaussées, (2004)
- [LEE 1999] K. LEE, S. GHOSH, *A Microstructure Based Numerical Method For Constitutive Modeling Of Composite And Porous Materials*, Materials Science and Engineering, Volume 272, Pages 120–133, (1999)
- [LEV 2004] M. LÉVESQUE, *Modélisation Du Comportement Mécanique De Matériaux Composites Viscoélastiques Non Linéaires Par Une Approche D'homogénéisation*, Thèse de Doctorat en Mécanique et Matériaux, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Paris, (2004)
- [LIU 2006] T. LIU, Z.C. DENG, T.J. LU, *Design Optimization Of Truss-Cored Sandwiches With Homogenization*, International Journal Of Solids And Structures, Volume 43, Pages 7891–7918, (2006)
- [LU 1998] T. J. LU, H. A. STONE, M. F. ASHBY, *Heat Transfer In Open-Cell Metal Foams*, Acta materialia, Volume 46, No. 10, Pages 3619-3635, (1998)
- [LU 1999] T.J. LU, *Heat Transfer Efficiency Of Metal Honeycombs*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 42, Pages 2031-2040, (1999)
- [LUC 1995] B. LUCHT, D. HUMAIR, U. BLUMER, *Fatigue Monitoring And Life Cycle Analysis Of A Recuperative Heat Exchanger In The Primary*

- Circuit*, Nuclear Engineering and Design, Volume 159, Pages 91-100, (1995)
- [MAN 1995] R.M. MANGLIK, A.E. BERGLES, *Heat Transfer And Pressure Drop Correlations For The Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger*, Experimental Thermal and Fluid Science , Volume 10, Pages 171-180, (1995)
- [MAR 2004] D. MARKOVIC, A. IBRAHIMBEGOVIC, R. NIEKAMP, H. MATTHIES, *A Multi-Scale Finite Element Model For Inelastic Behavior Of Heterogeneous Structures And Its Parallel Computing Implementation*, NATO Advanced Research Workshop “Multi-physics and Multi-scale Computer Models in Non-linear Analysis and Optimal Design of Engineering Structures under Extreme Conditions”, (2004)
- [MER 1999] F. MERAGHNI, F. DESRUMAUX, M.L. BENZEGGAGH, *Mechanical Behaviour Of Cellular Core For Structural Sandwich Panels*, Composites : Part A , Volume 30, Pages 767–779, (1999)
- [NAI 1995] N.K. NAIK, V.K. GANESH, *An Analytical Method for Plain Weave Fabric Composites*, Composites, Volume 26, Pages 281-289, (1995)
- [NAY 2003] A.K. NAYAK, S.S.J. MOY, R.A. SHENOI, *Quadrilateral Finite Elements For Multilayer Sandwich Plates*, Journal of Strain Analysis, Volume 38, No. 5, Pages 377-394, (2003)
- [NIC 2003] SPECIAL METALS CORPORATION, *Special Metals*, Publication Number SMC-061, (2003)
- [NOR 1997] T.M. NORDSTRAND, L.A. CARLSSON, *Evaluation Of Transverse Shear Stiffness Of Structural Core Sandwich Plates*, Composite Structures, Volume 37, Pages 145-153, (1997)
- [NOR 2004] T.M. NORDSTRAND, *Analysis And Testing Of Corrugated Board Panels Into The Post-Buckling Regime*, Composite Structures, Volume 63, Pages 189–199, (2004)
- [OTE 2005] J.A. OTERA, R. RODRIGUEZ-RAMOS, G. MONSIVAIS, R. PEREZ-ALVAREZ, *Dynamical Behavior Of A Layered Piezocomposite Using The Asymptotic Homogenization Method*, Mechanics of Materials, Volume 37, Pages 33–44, (2005)

- [PAT 1997] P. PATEL, T. NORDSTRAND, L.A. CARLSSON, *Local Buckling And Collapse Of Corrugated Board Under Biaxial Stress*, Composite Structures Volume 39, No. 1-2, Pages 93-110, (1997)
- [PIC 1999] M. PICON-NUNEZ, G.T. POLLEY, E. TORRES-REYES, A. GALLEGOS-MUNOZ, *Surface Selection And Design Of Plate-Fin Heat Exchangers*, Applied Thermal Engineering, Volume 19, Pages 917-931, (1999)
- [PRA 1998] F. PRADEL, K. SAB, *Cosserat Modelling Of Elastic Periodic Lattice Structures*, Comptes Rendus de l'Académie des Sciences – Series IIB – Mechanics-Physics-Astronomy, Volume 326, Issue 11, Pages 699-704
- [QAR 1998] H.E. QARNIA, M. LACROIX, *Modélisation D'un Echangeur De Chaleur Compact A Courants Coisée Séparés Par Des Couches De Matériau A Changement De Phase*, Revue Générale de Thermique, Volume 37, Issue 6, Pages 514-524, (1998)
- [QIA 2005] P. QIAO, J. WANG, *Mechanics of Composite Sinusoidal Honeycomb Cores*, Journal of Aerospace Engineering, Volume 18, Issue 1, Pages 42-50, (2005)
- [RAN 1997] C. RANGANAYAKULU, K.N. SEETHARAMU, K.V. SREEVATSAN, *The effects of longitudinal heat conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 40, No. 6, Pages 1261-1277, (1997)
- [RAN 1999-1] C. RANGANAYAKULU, K.N. SEETHARAMU, *The Combined Effects Of Wall Longitudinal Heat Conduction Inlet Fluid Flow Nonuniformity And Temperature Nonuniformity In Compact Tube-Fin Heat Exchangers : A Finite Element Method*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 42, No. 6, Pages 263-273, (1999)
- [RAN 1999-2] C. RANGANAYAKULU, K.N. SEETHARAMU, *The Combined Effects Of Longitudinal Heat Conduction, Flow Nonuniformity And Temperature Nonuniformity In Crossflow Plate-Fin Heat Exchangers*, International Communications of Heat and Mass Transfer, Volume 26, No. 5, Pages 669-678, (1999)
- [ROB 2002] A.P. ROBERTS, E.J. GARBOCZI, *Elastic Properties Of Model Random Three- Dimensional Open-Cell Solids*, Journal of the

- Mechanics and Physics of Solids, Volume 50, No. 1, Pages 33-55,(2002)
- [SAB 2005] K. SAB, B. NEDJAR, *Periodization Of Random Media And Representative Volume Element Size For Linear Composites*, Comptes Rendus Mécanique, Volume 333, Pages 187–195, (2005)
- [SAI 2003] A. SAIDI, P. COOREVITS, H. JAFFAL, *Solution 3D Par Homogénéisation D'une Structure Sandwich Et Retour A L'échelle Macroscopique*, Colloque CSMA de Giens – 6^{ème} colloque National en Calcul de Structures, (2003)
- [SAN 1992] J. SANCHEZ-HUBERT, E. SANCHEZ-PALENCIA, *Introduction Aux Méthodes Asymptotiques Et A L'homogénéisation*, Masson, Paris, (1992)
- [SAN 1997] B.V. SANKAR, R.V. MARREY, *Analytical Method For Micromechanics Of Textile Composites*, Composites Science and Technology, Volume 57, Pages 703-713, (1997)
- [SCI 1997] D. SCIDA, Z. ABOURA, M.L. BENZEGGAGH, E. BOCHERENS, *Prediction of the Elastic Behaviour of Hybrid and Non-Hybrid Woven Composites*, Computer Science and Technology, Volume 57, Pages 1727-1740, (1997)
- [SCI 1999] D. SCIDA, Z. ABOURA, M.L. BENZEGGAGH, E. BOCHERENS, *A Micromechanics Model For 3D Elasticity And Failure Of Woven-Fibre Composite Materials*, Composites Science and Technology, Volume 59, Pages 505-517, (1999)
- [SHI 1994] G. SHI, P. TONG, *Equivalent Transverse Shear Stiffness Of Honeycomb Cores*, International Journal of Solids Structures, Volume 32, No. 10, Pages 1383-1393, (1995)
- [SRI 1997] K. SRIRENGAN, J. WHITCOMB, C. CHAPMAN, *Modal Technique For Three-Dimensional Global/Local Stress Analysis Of Plain Weave Composites*, Composite Structures Volume 39, No. 1-2, Pages 145-156, (1997)
- [STR 2004] M. STROEVEN, H. ASKES, L.J. SLUYS, *Numerical Determination Of Representative Volumes For Granular Materials*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 193, Pages 3221–3238, (2004)

- [SUG 1997] Y. SUGIMURA, J. MEYER, M.Y. HE, H. BART-SMITH, J. GRENSTEDT, A.G. EVANS, *On The Mechanical Performance Of Closed Cell Al Alloy Foams*, Acta materialia, Volume 45, No. 12, Pages 5245-5259, (1997)
- [TAB 1999] A TABIEI, Y. JIANG, *Woven Fabric Composite Material Model With Material Nonlinearity For Nonlinear Finite Element Simulation*, International Journal of Solids and Structures, Volume 36, Pages 2757-2771, (1999)
- [TAG 1997] M.B. TAGHITE, A. RAHMATTULLA, H. LANCHON-DUCAUQUIS, K. TAOUS, *Homogenization Of A Thermal Problem In The Plate Of A Heat Exchanger*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 145, Pages 381-402, (1997)
- [TAN 2000] R. TANOV, A. TABIEI, *Finite Element Implementation Of A New Sandwich Homogenization Procedure*, Composite Structures, Volume 50, Pages 49-58, (2000)
- [TER 1998] K. TERADA, T. ROB, N. KIKUCHI, *Characterization Of The Mechanical Behaviors Of Solid-Fluid Mixture By The Homogenization Method*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 153, Pages 223-257, (1998)
- [TER 2001] K. TERADA, N. KIKUCHI, *A Class of General Algorithms for Multi-Scale Analysis of Heterogeneous Media*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 190, No. 40-41, Pages 5427-5464, (2001)
- [TER 2003] K. TERADA, I. SAIKI, K. MATSUI, Y. YAMAKAWA, *Two-Scale Kinematics And Linearization For Simultaneous Two-Scale Analysis Of Periodic Heterogeneous Solids At Finite Strain*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 192, Pages 3531-3563, (2003)
- [THO 2001] M. THOMAS, *SYS 855 Vibroacoustique : Les Systèmes à 1 Degré de Liberté*, Montréal, (2001)
- [TOR 1998] S. TORQUATO, L.V. GIBIANSKY, M.J. SILVA, L.J. GIBSON, *Effective Mechanical And Transport Properties Of Cellular Solids*, International Journal of Mechanical Sciences, Volume 40, No. 1, Pages 71-82, (1998)

- [TRI 2006] D. TRIAS, J. COSTA, A. TURON, J.E. HURTADO, *Determination Of The Critical Size Of A Statistical Representative Volume Element (SRVE) For Carbon Reinforced Polymers*, Acta Materialia, Volume 54, Pages 3471–3484, (2006)
- [WHI 1995] J. WHITCOMB, K. SRIRENGAN, C. CHAPMAN, *Evaluation Of Homogenization For Global/Local Stress Analysis Of Textile Composites*, Composite Structures, Volume 31, Pages 137-149, (1995)
- [XU 2002-1] X.F. XU, P. QIAO, *Multi-Pass Homogenization Of Honeycomb Sandwich Plates*, Proceedings of the 15th ASCE, Engineering Mechanics Conference, NewYork (2002)
- [XU 2002-2] X.F. XU, P. QIAO, *Homogenized Elastic Properties Of Honeycomb Sandwich With Skin Effect*, International Journal of Solids and Structures, Volume 39, Pages 2153–2188, (2002)