POLYPUBLIE

Conception et fabrication additive d'une structure bio-inspirée pour un rover lunaire en composites thermoplastiques

Clément Broggi

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

Date	2020
Type	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis Mémoire de maîtrise/Master's thesis
URL de PolyPublie PolyPublie URL	https://publications.polymtl.ca/5381/
Conditions d'utilisation Terms of use	© Tous droits réservés / All rights reserved
Référence Citation	Broggi, C. (2020). Conception et fabrication additive d'une structure bio-inspirée pour un rover lunaire en composites thermoplastiques [Mémoire de maîtrise, Polytechnique Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/5381/

Détails de la thèse
Thesis details

Directeurs de recherche Advisors	Daniel Therriault, & Frederick Gosselin
Programme Program	Génie mécanique

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal
https://publications.polymtl.ca

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

Affiliée à l'Université de Montréal

Conception et fabrication additive d'une structure bio-inspirée pour un rover lunaire en composites thermoplastiques

CLEMENT BROGGI

Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

Génie mécanique

Juillet 2020

© Clément BROGGI, 2020.

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

Affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

Conception et fabrication additive d'une structure bio-inspirée pour un rover lunaire en composites thermoplastiques

présenté par **Clément BROGGI**

en vue de l'obtention du diplôme de Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Eduardo-Antonio-Julian RUIZ, président
Daniel THERRIAULT, membre et directeur de recherche
Frédérick GOSSELIN, membre et codirecteur de recherche
Martine DUBÉ, membre

REMERCIEMENTS

Dans un premier temps, j'aimerais remercier les professeurs Daniel Therriault et Frédérick Gosselin pour la qualité de leur encadrement, leurs conseils avisés et leur soutien tout au long de ma maîtrise. Sans eux, ce projet n'aurait pas été possible.

Je tiens également à remercier l'Agence spatiale canadienne (ASC) et tout particulièrement Marie-Josée Potvin. Sa disponibilité et ses recommandations m'ont permis de faire avancer ce projet. De plus, véritable passionnée du domaine spatial, elle m'a aidé à mieux cerner les enjeux des missions lunaires.

Ensuite, je voudrais remercier les organismes CREPEC (Centre de Recherche sur les Systèmes Polymères et Composites à Haute Performance), GPS (Génie Par la Simulation) et encore une fois l'ASC pour leur soutien financier. Grâce à eux, mes directeurs ont pu m'accorder une bourse tout au long de mes études.

Je souhaiterais remercier tous les membres du LM² et tout particulièrement mes collègues et amis du JAB. Sans eux, cette expérience n'aurait pas été complète. Finalement, mes remerciements s'adressent également à ma famille, mes amis et colocataires qui m'ont soutenu et ont été un très grand support moral pendant toute la durée de ma maîtrise.

RÉSUMÉ

Les véhicules d'exploration spatiale, après avoir été déposés sur un corps céleste, en parcourent la surface afin d'observer et d'analyser l'environnement. Par conséquent, ils doivent résister à des conditions extrêmes : niveaux importants d'accélérations et d'excitations vibratoires lors du lancement, radiations cosmiques, cycles de températures allant de -150 °C à +100 °C pour un rover lunaire par exemple. En raison de leurs propriétés mécaniques à masse limitée et de leur résistance aux radiations, la structure de ces véhicules est traditionnellement faite de panneaux composites sandwich en nid d'abeille d'alliages d'aluminium. Cependant, leur assemblage nécessite l'utilisation d'inserts métalliques qui alourdissent considérablement l'ensemble.

De nouveaux matériaux composites thermoplastiques hautes performances font progressivement leur apparition dans le domaine spatial. Ils ont de plus l'avantage de pouvoir être mis en œuvre par fabrication additive et de repousser ainsi les limites de conception des structures. Ainsi, l'objectif principal de ce mémoire est d'explorer le potentiel de l'impression 3D de pièces structurelles pour un rover lunaire.

Tout d'abord, une nouvelle géométrie de rover lunaire a pu être générée avec une distribution de matière issue d'un algorithme d'optimisation topologique. Imprimé en composites thermoplastiques, le comportement de ce nouveau modèle a pu être comparé à celui du modèle préliminaire, constitué d'une structure métallique en alliage d'aluminium, lorsque soumis aux chargements mécaniques de l'environnement de lancement. Les simulations numériques ont permis de conclure quant à la bonne tenue mécanique du modèle allégé de près de 30%.

Dans un second temps, un nouveau cœur de composite sandwich à densité variable a été développé afin de prendre en compte la répartition des efforts. Des échantillons ont été imprimés en PLA pour caractériser cette nouvelle structure. Ils ont été comparés à des échantillons de panneaux sandwich de référence, en nid d'abeille à taille de cellule constante, et ont permis de conclure à une augmentation de plus de 47% des propriétés mécaniques en flexion.

Finalement, ce nouveau concept de composite sandwich à densité variable a été implémenté au modèle de rover lunaire. La simulation de son comportement lors du lancement a permis de conclure quant à l'intérêt de la mise en œuvre de composites thermoplastiques par fabrication additive dans la réduction de masse du corps d'un rover lunaire et plus généralement, de pièces structurelles.

ABSTRACT

Space exploration vehicles, after being dropped on a celestial body, travel across its surface to observe and analyze the environment. Consequently, a lunar rover has to withstand extreme conditions: high levels of acceleration and vibration during launch, cosmic radiation, temperature cycles ranging from -150°C to +100°C. Because of their mechanical properties with limited mass and their resistance to radiation, sandwich panels made of aluminum alloys are traditionally used to manufacture the structure. However, the assembly of these panels requires the use of metal inserts which considerably increase the weight of the assembly.

New high-performance thermoplastic composite materials are gradually emerging in the space sector. Moreover, they can be processed by additive manufacturing and thus enable to push the limits of design. Therefore, the main objective of this thesis is to explore the potential of 3D printing of structural parts for a lunar rover.

First, a new lunar rover geometry has been generated with a material distribution resulting from a topological optimization algorithm. Printed with thermoplastic composites, the behaviors of this new design has been compared to that of the preliminary model, consisting of an aluminum alloy metal structure, under the mechanical loads of the launch environment. The model has been lightened by almost 30% and numerical simulations have led to the conclusion that it is mechanically strong.

Secondly, a new functionally graded sandwich core has been developed to consider the load distribution. Samples were printed in PLA to characterize this new structure. They were compared with reference honeycomb sandwich panels of constant cell size and it has been concluded that there is a significant increase of 47% of the bending mechanical properties.

Finally, this new concept of functionally graded sandwich structure has been implemented to the lunar rover design. The simulation of their behaviors during launch led to the conclusion that the use of thermoplastic composites through additive manufacturing is of interest for the design of space exploration vehicles and structural parts in general.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS III

RÉSUMÉ IV

TABLE DES MATIÈRES VI

LISTE DES TABLEAUX IX

LISTE DES FIGURES XI

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS XVI

LISTE DES ANNEXES XVIII

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 1

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE 4

2.1 Environnement lunaire 4

2.1.1 Phase de lancement 5

2.1.2 Design de structures spatiales 6

2.2 Panneaux sandwich 6

2.2.1 Généralités 7

2.2.2 Cœur 8

2.2.3 Peaux 8

2.2.4 Domaines d'application 8

2.3 Comportement mécanique des composites sandwich 9

2.3.1 Propriétés mécaniques 10

2.3.2 Design d'un composite sandwich 11

2.4 Optimisation de l'âme du composite sandwich 14

2.5 Méthodes de fabrication du cœur de composites sandwich 21

2.5.1 Fabrication additive 21

2.5.2 Procédé FFF 21
2.5.3 Fabrication additive de panneaux sandwich 22
2.6 Synthèse de la revue de littérature 25
CHAPITRE 3 DÉMARCHE DU PROJET 27
3.1 Objectifs 27
3.2 Méthodologie 27
3.2.1 Objectif n°1 27
3.2.2 Objectif n°2 28
3.2.3 Synthèse 29
CHAPITRE 4 DESIGN D'UN ROVER LUNAIRE EN COMPOSITE THERMOPLASTIQUE 30
4.1 Exigences de conception 30
4.1.1 Modèle préliminaire 30
4.1.2 Système d'attache 32
4.1.3 Environnement de lancement 32
Synthèse des requis mécaniques 36
4.2 Conception préliminaire d'un rover lunaire 37
4.2.1 Méthodologie 37
4.2.2 Simulation mécanique du modèle préliminaire 40
4.3 Optimisation topologique 46
4.4 Synthèse des analyses numériques 49
CHAPITRE 5 OPTIMISATION D'UN PANNEAU SANDWICH EN COMPOSITES 52
5.1 Méthodologie 52
5.2 Conception préliminaire du panneau sandwich 54
5.3 Distribution bio-inspirée de la matière du cœur 57

5.4 Essais expérimentaux 62
5.4.1 Caractérisation du matériau 62
5.4.2 Montage expérimental 63
5.4.3 Caractérisation des spécimens testés 65
5.4.4 Résultats des tests de flexion 70
5.5 Simulation du rover lunaire à structure cellulaire de Voronoï 75
5.5.1 Tests de compression 78
5.5.2 Tests de cisaillement 80
5.5.3 Simulation du modèle final 82
CHAPITRE 6 DISCUSSION GÉNÉRALE 84
6.1 Conception et fabrication additive d'une structure de rover lunaire 84
6.2 Fabrication additive de panneaux sandwich en composites 85
CHAPITRE 7 CONCLUSION 88
RÉFÉRENCES 90
ANNEXES 96

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 : Comparaison de l'efficacité de structures sandwich, adapté de [21] 8

Tableau 1-2 : Récapitulatif : optimisation d'âmes de composites sandwich 20

Tableau 1-3 : Récapitulatif : impression 3D de composites sandwich 25

Tableau 2-1 : Synthèse des différents modèles de rover lunaire utilisés 29

Tableau 3-1 : Masse des principaux composants du rover lunaire hors structure métallique, adapté de l'ASC [65] 31

Tableau 3-2 : Chargement quasi-statique : niveaux maxima d'accélérations selon le référentiel (XL, YL) 34

Tableau 3-3 : Amplitude des vibrations sinusoïdales selon le référentiel (XL, YL) en fonction de la plage de fréquence d'application des lanceurs 35

Tableau 3-4 : Chargement aléatoire : PSD des vibrations aléatoires de Falcon Heavy [15] 36

Tableau 3-5 : Requis fonctionnels liés aux différents chargements de la phase de lancement et niveaux maximum d'accélération associés 37

Tableau 3-6 : Fréquences propres du modèle préliminaire en alliage d'aluminium 41

Tableau 3-7 : Fréquences propres du modèle préliminaire en composite thermoplastique 44

Tableau 3-8 : Résultats de simulations des modèles préliminaires en alliage d'aluminium, en composite thermoplastique et du modèle topologique en composite thermoplastique soumis aux chargements de l'environnement de lancement avec FS, le facteur de sécurité 50

Tableau 4-1 : Caractéristiques mécaniques des trois panneaux retenus 57

Tableau 4-2 : Paramètres d'impression du PLA Raise3D Premium 63

Tableau 4-3 : Résultats des essais mécaniques en termes de rigidité, limite plage de fonctionnement linéaire et force maximale admissible 72

Tableau 4-4 : Rigidité en compression des cœurs PLA en nid d'abeille en fonction de leur densité 80

Tableau 4-5 : Rigidité en cisaillement du cœur en nid d'abeille de 7% de densité 81

Tableau 4-6 : Récapitulatif : résultats des simulations mécaniques des modèles finaux de rover lunaire soumis à l'environnement de lancement 83

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Impact des radiations sur la structure chimique des polymères : (a) Phénomène de réticulation; (b) Phénomène de scission, adapté [7] 4

Figure 1-2 : Constituants d'un panneau sandwich [20] 7

Figure 1-3 : Noyau nid d'abeille ventilé [20] 9

Figure 1-4 : Représentation schématique d'un panneau sandwich et d'une cellule hexagonale : (a) empilement des composants ; (b) coupe d'une cellule, adapté de [22] 10

Figure 1-5 : Plaque carrée de côté L simplement supportée et soumise à une pression P appliquée en son centre, adapté de [28] 12

Figure 1-6 : Modes de rupture usuels d'un composite sandwich, tiré de [33] 13

Figure 1-7 : Répartition de matière au sein du bambou : (a) Tige de bambou; (b) Coupe d'une tige montrant la variation de densité des cellules; (c) Image MEB d'une cellule de bambou; (d) Orientation des fibres selon la hauteur du bambou, adapté de [44] 15

Figure 1-8 : Cellules de Voronoï : (a) Image MEB d'un os spongieux [45]; (b) Diagramme de Voronoï adapté de [48] 16

Figure 1-9 : Cœur à densité variable : (a) Vue schématique d'une plaque cellulaire à taille de cellule constante[55]; (b) Vue schématique d'une plaque à densité variable dans le plan (x, y); (c) Vue schématique d'une plaque à densité variable selon la direction z; (d) Diminution de la flèche maximale de plusieurs plaques simplement supportées à densité variable par rapport à une plaque à taille de cellule constante [55] 18

Figure 1-10 : Schéma du procédé d'impression FFF [58] 22

Figure 1-11 : Cœurs cellulaires imprimés en PLA : (d) Nid d'abeille, tiré de [59]; (b,c,d) Structures treillis, tiré de [60] 22

Figure 3-1 : Modèle préliminaire du rover lunaire : (a) Vue isométrique; (b) Vue de l'agencement interne des composants; adapté de l'ASC [65] 31

Figure 3-2 : Modèle 3D d'alunisseur utilisé : (a) Vue isométrique; (b) Vue du dessus, adapté de l'ASC [65] 32

Figure 3-3 : Système d'axe considéré : (a) Système d'axe (XL, YL) lié à la fusée [14]; (b) Système d'axe (XL, YL) appliqué au rover lunaire 33

Figure 3-4 : Modèle numérique préliminaire : (a) Modélisation des composants massiques (en rouge) et des conditions aux limites (en jaune); (b) Maillage global du modèle préliminaire; (c) Maillage local raffiné au niveau du cylindre d'attache.....39

Figure 3-5 : Simulation du modèle préliminaire en alliage d'aluminium soumis à l'environnement de lancement : (a) Déformation selon XL pour le troisième mode propre $f3$ = 45,9 Hz; (b) Contrainte maximale, $\sigma von\ Mises$ = 59,5 MPa pour le chargement quasi-statique; (c) Contrainte maximale, $\sigma von\ Mises$ = 6,6 MPa pour vibrations sinusoïdales; (d) Contrainte maximale à 99,3%, $3Sigma$ = 76,4 MPa pour vibrations aléatoires.....42

Figure 3-6 : Simulation du modèle préliminaire soumis aux vibrations aléatoires : (a) Modèle préliminaire global; (b) Répartition de la contrainte $3Sigma$ sur la vue du dessous du panneau inférieur. La zone la plus contrainte, en rouge, se situe au niveau du cylindre d'attache qui est fixé lors du chargement; (c) Spectre d'accélération encaissé par le rover lunaire au niveau du cylindre d'attache en fonction de la fréquence d'application 43

Figure 3-7 : Simulation du modèle préliminaire en composite thermoplastique soumis à l'environnement de lancement : (a) Déformation selon XL pour le troisième mode propre $f3$ = 26,5 Hz; (b) Contrainte maximale, $\sigma von\ Mises$ = 38 MPa pour le chargement quasi-statique; (c) Contrainte maximale, $\sigma von\ Mises$ = 5,6 MPa pour vibrations sinusoïdales; (d) Contrainte maximale à 99,3%, $3Sigma$ = 36 MPa pour vibrations aléatoires.....45

Figure 3-8 : Résultat de l'optimisation topologique ayant pour objectif de maximiser la première fréquence propre du modèle préliminaire, pour contraintes d'abaisser la masse de 70% et de vérifier que la contrainte maximale dans la structure ne dépasse pas 50 MPa lorsqu'elle est soumise au chargement quasi-statique : (a) Coupe dans le plan (XL, YL) du modèle 3D utilisé lors du processus d'optimisation topologique; (b) Distribution de la matière au sein de la structure du rover. La densité des éléments est proche de 1 lorsque la matière intervient dans le respect des objectifs en termes de fréquence propre et contrainte de von Mises; (c) Vue isométrique du modèle 3D topologique; (d) Modèle topologique imprimé en PLA à l'échelle 15 : 100.....48

Figure 4-1 : Cas d'étude : (a) Représentation schématique de l'agencement cellulaire du cœur des panneaux sandwichs testés; (b) Coupe selon le plan x,z d'un panneau sandwich; (c) Schématisation du chargement du cas d'étude dans le plan (x,z); (d) Représentation schématique du montage de flexion d'un panneau sandwich simplement supporté soumis à un effort concentré au centre 53

Figure 4-2 : Dimensionnement théorique du panneau sandwich en nid d'abeille à taille de cellule constante: (a) Flambement intracellulaire $\sigma intra$ en fonction de l'épaisseur des peaux et pour différentes tailles de cellules; (b) Flambement global σc du panneau en fonction de l'épaisseur des peaux et pour différentes tailles de cellules; (c) Déflection maximale $wmax$ du panneau en fonction de l'épaisseur du cœur et pour différentes épaisseur de peaux 56

Figure 4-3 : Algorigramme du procédé d'optimisation du cœur : (a) Simulation d'une plaque pleine simplement supportée soumise à un effort concentré et modélisée par des éléments coques; (b) Carte de densité des efforts en cisaillement dans la plaque simulée pour chaque pixel. Lorsque la densité tend vers 0, l'effort de cisaillement dans le pixel est négligeable comparativement à l'effort associé à une densité maximale de 1; (c) Distribution de points en fonction de la densité de chaque pixel. Ici, une densité de 1 équivaut à 9 points; (d) Polygonisation de Voronoï à partir d'une distribution de points aléatoire avec un nombre maximal de 4 points par pixel; (e) Polygonisation de Voronoï à partir d'une distribution de points aléatoire avec un nombre maximal de 15 points par pixel 59

Figure 4-4 : Polygonisation de Voronoi : (a) Distribution de points aléatoire et modélisation du processus de génération d'un polygone de Voronoï (en orange); (b) Distribution de points avec un espacement constant p; (c) Distribution de points avec un espacement constant p et un décalage de $p3$; (d) Diagramme de Voronoï de la distribution aléatoire; (e) Diagramme de Voronoï de la distribution à espacement constant; (f) Diagramme de Voronoï de la distribution à espacement constant décalé 60

Figure 4-5 : Génération de la structure cellulaire 2D du cœur du panneau : (a) Effort de compression appliqué au centre d'une plaque simplement supportée sur les quatre côtés; (b) Champ de contraintes avec échelle de couleur allant du bleu pour des contraintes faibles au rouge pour des contraintes intenses; (c) Distribution à espacement constant et polygonisation de Voronoï associée; (c) Distribution à espacement décalé et polygonisation de Voronoï associée 62

Figure 4-6 : Essai de flexion de panneaux sandwich simplement supportés sur les quatre côtés : (a) Schéma 3D du test de flexion des panneaux sandwich induit par un effort concentré; (b) Vue dans le plan x, y et positionnement d'un panneau sandwich sur la plaque en acrylique évidée 64

Figure 4-7 : Schéma 3D d'une paroi d'une cellule modélisée par une plaque de largeur l, d'épaisseur t et d'hauteur tc simplement supportée sur les quatre côtés et soumise à un effort de compression 66

Figure 4-8 : Ajustement de l'épaisseur de cellule : (a) Vue 2D de la cellule; (b) Variation sinusoïdale de l'épaisseur de la cellule selon z 67

Figure 4-9 : Variation de l'épaisseur des cellules du panneau : (a) Schéma illustrant le calcul de la fonction radiale qui permet de déterminer l'épaisseur des parois pour chaque cellule appartenant à un cercle de centre confondu avec le centre de la plaque et de rayon r; (b) Évolution de l'épaisseur des parois des cellules en fonction de leur position par rapport au centre de ce dernier 68

Figure 4-10 : Géométrie et schématisation de la répartition de matière des échantillons : (a) Panneau Honeycomb de référence; (b) Panneau à densité de cellule variable Voronoï; (c) Panneau Voronoï à épaisseur de cellule variable selon l'axe z noté Épaisseur Z; (d) Panneau Voronoï à épaisseur de cellule variable dans le plan (x, y) noté Épaisseur plan. Les paramètres invariants par rapport au panneau de Voronoï sont grisés 69

Figure 4-11 : Vue à cœur ouvert du panneau Voronoï imprimé en PLA Raise3D Premium 70

Figure 4-12 : Courbes de l'effort en fonction du déplacement du poinçon au centre du panneau : (a) Déplacement jusqu'à la rupture des échantillons; (b) Grossissement de la zone élastique où la déformation est inférieure à 0,2% 71

Figure 4-13 : Coupe par jet d'eau, au niveau de la zone d'application du poinçon, des échantillons après rupture : (a) Vue globale du panneau Honeycomb; (b) Grossissement de la zone sous le poinçon panneau Honeycomb; (c) Vue globale du panneau Voronoï; (d) Grossissement de la zone sous le poinçon du panneau Voronoï; (e) Vue globale du panneau Épaisseur z; (f) Grossissement de la zone sous le poinçon du panneau Épaisseur z; (g) Vue globale du panneau Épaisseur plan; (h) Grossissement de la zone sous le poinçon du panneau Épaisseur plan ..74

Figure 4-14 : Histogramme des résultats expérimentaux 75

Figure 4-15 : Modification de la structure du rover lunaire : (a) Modèle 3D du modèle topologique avec cellules Voronoï; (b) Vue en coupe selon le plan (YL, ZL) du cœur à cellules nid d'abeille; (c) Champ de contraintes en cisaillement dans la plaque avec échelle de couleur allant du bleu pour des contraintes faibles au rouge pour des contraintes intenses; (d) Vue en coupe selon le plan (YL, ZL) du cœur à cellules Voronoï; (e) Agrandissement du cœur à cellules Voronoï au niveau de l'attache à l'alunisseur 77

Figure 4-16 : Essais de compression de panneaux sandwich : (a) Montage expérimental avec jauges de tachetées pour corrélation d'image; (b) Modèle 3D de l'échantillon avec un cœur à cellules nid d'abeille de densité 6,5%; (c) Courbe de la contrainte appliquée en fonction de la déformation du spécimen mesurée par corrélation d'images 79

Figure 4-17 : Essais de cisaillement de panneaux sandwich : (a) Montage expérimental avec jauges tachetées pour corrélation d'image; (b) Modèle 3D de l'échantillon avec un cœur à cellules nid d'abeille de densité 6,5%. Afin améliorer la résistance de l'interface cœur/peau, l'épaisseur des cellules est augmentée de 0,4 mm à chaque couche imprimée jusqu'à atteindre 10 mm sous les peaux; (c) Courbe de la contrainte appliquée en fonction de la déformation du spécimen de densité 6,5% 81

Figure 5-1 : Mise en évidence des défauts d'impression : (a) Échantillon imprimé d'un cœur en nid d'abeille avec gommettes d'étalonnage pour le scanner à lumière structurée; (b) Reconstruction des surfaces scannées des cellules en nid d'abeille; (c) Points mesurés d'une paroi d'une cellule en nid d'abeille pour un intervalle de largeur de paroi de [2,8; 3] mm et interpolée par un polynôme du sixième degré; (d) Répartition de l'épaisseur mesurée des parois, assimilable à un gaussienne centrée sur 0,38 mm et de variance 0,069 mm 87

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ABS	Acrylonitrile butadiène styrène
ASC	Agence Spatiale Canadienne
CREPEC	Centre de Recherche sur les Systèmes Polymères et Composites à Hautes Performances
D	Rigidité flexionnelle d'une plaque en N/mm
E_c	Rigidité du cœur selon l'épaisseur en MPa
E_f	Rigidité des peaux en MPa
E_{flex}	Rigidité du panneau sandwich en flexion en MPa
E'	Rigidité du matériau isotrope constituant le cœur MPa
$E_{X_L}, E_{Y_L}, E_{Z_L}$	Rigidités du panneau sandwich selon le référentiel de la fusée en MPa
E_{exp}, G_{exp}	Rigidités expérimentales du panneau sandwich en MPa
E_{Gibson}, G_{Gibson}	Rigidités théoriques du panneau sandwich en MPa
ϵ^2	Surface d'application de l'effort concentré
F_c	Force critique de flambement intracellulaire en N
FFF ou FDM	Fabrication par déposition de matière fondue
FGC	Structure à densité variable
F_{max}	Force maximale admissible par le panneau sandwich en N
F_X, F_Y	Forces axiale et radiale appliquées au rover lors du lancement en N
G_c	Rigidité en cisaillement dans le plan du cœur d'un composite sandwich en MPa
GRMS	Moyenne quadratique
h	Hauteur du composite sandwich en mm
h_0	Épaisseur minimale d'une paroi d'une cellule en mm
h_1	Épaisseur maximale d'une paroi d'une cellule en mm
$h_{1,optimal}$	Épaisseur, maximisant le rapport entre contrainte de flambement et masse, d'une paroi d'une cellule en mm
I_c	Intervalle de confiance à 95%
K_2, K_3	Coefficients adimensionnels de plaques simplement supportées
L	Côté du panneau sandwich carré simplement supporté en mm

l	Taille des côtés d'une cellule hexagonale en mm
MEB	Microscope Optique à Ballayage
P	Charge appliquée sur le composite sandwich en MPa
PEEK	PolyÉtherÉtherCétone
PEI	Polyetherimide
PES	Polyéthersulfone
PETG	Polyethylene Terephthalate Glycol
PLA	Acide Polylactique
ν	Coefficient de Poisson
PSD	Spectre de densité variable
ρ^*	Densité relative d'une structure cellulaire
$Re_{0,2\%}$	Limite élastique du panneau sandwich en MPa
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization
s	Taille d'une cellule en mm
$\hat{\sigma}_c$	Contrainte critique de flambement global du composite sandwich en MPa
$\hat{\sigma}_{cellule}$	Contrainte de flambement des parois d'une cellule en MPa
σ_f	Contrainte dans les peaux en MPa
$\hat{\sigma}_{intra}$	Contrainte de flambement intracellulaire en MPa
τ_c	Contrainte de cisaillement dans le cœur en MPa
t	Épaisseur de la cellule formant le cœur en mm
t_0	Diamètre minimal de filament déposé par les buses en mm
t_1	Diamètre théorique de filament déposé par les buses en mm
t_c	Épaisseur du cœur en mm
t_f	Épaisseur des peaux en mm
ULTEM	Polyétherimide
w_{adm}	Flèche maximale admissible par le panneau sandwich en mm
w_{max}	Flèche maximale du panneau sandwich en mm
(X_L, Y_L, Z_L)	Repère de la fusée
3D	Tridimensionnel

LISTE DES ANNEXES

Annexe A : Abaques de calcul des coefficients adimensionnels de plaques simplement supportées 96

Annexe B : Requis fonctionnels des lanceurs 98

Annexe C : Étude de convergence du maillage volumique 102

Annexe D : Analyse de l'épaisseur maximale du mur d'une cellule 104

Annexe E : Variation du flux de matière déposée par les buses d'impression 106

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

L'exploration lunaire a commencé lors de la guerre froide. Le bloc soviétique a été le premier, en 1959, à atteindre l'orbite lunaire lors d'un vol inhabité. Les missions s'enchaînent et en 1966, Luna 9 réussit le premier alunissage. Les américains réussissent l'exploit le 21 juillet 1969 de faire marcher l'Homme pour la première fois sur la Lune au cours de la mission Apollo 11. Les missions habitées continuent et ainsi 12 astronautes parcourent la surface du satellite de la Terre. Apollo 15 en 1971 marque un tournant dans l'exploration spatiale avec l'utilisation du Lunar Roving Vehicle, une astromobile motorisée qui permettra de couvrir 28 km. Les missions soviétiques ont également permis de déployer des engins robotisés Lunokhold 1 et 2 lors de Luna 17 en 1970 et Luna 21 en 1973. Ces robots, pilotés depuis la Terre, ont parcouru la Lune et pris de nombreux clichés du satellite. Ainsi, l'exploration lunaire lors de la guerre froide comptera environ 60 missions et permettra d'analyser 400 kg de sol lunaire. Depuis, l'exploration spatiale s'est concentrée sur le reste du système solaire avec notamment l'utilisation du rover Curiosity, véhicule d'exploration spatiale, afin d'analyser le sol martien. Cependant, depuis quelques années, la Lune occupe de nouveau une place de choix dans les programmes spatiaux. Outre l'aspect politique de cette décision, le programme Artémis de la NASA est une étape nécessaire dans l'exploration martienne. En effet, l'objectif principal de ces missions est de permettre l'entraînement des astronautes et l'expérimentation de nouvelles technologies avec Mars pour horizon. Enfin, la base orbitale Lunar Gateway remplacera, à terme, la station spatiale internationale [1].

Le coût de lancement d'une charge utile en orbite terrestre est actuellement de l'ordre de 11 000 $ par kilogramme [2]. Le poids des matériaux ou matériels embarqués est donc un critère déterminant et la réduction de la masse est fondamentale. Jusqu'à présent les véhicules d'exploration spatiale étaient principalement composés de métaux légers. Par contre, les agences spatiales ont travaillé au développement de nouveaux matériaux plus légers et tout aussi performants. Les composites voient ainsi leur utilisation se développer dans le domaine aérospatial. En effet, les matériaux composites possèdent d'excellentes propriétés mécaniques pour une masse volumique faible car ce sont des matériaux hétérogènes, formés par l'assemblage d'au moins deux composants : une matrice polymérique et des renforts. La matrice agit en tant que liant et assure la cohésion de la structure tandis que les renforts rigidifient le matériau et lui donnent ses caractéristiques mécaniques. Les composites sandwich présentent une structure composée par

l'assemblage d'un cœur épais et léger avec des peaux fines et aux hautes propriétés mécaniques. Les composites sandwich les plus courants sont constitués d'un cœur cellulaire dont le motif est un hexagone régulier. Ils ont largement été utilisés dans la fabrication de la capsule d'atterrissage du rover Curiosity [3]. Cependant, ces derniers reposent sur l'utilisation d'un cœur en alliage d'aluminium relativement massif.

C'est dans ce contexte que se déroule le projet Vision CREPEC (Centre de Recherche sur les Systèmes Polymères et Composites à Hautes Performance) portant sur le développement, la fabrication additive et l'assemblage par soudage de composites thermoplastiques à hautes performances. Composé d'une équipe de 9 chercheurs, provenant de 3 institutions distinctes (Polytechnique Montréal, École de technologie supérieure et Université Laval), il a pour objectif de fabriquer un rover léger d'exploration lunaire, en partenariat avec l'Agence spatiale canadienne (ASC). La structure actuelle du rover a été définie en 2014 lors d'un projet mené à Polytechnique Montréal. Le châssis du rover est constitué d'un assemblage massif de panneaux métalliques, ce qui limite sa vitesse de déplacement, son autonomie motrice et sa capacité de chargement. De plus, les pertes thermiques engendrées par la structure sont importantes. Ceci est préjudiciable pour assurer le bon fonctionnement de l'électronique à des températures de – 150 °C. En effet, les matériaux utilisés dans l'industrie spatiale doivent répondre à des requis extrêmes: résistance à des cycles thermiques de grandes amplitudes, résistance aux radiations, haute performance mécanique, légèreté, etc. C'est pourquoi l'utilisation de matériaux composites à renforts fibreux pour la structure du rover est l'une des clés permettant de concilier : caractéristiques mécaniques élevées, masse réduite et résistance thermique. De plus, les matériaux composites thermoplastiques peuvent-être mis en œuvre par fabrication additive, qui de par sa flexibilité, donne le potentiel de concevoir une structure allégée de géométrie complexe.

Le projet Vision est scindé en cinq sous-objectifs qui sont : le développement d'un nouveau composite thermoplastique, le développement d'un prototype de rover lunaire, sa fabrication par fabrication additive, l'assemblage par soudage des pièces imprimées et enfin l'intégration des composants.

Ce mémoire porte sur la conception préliminaire de la structure composite du véhicule ainsi que sa fabrication par déposition de matière fondue (FFF). Ce procédé repose sur l'extrusion d'un filament

de plastique fondu par une buse d'impression selon un chemin défini par la forme à imprimer. La matière est alors déposée, couche par couche, sur un plateau afin de façonner la pièce à imprimer.

L'objectif général du projet présenté dans ce mémoire est l'optimisation, apportée par la fabrication additive, d'une structure en composites thermoplastiques d'un prototype de rover lunaire.

Pour mener à bien ce projet de recherche, une revue de la littérature disponible est tout d'abord présentée au Chapitre 2. Cet état de l'art présente les travaux principaux réalisés dans le domaine des composites sandwich aussi bien en termes de conception, que d'optimisation et de fabrication. Il va également permettre de se familiariser avec l'environnement lunaire dans lequel évoluera le rover. Le Chapitre 3 détaille ensuite les objectifs de recherche qui découlent des problèmes, mis en évidence lors de la revue de littérature, qui restent à résoudre et de la méthodologie de recherche employée pour la résolution de chacun d'eux. Les principaux résultats en ce qui concerne l'optimisation globale de la structure du rover sont ensuite présentés au Chapitre 4. Pour donner suite à cette première étude, il a été décidé de poursuivre l'optimisation d'un élément spécifique du rover lunaire : le panneau sandwich inférieur qui supporte la majorité des efforts mécaniques lors du lancement du robot. Les résultats de cette seconde étude sont détaillés au Chapitre 5. Le Chapitre 6 consiste en une discussion générale des résultats, articulée autour de la conception et de la fabrication du panneau sandwich inférieur du rover lunaire. Un chapitre de conclusion présente enfin les principales contributions de ce projet de recherche et les opportunités qui peuvent en découler.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Environnement lunaire

La Lune est caractérisée par un environnement radicalement différent de celui de la Terre. Cet astre distant d'environ 380 000 km de notre planète est moins massif, de fait sa gravité est de 1,62 m/s² soit environ 6 fois inférieure à la gravité terrestre. De plus, la Lune ne possède pas d'atmosphère, elle est donc en proie aux agressions directes du rayonnement cosmique et sa température peut atteindre 100 °C en journée contre -150 °C la nuit ou encore dans les cratères lunaires [4].

Étant donné sa proximité, la principale source de rayonnement cosmique sur le sol lunaire provient du Soleil. Lors d'éruptions solaires, d'importantes quantités d'énergie, majoritairement sous forme de protons, arrivent sur le sol lunaire [5]. Des études ont été menées pour caractériser le comportement des matériaux exposés aux rayons cosmiques, mais ces dernières ont été réalisées sur la station spatiale internationale et ne rendent donc pas compte du niveau de radiation lunaire. Pour des durées de missions inférieures à une centaine d'années, l'impact des radiations est faible sur les métaux et céramiques. En revanche, les polymères sont beaucoup plus sensibles aux rayonnements [6]. La Figure 2-1 montre deux des phénomènes qui sont observés pour les polymères en fonction du temps d'exposition et de l'énergie du rayonnement. Il y a d'abord réticulation lorsque deux atomes d'hydrogène sont arrachés de la molécule et qu'une nouvelle liaison se forme entre deux chaînes carbonées (Figure 2-1 a). La rigidité du matériau en est augmentée. Dans un second temps, le pouvoir ionisant des particules incidentes peut venir briser des liaisons covalentes entre les atomes, il y a alors scissions de chaînes (Figure 2-1 b) et la rigidité baisse.

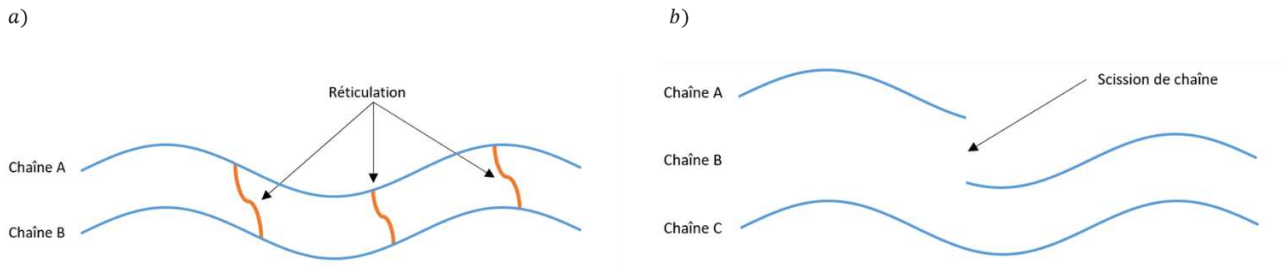


Figure 2-1 : Impact des radiations sur la structure chimique des polymères : (a) Phénomène de réticulation; (b) Phénomène de scission, adapté [7]

La scission de chaînes semble prédominer pour les thermodurcissables. Par exemple, K. Rojdev et al [8] ont testé des échantillons d'époxy renforcés lorsque soumis à un niveau de radiation équivalent à 30 ans d'exposition sur la Lune. Le module de Young, la force maximale admissible et l'allongement à la rupture semblent légèrement diminuer. En revanche, plus la dose de radiations absorbée par un thermoplastique est grande et plus la réticulation est le phénomène prédominant [9]. Ainsi le polymère irradié devient plus dur et cassant. Des échantillons imprimés d'ULTEM (Polyétherimide) soumis à un niveau de rayons gamma équivalent à 329 jours dans une zone de stockage de déchets radioactifs ont été testés. La rigidité du matériau irradié augmente de 16,7%, sa résistance de 11,5% et enfin, l'élongation à la rupture décroit de 9,4% [10]. De même, G.Rival et al. ont observé une augmentation jusqu'à 28% de la rigidité de films de PEEK (PolyÉtherÉtherKétone), ayant reçus une dose d'électrons comparable à 15 ans de fonctionnement d'un satellite géostationnaire [11].

Le vide provoque le dégazage des matériaux qui libèrent leurs composés volatiles. Il y a alors le risque de venir endommager les outils de mesure telles que les lentilles optiques. Pour y remédier, les matériaux employés doivent passer des tests expérimentaux standardisés selon la norme ASTM E595 [12]. Une fois placé sous vide pendant 24h, la perte de masse du matériau doit être inférieure à 1% et la quantité de volatiles mesurée ne doit pas excéder 0,01% de la masse du spécimen initial [13].

Enfin, la poussière lunaire qui recouvre le sol est extrêmement abrasive. Cette dernière va donc venir user les matériaux et peut mener à la ruine des composants électriques les plus fragiles. De plus, la poussière lunaire est fortement magnétisée et a donc tendance à s'accrocher à la matière ce qui peut entrainer une difficulté supplémentaire dans la gestion de l'évacuation ou à l'inverse de la rétention de la chaleur.

2.1.1 Phase de lancement

La faible gravité présente sur la Lune implique que les contraintes mécaniques d'un rover en fonctionnement sont très faibles comparativement à celles liées à la phase de lancement. En effet, lors de la mise en orbite de l'appareil, ce dernier va être confronté à un environnement mécanique contraignant composé de chocs, d'accélérations et de vibrations. Les constructeurs de fusée mettent à disposition l'ensemble des critères dimensionnant en fonction des lanceurs sélectionnés [14], [15].

2.1.2 Design de structures spatiales

Historiquement, les matériaux utilisés dans la conception de structures spatiales sont les alliages d'aluminium, de titane et de béryllium [16]. Cependant, les composites à matrice thermodurcissable sont de plus en plus utilisés pour leur propriétés mécaniques et thermiques [17]. Un polymère thermodurcissable prend sa forme définitive à la suite d'une réaction chimique de polymérisation et de réticulation. Il en résulte un matériau rigide, résistant aux produits chimiques et qui conserve ses propriétés mécaniques même sous l'action de la chaleur. A l'inverse les thermoplastiques deviennent malléables une fois chauffés, ce qui limite leur domaine d'utilisation. Ces derniers font progressivement leur apparition dans le domaine spatial. En effet, les nouveaux matériaux à haute résistance thermique possèdent une température de transition vitreuse d'environ 220°C, ce qui les rend apte à être employés dans la conception de structures spatiales. Le polyéthersulfone (PES) est d'ores et déjà utilisé en tant qu'additif afin d'augmenter la ténacité et le comportement d'un matériau endommagé [8]. De même, le bras articulé Canadarm qui opère sur la station spatiale internationale a été fabriqué à l'aide d'un thermoplastique renforcé, le PEEK. Enfin, des études montrent qu'il est possible, en venant presser la pièce de PEEK préalablement chauffée, de limiter la délamination de la structure [18]. Ainsi, les composites à matrice thermoplastiques sont de plus en plus envisagés car ils permettent de réparer les pièces endommagées directement sur site soit, sur la Lune.

2.2 Panneaux sandwich

Les matériaux composites sont généralement classés en deux catégories : les stratifiés et les sandwichs. Les stratifiés sont obtenus par l'empilement de différentes monocouches. Chaque monocouche se compose de renforts tels que des fibres continues, des fibres courtes ou encore des nanoparticules et d'une résine [19]. Il est possible de répartir les fibres de manière aléatoire ou, au contraire, selon une direction privilégiée. Les composites à fibres unidirectionnelles présentent ainsi des propriétés maximales dans le sens de leur orientation. Ensuite ces renforts sont liés entre eux à l'aide d'une matrice thermodurcissable ou thermoplastique. La matrice assure la transmission des efforts aux renforts sélectionnés. Le comportement mécanique d'un stratifié dépend principalement des fibres employées, de leur orientation et de la séquence d'empilement des monocouches.

Un matériau sandwich est obtenu en insérant entre deux feuilles rigides, un matériau moins dense. Ceci permet de considérablement augmenter les propriétés en flexion de la structure tout en ayant un impact négligeable sur la masse. Les panneaux sandwich sont fréquemment utilisés dans le domaine spatial afin de minimiser la masse des structures [17] et font donc l'objet de la section suivante.

2.2.1 Généralités

Les panneaux sandwich en composites sont des structures formées par l'association de deux composants : la peau et l'âme. La Figure 2-2 présente une vue éclatée d'un matériau sandwich. Les peaux sont les éléments résistants. Elles ont pour rôle d'assurer les performances mécaniques de la structure en reprenant les moments de flexion. Le cœur est un élément beaucoup moins dense qui doit résister aux efforts de cisaillement dus au glissement relatif des peaux lorsqu'elles sont contraintes. Malgré ses faibles caractéristiques mécaniques, sa présence permet de maximiser les performances de la structure en flexion. Ce principal avantage des structures sandwich par rapport à un panneau plein est illustré au Tableau 2-1. En effet, en considérant un cœur obtenu à l'aide du même matériau que les peaux et, présentant une structure vide à 97%, la rigidité en flexion de la structure sandwich « 4t » est 37 fois plus importante qu'une géométrie pleine alors que seulement 6% plus lourde. Enfin, un adhésif vient généralement relier les deux constituants. Ce dernier permet ainsi d'assurer la cohésion la structure et de transférer les sollicitations mécaniques.

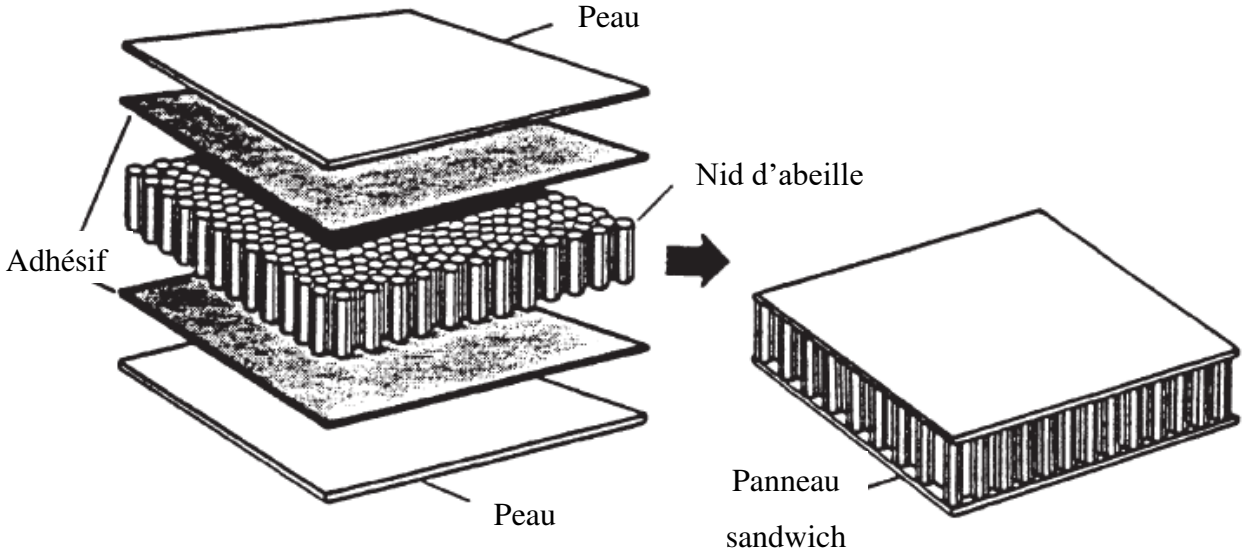


Figure 2-2 : Constituants d'un panneau sandwich [20]

Tableau 2-1 : Comparaison de l'efficacité de structures sandwich, adapté de [21]

	t 	$2t$ 	$4t$ 
Rigidité en flexion relative	1	7,0	37
Résistance en flexion relative	1	3,5	9,2
Masse relative	1	1,03	1,06

2.2.2 Cœur

Le cœur est l'élément central d'un composite sandwich. Il est généralement fabriqué à l'aide d'un matériau de faible densité et possédant de faibles caractéristiques mécaniques. En effet, lorsque le panneau fléchit, le cœur qui se trouve donc au centre de la plaque, ne subit que très peu d'efforts. En revanche, il les transmet d'une peau à l'autre par cisaillement. Plus le cœur est épais et plus le moment quadratique de la structure est élevé. Ainsi, il est possible de maximiser les performances de la structure en flexion.

On distingue deux catégories de cœur : les âmes pleines telles que les mousses, le balsa ou encore des résines chargées et les âmes creuses telles que les cellules en nid d'abeille ou encore les tôles ondulées [22].

2.2.3 Peaux

Le choix des peaux se fait principalement en fonction des contraintes appliquées. Ces dernières sont usuellement faites d'un matériau rigide présentant de bonnes caractéristiques mécaniques en traction et compression afin de résister au moment de flexion [23]. Parmi les exemples courants de peaux, on peut citer les feuilles métalliques (ex : aluminium, titane, acier) et les laminés composites.

2.2.4 Domaines d'application

L'utilisation de panneaux sandwich en tant que pièces structurelles a été faite pour la première fois en 1845 au Pays de Galles dans la construction d'un pont ferroviaire [20]. Depuis

son emploi s'est démocratisé, porté notamment par les domaines du génie civil, de la construction navale et de l'aérospatial afin de réduire au maximum la masse des structures sollicitées en flexion.

Dans le domaine spatial, les panneaux sandwich utilisés présentent généralement un cœur cellulaire en nid d'abeille fait d'un alliage d'aluminium ou d'aramide (Nomex). Du fait des propriétés mécaniques des alliages d'aluminium ainsi que de leur résistance aux radiations, les peaux sont également obtenues à l'aide d'un laminé d'aluminium. Un adhésif permet d'assembler les composants. Une attention particulière doit lui être apporté car une faiblesse de l'adhésif peut mener à l'endommagement prématuré de la structure [24], [25]. Les cellules en nid d'abeille sont obtenues par collage de fines feuilles préalablement pressées afin de leur donner leur forme cellulaire [26]. La Figure 2-3 montre une cellule en nid d'abeille ventilée. La ventilation permet à l'air qui est piégé dans la cellule de s'échapper lors de la mise en orbite de la structure [27]. Cette étape est généralement réalisée manuellement lors de la fabrication des panneaux.

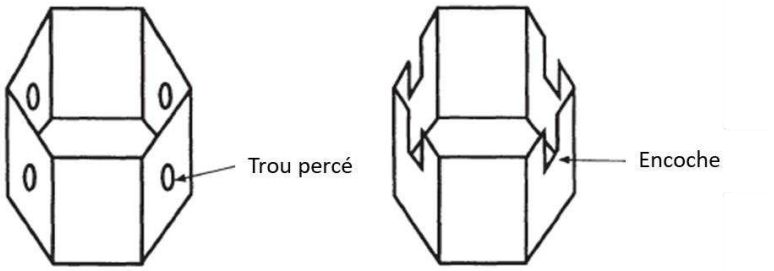


Figure 2-3 : Noyau nid d'abeille ventilé [20]

2.3 Comportement mécanique des composites sandwich

Cette section s'intéresse plus particulièrement au comportement mécanique de composites sandwich possédant une âme en nid d'abeille. La Figure 2-4 montre les paramètres permettant de définir cette structure. L'épaisseur h, du panneau est égale à la somme des épaisseurs du cœur t_c et d'une peau t_f. Le cœur a une rigidité en compression E_c et en flexion G_c. Les peaux sont caractérisées par leur module de Young E_f (Figure 2-4 a). La cellule considérée est un hexagone régulier d'épaisseur t et de taille s (Figure 2-4 b).

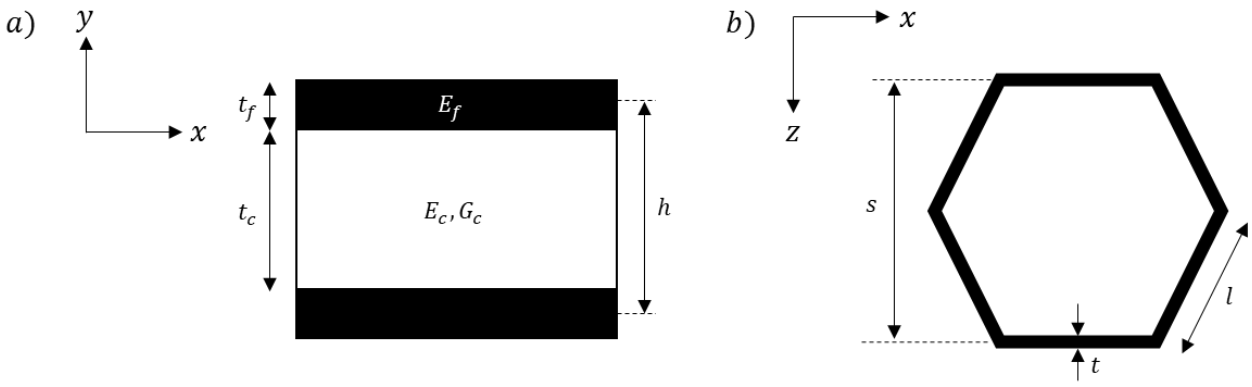


Figure 2-4 : Représentation schématique d'un panneau sandwich et d'une cellule hexagonale : (a) empilement des composants ; (b) coupe d'une cellule, adapté de [22]

2.3.1 Propriétés mécaniques

Gibson fut l'un des premiers à développer une méthode d'évaluation des propriétés mécaniques du cœur [22]. Sa théorie se base sur la modélisation de l'âme par un solide homogène équivalent. Les propriétés mécaniques de ce solide dépendent alors du matériau choisi mais également de paramètres géométriques tels que la densité relative du cœur.

La densité relative ρ^*, rend compte du rapport entre la densité de la structure cellulaire et la densité du matériau qui la constitue. Dans le cas de la cellule en nid d'abeille régulière de côté constant égal à l, ce ratio peut s'écrire sous la forme :

$$\rho^* = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{t}{l}. \qquad (1\text{-}1)$$

Le modèle de Gibson permet de déterminer les principales caractéristiques mécaniques du cœur à partir de sa densité relative ainsi que des propriétés du matériau, considéré comme étant isotrope, qui le compose. Notons E', la rigidité du matériau constituant l'âme. La rigidité du cœur en compression en en flexion sont données par :

$$E_c = \rho^* E', \qquad (1\text{-}2)$$

$$G_c = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\frac{t}{l}\right)^3 E'. \qquad (1\text{-}3)$$

2.3.2 Design d'un composite sandwich

La conception d'un panneau sandwich est faite sous certaines hypothèses. Premièrement, les contraintes sont négligées selon l'axe perpendiculaire au composite sandwich. Les peaux travaillent en traction/compression et reprennent l'intégrité des efforts dus à la flexion. La valeur du cisaillement dans le cœur est supposée constante peu importe la position. Finalement, la flèche du panneau se compose de l'addition d'un terme de flexion et d'un terme de cisaillement [28]. La déformation du cœur est généralement faible, elle peut cependant devenir problématique pour des cœurs épais. Du fait de la complexité des équations de la théorie des plaques, seuls des exemples particuliers de cas de chargement sont abordés dans la littérature. En effet, les équations se simplifient et les résultats convergent rapidement pour des panneaux sandwich simplement supportés, possédant des peaux très minces par rapport à l'épaisseur du cœur et soumises à une charge uniformément distribuée [29]–[31]. La Figure 2-5 schématise le cas d'une charge P appliquée au centre d'un panneau carré de côtés L sur une zone d'aire ϵ^2 assimilée à un point. Ce chargement étant très semblable à celui du panneau sandwich le plus contraint du rover lunaire, le cas est nommé *cas d'étude*.

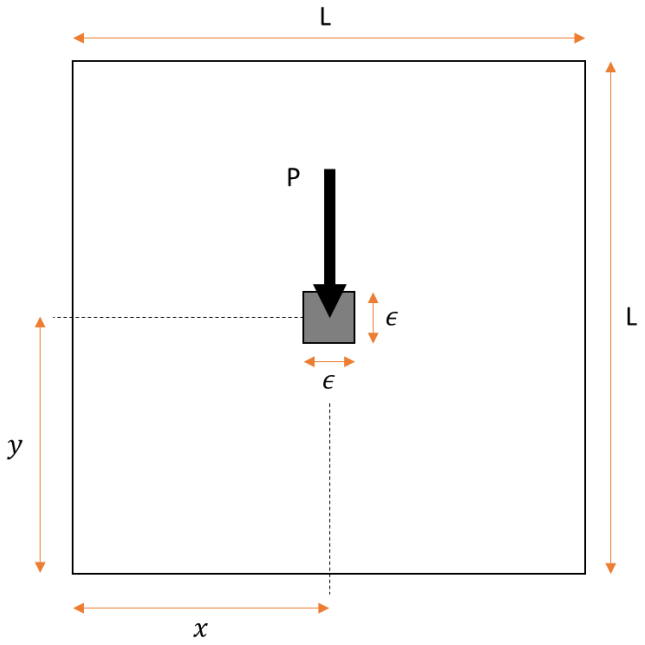


Figure 2-5 : Plaque carrée de côté L simplement supportée et soumise à une pression P appliquée en son centre, adapté de [28]

La déflection maximale du panneau sandwich est calculée à partir des équations de la théorie des plaques de Mindlin-Reissner [32] qui prend ainsi en compte le cisaillement dans l'épaisseur du panneau. Les peaux sont assimilées à des plaques fines non rigides en flexion et le cœur à une plaque épaisse travaillant uniquement en cisaillement et en compression normale. La flèche du panneau simplement supporté sous un effort concentré en son centre est supposée être de la forme d'une double série de Fourier.

La valeur de la déflection maximale w_{max} du panneau sandwich est encadrée par deux extrêmes : le cas d'un cœur infiniment rigide et celui où l'impact du cœur est négligeable [28]. L'inégalité suivante est alors obtenue :

$$5{,}80042e^{-3}\frac{PL^2}{D} > w_{max} > \frac{5{,}80042e^{-3}}{3(r+1)^2+1}\frac{PL^2}{D}, \qquad (1\text{-}4)$$

avec D la rigidité flexionnelle d'une peau assimilée à une plaque fine et r le quotient de l'épaisseur du cœur sur celle des peaux.

Les modes de rupture des composites sandwich varient en fonction de la forme de la structure, des matériaux utilisés et du cas de chargement. La Figure 2-6 présente les modes les plus

courants. Dans le cas étudié ici, les peaux peuvent se rompre en traction/compression. Il est également possible que le cœur soit endommagé par les forces de cisaillement. Enfin, le flambement des peaux peut intervenir ainsi que celui des murs des cellules en nid d'abeille.

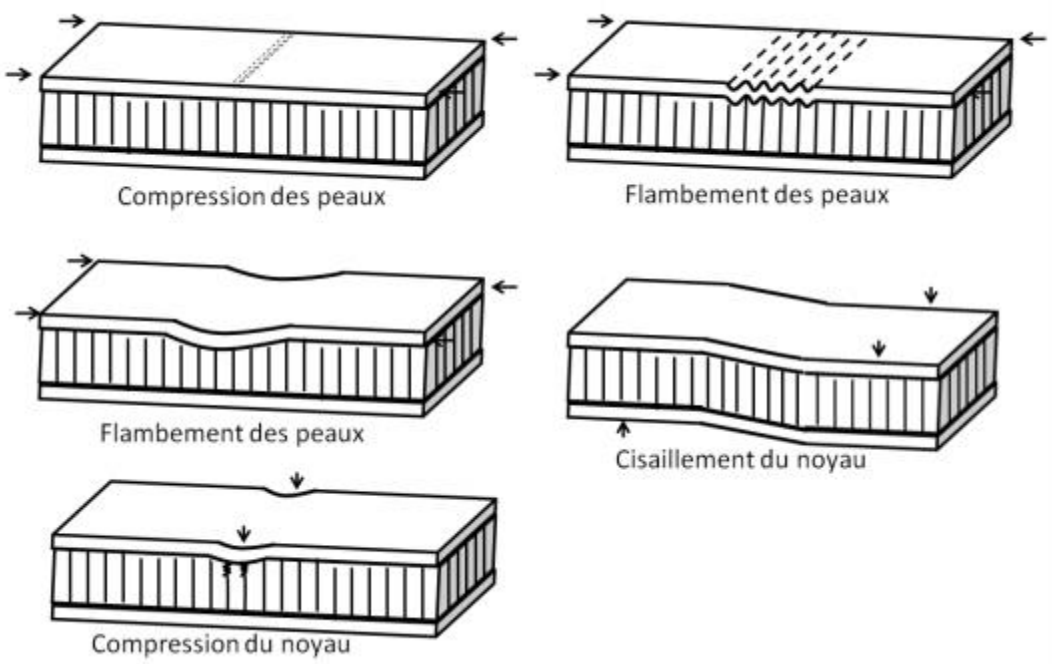


Figure 2-6 : Modes de rupture usuels d'un composite sandwich, tiré de [33]

La contrainte dans les peaux σ_f, lorsque le panneau fléchit, et la contrainte en cisaillement dans le cœur τ_c sont obtenues à l'aide des équations suivantes [30] :

$$\sigma_f = \frac{K_2 P L^2}{h t_f}, \tag{1-5}$$

$$\tau_c = \frac{K_3 P L}{h}, \tag{1-6}$$

avec K_2 et K_3 étant des coefficients adimensionnels fonctions des dimensions du panneau sandwich. Leur valeur est déterminée à partir des abaques de l'Annexe A : Abaques de calcul des coefficients adimensionnels de plaques simplement supportées

.

La charge critique de flambement intracellulaire des peaux entre les murs d'une cellule en nid d'abeille F_c est obtenue à l'aide de l'équation empirique [34] suivante :

$$F_c = 2\,\frac{E_f}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{s}\right)^2, \tag{1-7}$$

où ν est le coefficient de poisson du matériau constituant la cellule en nid d'abeille.

Dans le cas d'une âme épaisse [30], la contrainte à partir de laquelle le flambement global des peaux σ_c intervient s'obtient par :

$$\sigma_c = 0.5(E_f E_c G_c)^{1/3}. \tag{1-8}$$

2.4 Optimisation de l'âme du composite sandwich

Le design d'un panneau sandwich se fait généralement en faisant varier les dimensions des peaux et du cœur, et via le choix des matériaux utilisés. Cependant, le concepteur peut également jouer sur d'autres paramètres afin d'adapter le composite sandwich à la situation. Par exemple, il est possible d'utiliser des cœurs multifonctionnels, composés d'un assemblage de différents cœurs et peaux, ou encore de rajouter des raidisseurs [35]. Plus récemment, porté par le développement des structures treillis, de nouvelles géométries sont utilisées pour l'âme. Bien que les cellules treillis présentent d'excellentes propriétés mécaniques, notamment en compression, elles sont délicates à fabriquer du fait de leur complexité géométrique [36], [37]. Finalement, il est possible de faire varier la densité du cœur afin faire varier localement les propriétés acoustiques, thermiques et mécaniques. Cette technique est employée pour augmenter la capacité d'absorption de chocs d'une structure sandwich [38]–[40].

La nature est source d'inspiration pour les concepteurs. Ainsi, la notion de cœur à densité variable (Functionally Graded Cellular (FGC) structures) est issue de l'observation de la distribution de matière au sein des os, des dents ou encore du bambou. En effet, le bambou possède une structure interne cellulaire comme illustré sur la Figure 2-7. La pousse en hauteur est extrêmement rapide mais la spécificité du bambou réside principalement dans le fait qu'il conserve, tout au long de sa vie, le même diamètre de tige. Afin de supporter l'augmentation des efforts de flexion lors la pousse, la répartition de matière au sein du chaume du bambou varie. Pour ce faire,

la taille de la cellule du bambou (Figure 2-7 c) varie selon les trois directions. Il a ainsi été observé que la densité des cellules est plus importante sur les parois externes de la tige (Figure 2-7 b) mais également qu'elle diminue avec sa hauteur [41]–[43]. De plus, l'orientation des fibres du bambou varient le long de la hauteur (Figure 2-7 d) ce qui lui permet de résister plus efficacement à la flexion induite par le vent.

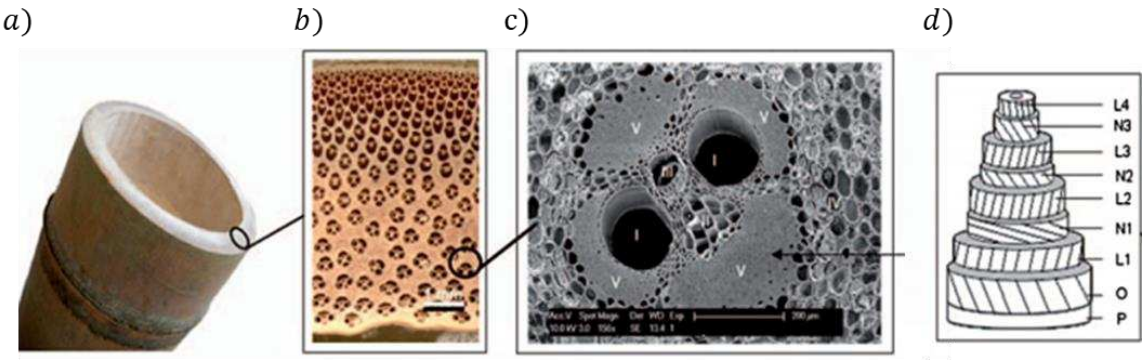


Figure 2-7 : Répartition de matière au sein du bambou : (a) Tige de bambou; (b) Coupe d'une tige montrant la variation de densité des cellules; (c) Image MEB d'une cellule de bambou; (d) Orientation des fibres selon la hauteur du bambou, adapté de [44]

Des modèles ont été développés afin de reproduire la distribution de matière observable dans la nature. La Figure 2-8 présente l'architecture de Voronoï. En effet, dans la littérature, les cellules naturelles (Figure 2-8 a) sont modélisées à l'aide de polygones de Voronoï (Figure 2-8 b) [45]–[47]. Si l'on considère un espace S composé de n points, le diagramme de Voronoï est une partition de cet espace en n polygones qui représentent les zones d'influence des points de S. Cela signifie que la cellule de Voronoï d'un point x appartenant à S est constitué de l'ensemble des points qui se trouvent être plus proches de x que de n'importe quel autre point de S. Le diagramme de Voronoï tridimensionnel peut être généré (Figure 2-8 a) ou en 2D (Figure 2-8 b).

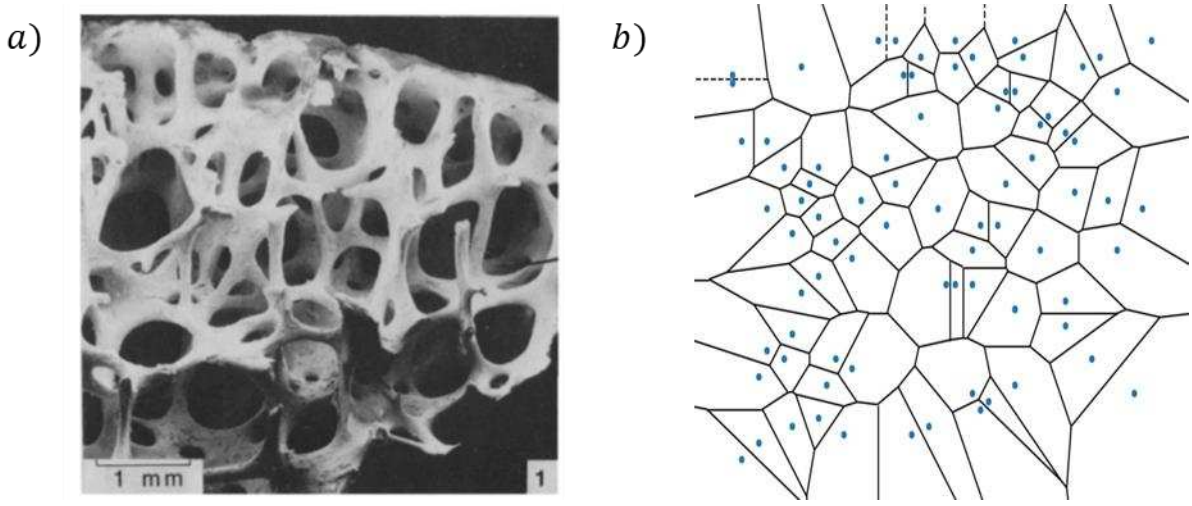


Figure 2-8 : Cellules de Voronoï : (a) Image MEB d'un os spongieux [45]; (b) Diagramme de Voronoï adapté de [48]

Concrètement, le diagramme de Voronoï peut être utilisé dans la génération de structures 3D optimisées si le nuage de points sur lequel il se base dépend de critères relatifs au design. Par exemple, Bracket et al. [48] a élaboré un algorithme qui permet de convertir le résultat d'une optimisation topologique en une structure cellulaire de Voronoï. Cette dernière consiste à trouver la répartition optimale de la matière dans le but de maximiser la rigidité d'une pièce, pour un chargement spécifique [49]. Pour ce faire, la pièce à optimiser est maillée puis chaque élément se voit attribuer une densité en fonction de sa contribution relative au port de la charge. Une fois la carte de densité obtenue, cette dernière est convertie en une distribution de points, en attribuant un nombre de points plus important pour les zones de densité élevée. Ces points servent ensuite à générer le diagramme de Voronoï et donc la structure 3D de la pièce. La géométrie obtenue est en revanche extrêmement complexe et difficilement manufacturable. Même si l'auteur mentionne le potentiel de la fabrication additive en ce qui concerne la réalisation de ce type de pièces, l'article n'aborde pas leur confection.

À l'aide d'une méthode similaire à celle développée par Bracket et al., des éléments de façade en verre ont été optimisés vis-à-vis des efforts exercés par le vent [50]. Une modélisation éléments finis, montre que la déflection d'un panneau simplement supporté, soumis aux forces de pression du vent, peut être réduite d'environ 5% via cette technique. Le cas non optimisé est composé de cellules de Voronoï construites à l'aide d'une distribution de points aléatoire. À l'inverse, le second modèle est créé à partir de points agencés en fonction de la répartition des

contraintes dans la structure. Outre la simulation numérique, des échantillons ont été imprimés en polytéréphtalate d'éthylène (PETG). Cependant, les tests réalisés ne sont pas exploitables du fait de l'utilisation d'adhésifs différents entre les échantillons.

La littérature contient d'autres exemples qui prouvent que les cœurs à densité variable permettent d'optimiser les propriétés mécaniques de ce dernier en compression [38], en flexion [51], [52], en cisaillement [53] ou encore d'améliorer son comportement dynamique [54]. Niknam et al. [55] se sont intéressés à la modélisation et à la simulation de structures cellulaires à densité variable. Ils ont notamment travaillé sur le comportement de plaques simplement supportées et soumises à une charge uniformément distribuée. À l'aide d'un algorithme génétique multicritères (NSGA-II), les plaques ont été optimisées afin de réduire leur masse ainsi que la flèche maximale lors du chargement. L'étude a été conduite sur des cellules dont la densité peut varier dans les trois directions comme illustré à la Figure 2-9. Pour ce faire, la densité cellulaire de la plaque de la Figure 2-9 (a) est variée en venant modifier les dimensions de ces dernières selon la direction considérée. Ainsi, la Figure 2-9 (b) présente une plaque dont la variation de densité est réalisée dans le plan (x, y) tandis que la Figure 2-9 (c) est une plaque à densité variable selon la direction z. Afin de permettre la comparaison entre les différentes stratégies d'optimisation, les trois plaques précédentes sont analysées pour des densités globales équivalentes soit pour des masses égales. Chaque plaque est modélisée par un solide homogène et la flèche maximale des panneaux est comparée à celle du panneau à taille de cellule constante de la Figure 2-9 (a), possédant la même densité globale (Figure 2-9 d). Les résultats obtenus montrent premièrement que, peu importe la direction d'optimisation, l'utilisation de cellules à densité variable permet de réduire la déflection maximale du panneau. Deuxièmement, d'après la Figure 2-9 (d), dans le cas d'une charge uniformément distribuée, une variation de la densité selon l'axe z, représentée par la courbe « z-direction FGC », permet de diminuer la déflection maximale jusqu'à 56%.

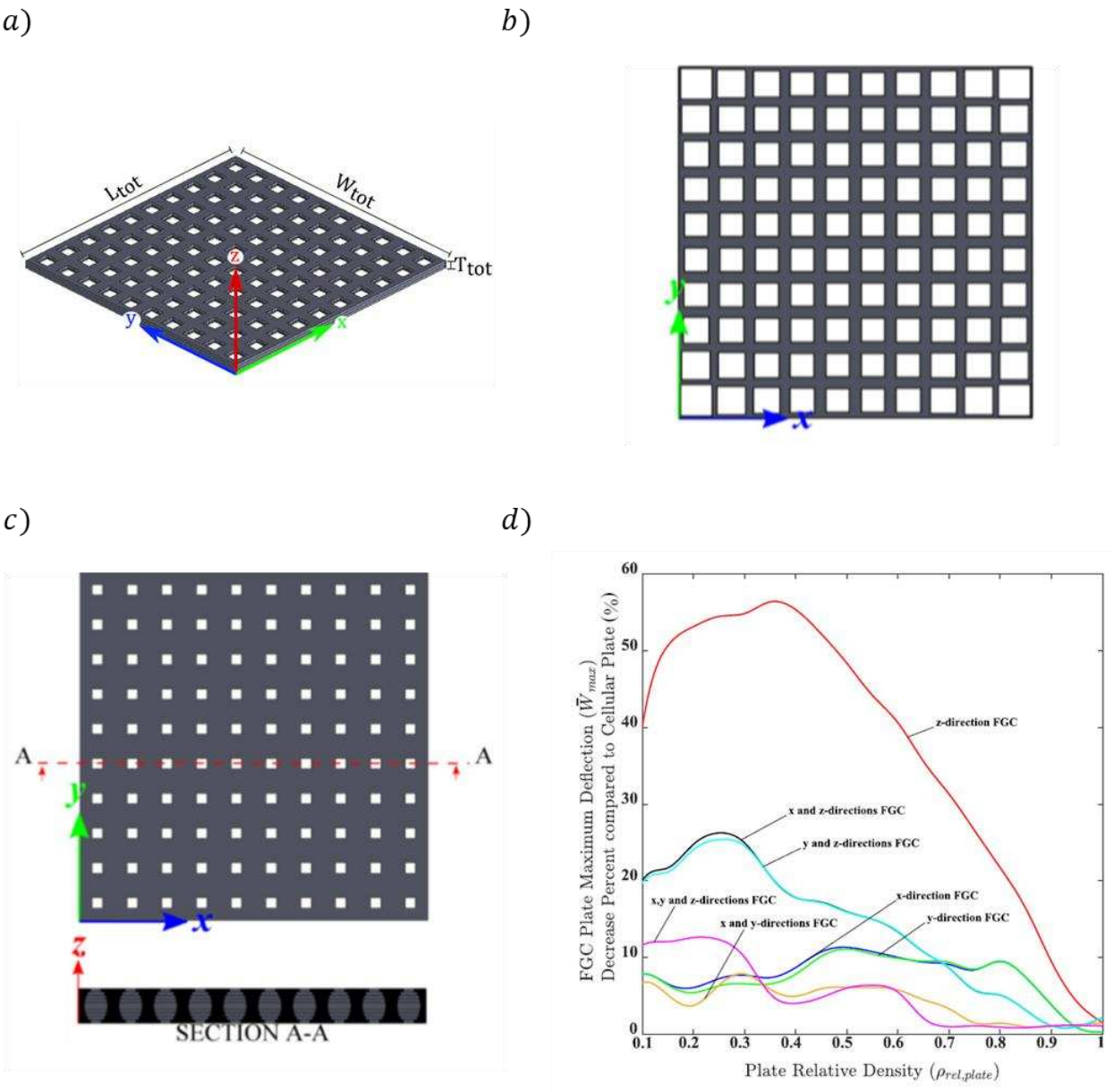


Figure 2-9 : Cœur à densité variable : (a) Vue schématique d'une plaque cellulaire à taille de cellule constante[55]; (b) Vue schématique d'une plaque à densité variable dans le plan (x, y); (c) Vue schématique d'une plaque à densité variable selon la direction z; (d) Diminution de la flèche maximale de plusieurs plaques simplement supportées à densité variable par rapport à une plaque à taille de cellule constante [55]

Cependant, comme l'auteur le souligne, la fabrication de ce type de géométrie se montre extrêmement complexe. Des échantillons en acide polylactique (PLA) ont été obtenus via fabrication additive. Ces derniers présentent de nombreux défauts qui laissent penser que les

performances mécaniques ne seront pas celles attendues. Leur impact sur le comportement réel des panneaux n'a pas été mesuré expérimentalement.

Il est complexe de prévoir le gain réellement atteignable via l'utilisation des méthodes d'optimisation du cœur présentées. Le Tableau 2-2 permet de comparer les différentes techniques en fonction de leur impact sur les propriétés mécaniques. Les cœurs multifonctionnels, composés d'une succession de couches de peaux et d'âmes aux propriétés différentes semblent mener à une dégradation des performances. En revanche, l'ajout de raidisseurs au sein de la structure permet d'augmenter la résistance en flexion du panneau [39]. Les structures treillis sont prometteuses car la résistance spécifique de ces dernières est très élevée. Malheureusement, la fabrication de ce type de géométrie est extrêmement complexe. La variation de densité du cœur apparait alors comme étant la meilleure alternative. Cette technique permet de reproduire fidèlement la distribution de matière d'une optimisation topologique et ainsi de concevoir une structure adaptée au cas de chargement.

Tableau 2-2 : Récapitulatif : optimisation d'âmes de composites sandwich

Référence	Optimisation	Méthode	Chargement étudié	Tests	Paramètres	Conclusion
K. Dharmasena (2009) [39]	Cœur à plusieurs couches et raidisseurs	Simulation éléments finis Panneaux avec âme en tôles ondulées soudées à des peaux en acier	Indentation (ASTM D6264)	✓	Nombre de couches du cœur	Cœurs multicouches : ↓ 50% état de contrainte dans la structure impactée.
H. Y. Sarvestani and al. (2018) [36]	Cœur treillis	Simulation éléments finis Fabrication additive de panneaux (PLA)	Flexion 3 points (ASTM C393)	✓	Géométrie des cellules Densité relative du cœur	La performance d'une géométrie dépend sa densité. Il est impossible de classer les géométries sans prendre en compte la densité considérée.
C. Lira (2010) [53]	Cœur à densité variable	Simulation éléments finis Fabrication additive du cœur (ABS)	Cisaillement (ASTM C273-07a)	✓	Densité relative du cœur via l'utilisation d'un gradient sur l'épaisseur des parois	Rigidité en cisaillement : ↑ 19% (dans la direction du gradient appliqué).
A. Ajdari (2011) [38]	Cœur à densité variable	Simulation éléments finis	Impacts à faible vitesse		Densité relative du cœur via l'utilisation d'un gradient sur l'épaisseur des parois	Déflection maximale : ↓ 67% pour des cœurs à densité variable. Densité élevée proche de la surface chargée : meilleurs résultats.
Y. Hou (2013) [52]	Cœur à densité variable	Simulation éléments finis Panneaux avec un cœur époxy et des peaux composites	Flexion 3 points (ASTM C393)	✓	Densité relative du cœur via l'utilisation d'un gradient sur l'épaisseur des parois et l'angle des cellules	Rigidité en flexion fortement impactée par l'angle (donc la forme) des cellules.
D. Chen. (2015) [51]	Cœur à densité variable	Etude numérique (théorie de Timoshenko) Simulation éléments finis	Flambement et flexion		Densité relative du cœur selon la largeur du sandwich	Pour une masse donnée, cœur dense près des peaux ↑ 18% charge critique en flexion par rapport à un cœur dense au centre.
L. Boldrin (2016) [54]	Cœur à densité variable	Simulation éléments finis Fabrication additive du cœur (ABS)	Dynamique (ASTM D638-08)	✓	Densité relative du cœur via l'utilisation d'un gradient sur l'épaisseur des parois et l'angle des cellules	Fréquences propres plus élevées pour cellules en nid d'abeille à densité variable.
H. Niknam (2018) [55]	Cœur à densité variable	Simulation éléments finis Fabrication additive du cœur (PLA)	Flambement et flexion		Densité relative du cœur	Déflection maximale ↓ (jusqu'à 56%) et charge critique de flambement ↑ pour un cœur à densité variable. Meilleures performances lorsque le gradient de densité est appliqué selon l'épaisseur du panneau.

2.5 Méthodes de fabrication du cœur de composites sandwich

Les méthodes de fabrication par enlèvement de matière ne possèdent pas la flexibilité nécessaire pour réaliser, à bas coûts, des structures customisées. Ainsi, le dimensionnement du cœur est souvent borné au choix du matériau et des paramètres cellulaires parmi un catalogue de géométries disponibles.

Quant à elle, la fabrication additive permet de concevoir plus efficacement la structure interne du panneau sandwich. Il est alors possible de localement modifier la taille des cellules, de faire varier l'épaisseur des cellules ou encore la distance entre les peaux.

2.5.1 Fabrication additive

La fabrication additive est un regroupement de procédés de fabrication par ajout de matière. Cette méthode de production a le potentiel de faciliter la réalisation de structures optimisées. La pièce à imprimer est tout d'abord générée par un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO) puis le modèle en trois dimension (3D) est découpé en tranches qui seront ensuite imprimées tour à tour. Actuellement, il est possible de fabriquer à l'aide de ce procédé des pièces en plastiques, en métaux ou encore en composites. La technologie par dépôt de matière fondue (Fused Filament Fabrication, FFF ou FDM) est une des techniques d'impression 3D les plus répandue. En effet, elle est aisée à mettre en œuvre et permet de fabriquer à faibles coûts des pièces à géométrie complexe et tout en générant moins de déchets que des procédés de fabrication conventionnels [56].

2.5.2 Procédé FFF

L'impression 3D FFF a été développée en 1988 par S. Scott Crumper, fondateur de Stratasys [57]. Comme illustré sur la Figure 2-10, un filament de thermoplastique passe à travers une buse chauffée, y est fondu et est ensuite déposé sur un plateau lui-même chauffé afin de maintenir la température de l'enceinte élevée. La buse peut généralement se déplacer dans le plan ce qui permet de déposer la matière fondue selon la forme désirée. Une fois une couche totalement imprimée, le plateau, mobile selon l'axe z, descend d'un incrément afin de permettre l'impression de la couche suivante.

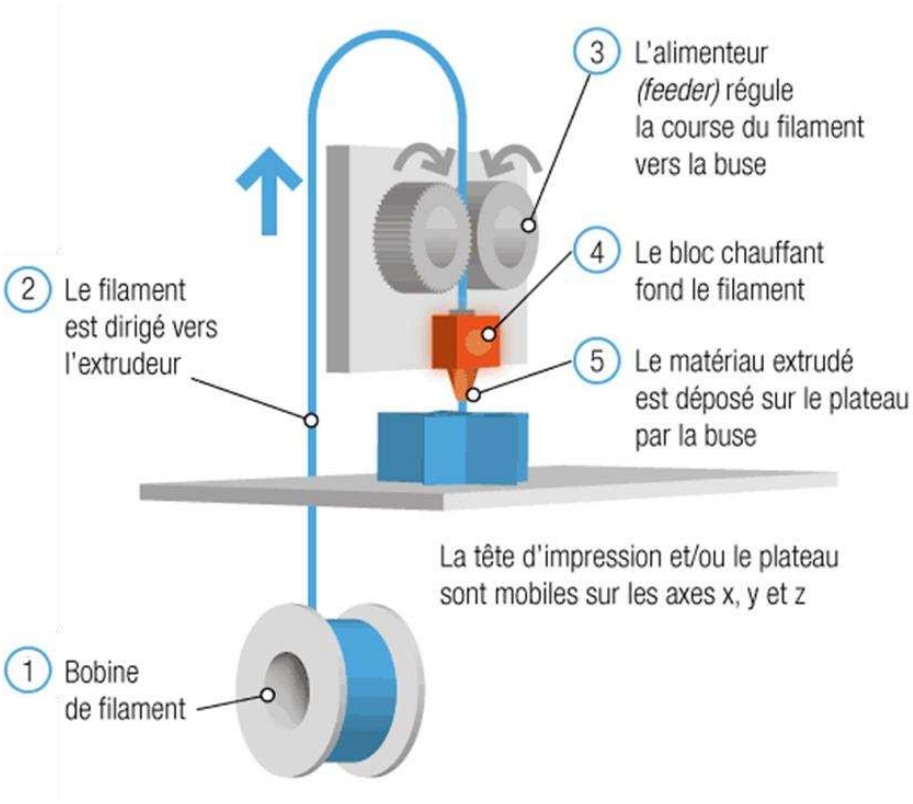


Figure 2-10 : Schéma du procédé d'impression FFF [58]

2.5.3 Fabrication additive de panneaux sandwich

La fabrication additive est une technique qui peut facilement s'adapter à une situation particulière et permet de générer, comme illustré à la Figure 2-11, des formes complexes. Il est possible de générer un cœur en nid d'abeille (Figure 2-11 a) ou encore une structure en treillis (Figure 2-11 b, c et d). Ainsi, la conception du cœur du panneau sandwich peut être faite au cas par cas en fonction du chargement considéré afin de diminuer la masse de la structure.

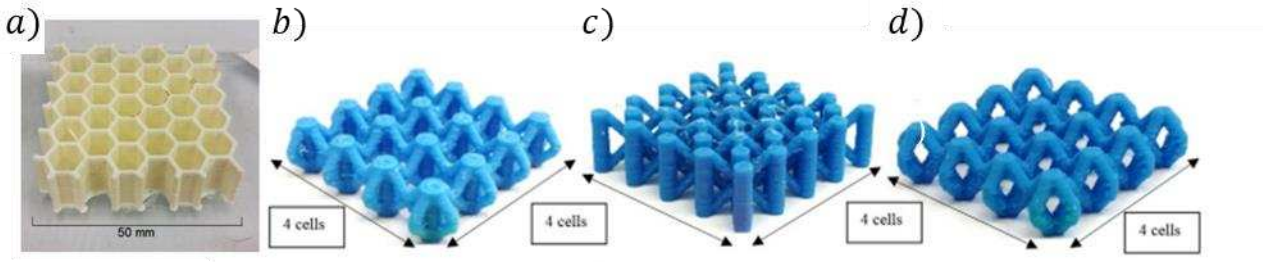


Figure 2-11 : Cœurs cellulaires imprimés en PLA : (d) Nid d'abeille, tiré de [59]; (b,c,d) Structures treillis, tiré de [60]

Pollard et al. [59] ont déterminé l'effet de l'épaisseur des parois des cellules en nid d'abeille sur les propriétés mécaniques en compression. Les cellules à parois minces rompent pour des forces de compression plus faibles que les parois épaisses à cause de la diminution de la surface de contact entre les filaments et entre les couches. L'auteur a également comparé les résultats d'âmes imprimées en PLA et en acrylonitrile butadiène styrène (ABS) à ceux des cellules en papier d'aramide (Nomex). Ces derniers servent de référence car ils sont régulièrement utilisés par les industriels. Les essais mécaniques, réalisés selon la norme ASTM D7336, montrent que les structures imprimées sont capables de supporter une charge maximale supérieure mais possèdent en revanche une rigidité spécifique quatre fois moindre. Il est cependant à noter que les spécimens imprimés présentent des épaisseurs de parois entre 7 et 14 fois plus importantes. De même la taille des cellules est 3 fois plus grande. Ainsi la comparaison entre les spécimens imprimés et le Nomex n'est pas possible car les échantillons ne possèdent ni la même masse, ni la même surface résistante. À partir des images des structures imprimées et des dimensions annoncées des cellules, la densité relative des cœurs a été estimée. Elle est de 20% pour les pièces imprimées contre 5% environ pour le Nomex. L'auteur justifie ces paramètres par les limitations techniques de l'imprimante FFF utilisée. Enfin, l'étude montre que même si théoriquement le parcours suivi par la tête d'extrusion joue un rôle sur l'anisotropie de la pièce, son effet n'est pas réellement observable.

Azzouz et al. [60] ont imprimé des structures cellulaires à l'aide du procédé FFF. Les cœurs en PLA sont ensuite collés à l'aide d'un adhésif époxy aux peaux et des tests mécaniques en compression (ASTM C364-99), flexion (ASTM C393-06) et cisaillement (ASTM C273) ont été réalisés. Différentes géométries de treillis ont été fabriquées et comparées. L'auteur énonce deux conclusions :

- Les cellules treillis sont plus efficaces que les cellules 2D tels que les nids d'abeille de par leurs propriétés mécaniques en compression.
- La fabrication via le procédé FFF implique de nombreux défauts de fabrication. Ces derniers sont relativement aléatoires et conduisent à une mauvaise répétabilité des mesures.

De plus il est à noter que les échantillons générés dans cette étude possèdent une densité relative élevée. En effet, à partir des données fournies, il a été estimé que cette dernière se situe autour de 22%.

Aussi, si la fabrication des cellules a été relativement aisée, les défauts de fabrication observés laissent présager que manufacturer des cœurs moins denses risque d'être problématique.

De plus le Tableau 2-3 montre que si l'impression 3D de composites sandwich peaux comprises est théoriquement possible, elle n'est que peu étudiée. De fait le plus souvent, le cœur imprimé est collé à des peaux obtenues par une méthode de fabrication conventionnelle. Pourtant, des échantillons à structure treillis [36] ou encore en nid d'abeille [61] de panneaux sandwichs entièrement imprimés ont permis de justifier la faisabilité de cette technique. En revanche, leur comportement mécanique n'est pas encore complètement compris. Le Tableau 2-3 permet également de remarquer que les structures cellulaires obtenues par FFF possèdent en général des densités élevées.

Tableau 2-3 : Récapitulatif : impression 3D de composites sandwich

Référence	Structures et tests	Matériaux	Conclusions
Bagsik (2014) [61]	Structures cellulaires 2D Tests en flexion (ASTM C393)	PEI	L'augmentation de l'épaisseur des murs sous les peaux permet de maximiser les propriétés mécaniques
Brischetto (2018) [62]	Panneau sandwich entièrement imprimé Test en flexion 3 points (ASTMD790)	PLA	Densité de cœur élevée : 22% Meilleures performances lorsque le matériau utilisé pour les peaux et le cœur est le même (meilleur adhésion)
Galatas (2018) [63]	Structures cellulaires 2D, collées à des peaux en composite.	ABS	Densité de cœur élevée : 47 à 65%.
Lubombo (2018) [64]	Structures cellulaires 2D. Tests en traction (ASTM D638), compression, flexion (ASTM D790)	PLA	Densité de cœur élevée : 55% La cellule en nid d'abeille présente le meilleur équilibre entre performances mécaniques globales et masse
Pollard (2018) [59]	Âme en nid d'abeille Tests de compression (ASTM D7336)	PLA, ABS	Densité de cœur élevée : 20% Comportement en compression dicté par le flambement des parois
Sarvestrani (2018) [36]	Panneaux sandwich à structures treillis Tests d'impact et modélisation éléments finis	PLA	Densité du cœur élevée : 20 à 70% Bonne corrélation entre le modèle et l'expérience
Azzouz (2019) [60]	Âme en structure treillis, collée via adhésif époxy à des peaux en composite. Tests en compression (ASTM C364-99), cisaillement (ASTM C273) et flexion (ASTM C393-06)	PLA	Densité de cœur élevée : 22% Les défauts d'impression induisent une mauvaise répétabilité des mesures Comportement en compression dicté par le flambement des parois

2.6 Synthèse de la revue de littérature

La revue de littérature a permis de mettre en évidence que l'environnement lunaire hostile va soumettre le rover à des cycles de températures extrêmes et à un niveau de radiations élevé. En outre, avant d'alunir, le rover devra avoir résisté aux contraintes mécaniques générées par le lancement. Malgré le peu d'informations diffusées par les agences spatiales sur leurs concepts de véhicules d'explorations, il ressort que les composites sont de plus en plus utilisés dans la fabrication de pièces structurelles. Cependant, les composites à matrice thermoplastique ne sont pas encore très répandus car les thermoplastiques possédaient jusqu'à présent de faibles propriétés thermiques.

L’utilisation de panneaux sandwich permet de réduire efficacement la masse des structures soumises à un moment de flexion. Afin d’optimiser les performances de ces derniers, il est nécessaire de modifier les dimensions ou encore la géométrie du cœur. La fabrication additive, de par sa flexibilité, a le potentiel pour les produire. En effet, la revue de littérature a permis de montrer qu’il est possible d’adapter la forme du cœur en fonction du cas de chargement, puis de l’imprimer fidèlement. Cependant, les travaux existants ne permettent pas de conclure quant aux performances réelles des structures ainsi obtenues, car elles ont rarement été testées expérimentalement. De plus, la taille excessive de leurs cellules compromet leur utilité car elles les alourdissent considérablement.

CHAPITRE 3 DÉMARCHE DU PROJET

3.1 Objectifs

L'objectif principal de ce mémoire est de démontrer le potentiel de la fabrication additive pour une structure en composites thermoplastiques à destination du domaine aérospatial et plus particulièrement pour un rover lunaire. En effet, la fabrication additive permet de s'affranchir en conception des limites géométriques imposées par les méthodes de fabrication traditionnelles : enlèvement de matière sur alliages métalliques ou assemblages de panneaux composites.

Cependant, si les propriétés mécaniques des composites imprimés sont inférieures à celles des composites ou alliages métalliques traditionnels, la fabrication additive peut néanmoins être mise à profit dans la conception et fabrication de panneaux sandwichs à cœur optimisé. L'enjeu est double : diminuer la masse des composants mais également les coûts de fabrication. L'objectif principal se divise donc en deux objectifs spécifiques :

Objectif n°1 : Concevoir un modèle préliminaire de rover lunaire, tenant compte des prérequis mécaniques de la phase de lancement, en se basant sur l'utilisation de composites thermoplastiques imprimés.

Objectif n°2 : Optimiser le panneau sandwich du rover lunaire par lequel transitent la majorité des efforts et quantifier expérimentalement le gain associé.

3.2 Méthodologie

3.2.1 Objectif n°1

Lors de cette première étape, il s'agit de mettre à profit le gain en flexibilité lié à l'impression 3D afin de réduire la masse de l'ensemble. Pour ce faire, il est primordial d'identifier les critères dimensionnants de l'engin. Une bonne compréhension de l'environnement lunaire et de la phase de lancement est ainsi nécessaire. Les lanceurs envisagés par l'ASC sont Falcon Heavy et Ariane 6 développés par SpaceX et ArianeGroup, respectivement. Un modèle préliminaire de rover lunaire, issu d'un projet intégrateur effectué à Polytechnique Montréal en 2014, sert de base d'étude. Ce dernier consiste en un assemblage de plaques en alliage d'aluminium. La fabrication additive permet de réduire significativement le recours aux éléments d'assemblages métalliques

qui alourdissent considérablement la structure. Ainsi, l'objectif est d'analyser la capacité de l'impression 3D de thermoplastique à réduire la masse du modèle préliminaire de l'ASC. Pour ce faire, le comportement du modèle préliminaire de rover, soumis aux niveaux d'accélérations et aux vibrations engendrés par les lanceurs, est simulé à l'aide du logiciel commercial par éléments finis, Ansys 18.1. À la suite de cette étude, l'impact de la fabrication additive de composites thermoplastiques est analysé. Pour ce faire, les propriétés mécaniques d'un composite imprimé, constitué de PEEK renforcé de fibres courtes de carbone, sont appliquées au modèle préliminaire. Dans un souci de simplification, le thermoplastique renforcé est modélisé par un matériau homogène quasi-isotrope. Ensuite, une optimisation topologique du modèle préliminaire est menée afin de générer un modèle optimisé du rover imprimé. Finalement, ce nouveau modèle est soumis aux contraintes de l'environnement de lancement de manière à valider les résultats de l'optimisation.

3.2.2 Objectif n°2

Le panneau sandwich inférieur sur lequel la majorité des équipements viennent se fixer est l'élément central du design optimisé du rover lunaire. En effet, le système d'attache du lanceur vient s'implanter sur ce composant. La flexibilité conférée par l'impression 3D est alors mise à profit afin de concevoir un cœur plus performant. Pour ce faire, un algorithme permettant de distribuer plus efficacement la matière est généré. En effet, les cœurs traditionnellement utilisés dans l'industrie spatiale sont homogènes. Par conséquent leurs propriétés mécaniques sont identiques dans l'épaisseur et dans le plan. Partant de ce constat, et des travaux présentés à la Section 2.4, un cœur à densité variable prenant en compte la répartition des efforts dans le panneau est fabriqué. Pour ce faire, la taille des cellules du cœur du panneau sandwich est variée de manière à disposer les cellules les plus denses là où les efforts transitent. Ensuite, des échantillons sont imprimés en PLA. Enfin, les performances mécaniques de la structure ainsi optimisée sont déterminées expérimentalement et confrontées à celles de la structure d'origine. Pour ce faire, un montage expérimental représentatif du cas de chargement réel du panneau a été conçu. De plus, les panneaux sandwich ont été testés en compression, flexion et cisaillement.

3.2.3 Synthèse

Le Tableau 3-1 résume les différents modèles de rover lunaire qui sont utilisés. Le modèle préliminaire en alliage d'aluminium constitue le point de départ de la conception et le modèle topologique est le modèle résultant des optimisations présentées aux Chapitre 4 et Chapitre 5.

Tableau 3-1 : Synthèse des différents modèles de rover lunaire utilisés

Désignation	**Description**	**Fabrication**	**Commentaires**
Modèle préliminaire	Panneaux pleins d'alliage d'aluminium d'épaisseur constante	Aluminium laminé et assemblage mécanique	
Modèle préliminaire en composite thermoplastique	Panneaux pleins en PEEK renforcé d'épaisseur constante	Fabrication additive (impression 3D)	Mêmes formes que le modèle préliminaire
Modèle topologique	Panneaux pleins en PEEK renforcé d'épaisseur variable	Fabrication additive (impression 3D)	Formes obtenues par optimisation topologique
Modèle topologique modifié	Panneaux pleins en PEEK renforcé d'épaisseur variable et base en structure sandwich	Fabrication additive (impression 3D) et peaux du panneau sandwich en composite préimprégné	Formes obtenues par optimisation topologique

CHAPITRE 4 DESIGN D'UN ROVER LUNAIRE EN COMPOSITE THERMOPLASTIQUE

Le rover du projet aura pour mission d'être déposé sur la surface lunaire et d'y sillonner certains cratères où la température peut chuter à -150°C [4]. Le rover doit survivre à l'absence d'atmosphère, aux radiations, aux cycles de température (+100 °C à -150 °C) et ce pendant plusieurs semaines. Le choix du matériau ainsi que sa justification vis-à-vis de sa résistance aux radiations et au dégazage fait partie d'un autre objectif du projet Vision CREPEC. Les résultats préliminaires de l'équipe indiquent de travailler avec un thermoplastique haute performance, le PEEK renforcé de fibres courtes de carbone. Ce type de matériau est utilisé au laboratoire LM² dans la fabrication de pièces semi-structurelles pour des applications en aéronautique. De plus, le PEEK semble être un choix pertinent car ce matériau est déjà utilisé dans la fabrication d'équipements spatiaux tels que le bras canadien (ex : Canadarm 2 réalisé en PEEK renforcé de fibres continues de carbone), actuellement en service sur la station spatiale internationale.

4.1 Exigences de conception

4.1.1 Modèle préliminaire

La Figure 4-1 présente la structure initiale du rover lunaire qui est le modèle préliminaire fourni par l'ASC [65]. Sa structure actuelle est constituée d'un assemblage de plusieurs panneaux de 20 mm d'épaisseur en alliage d'aluminium (Figure 4-1 a). Les composants massifs qui équipent le rover doivent être pris en compte lors de l'étude. Ces derniers sont, pour la plupart, montés sur le panneau inférieur (Figure 4-1 b) et seront assimilés à des masses distribuées lors de la conception. Le Tableau 4-1 donne les masses des principaux composants non structurels. Le rover pèse environ 300 kg en négligeant les différentes vis et les inserts métalliques nécessaires pour l'assemblage. La structure métallique est responsable de plus de 40% de la masse avec un poids d'environ 130 kg. Ainsi, les composants nécessaires à la réalisation de la mission (payload) représentent près de 60% de la masse du rover lunaire. La configuration du rover doit permettre d'accéder facilement aux différents composants de manière à faciliter leur montage, leur inspection et leur éventuel entretien.

Tableau 4-1 : Masse des principaux composants du rover lunaire hors structure métallique, adapté de l'ASC [65]

Désignation	**Masse** (kg)
Batteries	60
Carte de puissance	20
Ensemble bloc moteur et roue	11,2
Transpondeur	5
Boîtier électrique	2
Foreuse	25
Antenne bande X	10
Caméra thermique	5,5
Sonde à neutrons	5
Masse des autres composants	28,1
TOTAL	**171,8**

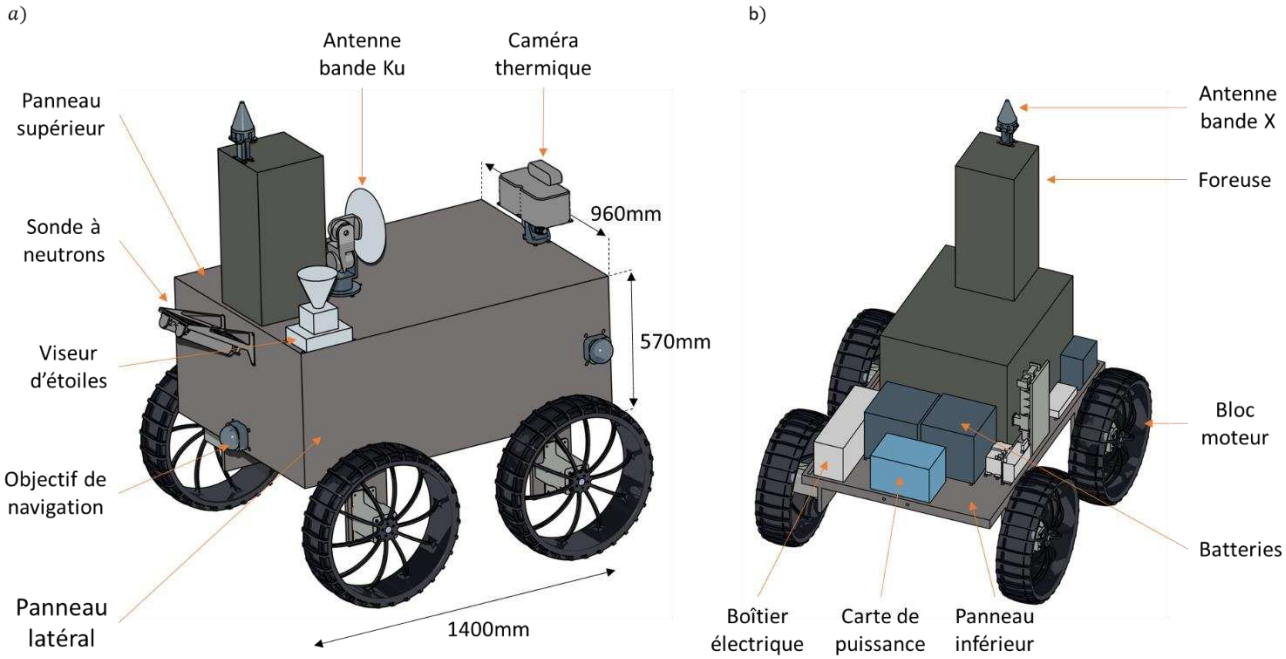


Figure 4-1 : Modèle préliminaire du rover lunaire : (a) Vue isométrique; (b) Vue de l'agencement interne des composants; adapté de l'ASC [65]

4.1.2 Système d'attache

Le modèle d'alunisseur utilisé, présenté à la Figure 4-2, a été défini lors d'un projet intégrateur réalisé à Polytechnique Montréal. Il est composé d'une plateforme surélevée montée sur un train d'atterrissage. Le rover vient se poser sur cette plateforme et est déployé sur la Lune à l'aide d'une échelle de sortie inclinable. Le dessous du rover doit posséder une attache cylindrique qui vient se positionner à l'intérieur de l'embout de l'atterrisseur. Ensuite, le maintien en position est obtenu par serrage.

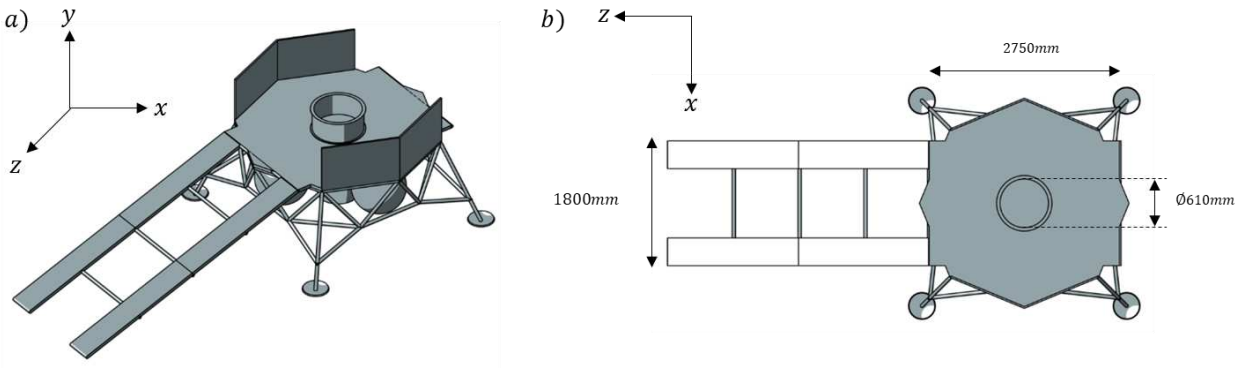


Figure 4-2 : Modèle 3D d'alunisseur utilisé : (a) Vue isométrique; (b) Vue du dessus, adapté de l'ASC [65]

4.1.3 Environnement de lancement

Le rover va être soumis à des accélérations importantes ainsi qu'à des chocs, vibrations, etc. Les constructeurs de lanceurs mettent à disposition des concepteurs un document technique qui détaille l'ensemble des chargements mécaniques présents lors de la phase de lancement [14], [15]. La section suivante présente les données les plus contraignantes, issues des documentations techniques des fusées. Les graphiques et tableaux dont sont extraits les requis mécaniques sont disponibles à l'Annexe B : Requis fonctionnels des lanceurs. Les chargements sont exprimés dans le référentiel de la fusée (X_L, Y_L) défini à la Figure 4-3 qui est similaire pour les lanceurs de SpaceX et d'ArianeGroup. Les champs d'accélération s'appliquent au niveau de l'attache entre le rover et l'atterrisseur. Le chargement de la structure du rover dépend de son orientation dans la fusée. Nous faisons l'hypothèse que le référentiel du rover coïncide en tout temps avec celui du lanceur (Figure 4-3 b). Dans ce cas, les composants du rover reposent entièrement sur la partie du châssis qui est

fixée à l'atterrisseur, ce qui est la configuration la plus contraignante du point de vue de la conception. Par conséquent, les forces F_x et F_y schématisées à la Figure 4-3 (b) correspondent à la force due à l'accélération axiale et radiale respectivement.

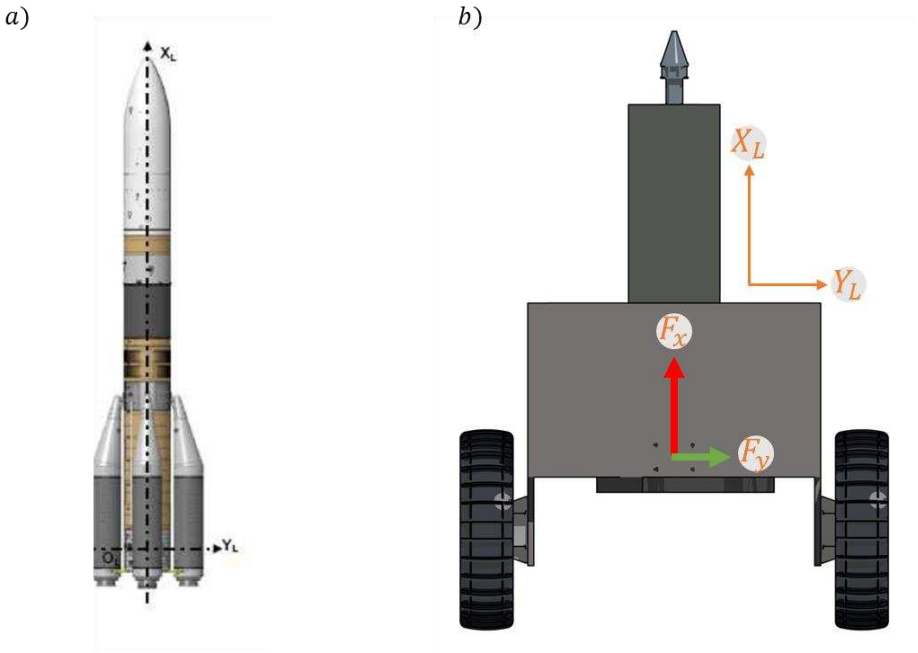


Figure 4-3 : Système d'axe considéré : (a) Système d'axe (X_L, Y_L) lié à la fusée [14]; (b) Système d'axe (X_L, Y_L) appliqué au rover lunaire

Fréquence propre

La fréquence propre d'un système correspond à la fréquence à laquelle ce dernier oscille en l'absence de toute force extérieure. Pour le rover lunaire, cette dernière ne doit pas coïncider avec celle du lanceur pour éviter le phénomène de résonance. Le lanceur Ariane 6 impose une fréquence propre radiale supérieure à 6 Hz et une fréquence axiale d'au moins 20 Hz [14]. Falcon Heavy est plus contraignant, la fréquence doit être supérieure à 35 Hz pour les deux axes [15].

Chargement quasi-statique

Lors du lancement, le système de propulsion génère des efforts dynamiques et statiques importants. Ce chargement est défini par des accélérations quasi-statiques car les temps d'applications sont suffisamment longs pour considérer chaque position du système comme une position d'équilibre. Le niveau des accélérations quasi-statiques est présenté au Tableau 4-2, avec g, l'accélération de la pesanteur, égale à 9,81m/s². Les deux extraits de la documentation des

lanceurs [14], [15] montrent que le lanceur de SpaceX va soumettre le rover à des accélérations plus importantes. Cependant, afin de pouvoir conserver la possibilité d'utiliser les deux fusées, nous retiendrons comme base de dimensionnement les accélérations extrêmes soit, une accélération axiale de 8,5 g et une accélération radiale de 3 g.

Tableau 4-2 : Chargement quasi-statique : niveaux maxima d'accélérations selon le référentiel (X_L, Y_L)

	Accélération axiale (g)	**Accélération radiale** (g)
Ariane 6 [10]	4.6	2
Falcon Heavy[1] [11]	8.5	3

Vibrations

Les vibrations subies par le rover lors de la phase de lancement sont de différentes natures : sinusoïdales ou aléatoires. Les vibrations sont dues au système de propulsion : à l'allumage des propulseurs, la poussée et l'extinction des propulseurs, au franchissement du mur du son, à la traversée de l'atmosphère, etc.

Les données des constructeurs de lanceur du Tableau 4-3 permettent de définir l'amplitude des vibrations sinusoïdales subies par le rover. Ces vibrations impliquent des niveaux d'accélération relativement faibles, de l'ordre de quelques g. En revanche, les vibrations s'appliquent sur une large plage fréquentielle allant de 2 à 100 Hz, ce qui augmente les risques que la structure entre en résonnance. La résonnance est la propriété d'un objet soumis à un effort périodique (ici la vibration sinusoïdale) d'emmagasiner de l'énergie lorsqu'il est excité à une fréquence proche de ses fréquences naturelles. L'objet qui accumule de l'énergie va alors être le siège d'oscillations dont l'amplitude va augmenter et les déformations liées l'excitation deviennent de plus en plus importantes. Ainsi, une excitation même de faible amplitude peut mener à la rupture de l'objet.

[1] En l'absence d'informations pour Falcon Heavy, les données de Falcon 9 sont utilisées pour le chargement quasi-statique

Tableau 4-3 : Amplitude des vibrations sinusoïdales selon le référentiel (X_L, Y_L) en fonction de la plage de fréquence d'application des lanceurs

	Plage de fréquence (Hz)	**Accélération axiale** (g)	**Accélération radiale** (g)
Ariane 6 [14]	2 – 25	1	0.8
	25 – 50	1	0.6
	50 - 100	0.8	0.6
Falcon Heavy [15]	5 - 20	0.65	0.5
	20 – 35	0.8	0.5
	35 – 75	0.8	0.5
	75 – 85	0.75	0.5
	85 - 100	0.9	0.55

Les vibrations aléatoires sont présentes jusqu'à 2000 Hz [15]. Ces dernières ont la particularité, à l'inverse des vibrations sinusoïdales, d'être aussi bien fonction du temps que de la fréquence d'application. Ainsi, les vibrations aléatoires sont définies par une absence de reproductibilité au cours d'enregistrements successifs et il est alors impossible de les décrire précisément. Ce type de signal doit alors être traité à l'aide d'une approche statistique [66]. Les vibrations aléatoires sont alors représentées à l'aide d'une PSD (Power Spectral Density ou Spectre de Densité Spectrale). La PSD d'un signal rend compte de la répartition de la puissance sur une plage de fréquences et permet d'estimer l'énergie dont la vibration dispose à une certaine fréquence pour contraindre la structure du rover. La PSD s'exprime en g^2/Hz. Les informations concernant la PSD associée au lanceur de SpaceX sont présentées au Tableau 4-4. Ces accélérations s'appliquent au niveau de l'interface entre l'atterrisseur et le rover. En l'absence de données pour Ariane 6, le spectre de Falcon Heavy a été utilisé lors de notre analyse.

Tableau 4-4 : Chargement aléatoire : PSD des vibrations aléatoires de Falcon Heavy [15]

Plage de fréquence (Hz)	**PSD, niveau de vibrations** (g^2/Hz)
20 - 100	0,005
150 – 600	0,02
800 - 1150	0,06
1300 - 2000	0,02

Chocs

Des chocs peuvent subvenir lors de la séparation des différents étages du lanceur ou des boosters. Les niveaux d'accélération correspondant à ces chocs peuvent atteindre 1000 g. La vérification de la tenue structurelle du rover à ce genre de chocs se fait habituellement à l'aide d'essais expérimentaux et ne sera pas considérée dans notre analyse préliminaire.

Synthèse des requis mécaniques

L'ensemble des requis fonctionnels que doit satisfaire le design du rover lunaire permettent de dresser la liste des différentes analyses qui vont être menées. Le Tableau 4-5 présente les chargements qui vont être analysés lors de la phase de conception. Ce tableau constitue la donnée de référence en termes de chargement et ce tout au long de l'étude. Les chargements quasi-statiques et vibratoires vont contraindre le rover. Il faut alors s'assurer que la limite élastique du matériau, employé dans la fabrication de la structure, soit supérieure à la contrainte maximale subie avec un facteur de sécurité issu de la documentation technique des lanceurs [14], [15].

Tableau 4-5 : Requis fonctionnels liés aux différents chargements de la phase de lancement et niveaux maximum d'accélération associés

<table>
<tr><th></th><th colspan="4">Valeurs</th><th>Facteur de sécurité</th></tr>
<tr><td>Fréquence propre</td><td colspan="4">> 35 Hz</td><td>-</td></tr>
<tr><td>Chargement : accélérations quasi-statique</td><td colspan="4">Axiale : 8,5g
Radiale : 3g</td><td>1,25</td></tr>
<tr><td rowspan="4">Chargement : vibrations sinusoïdales</td><td colspan="2">Axiale</td><td colspan="2">Radiale</td><td rowspan="4">1,25</td></tr>
<tr><td>2-50 Hz</td><td>1g</td><td>2-25 Hz</td><td>0,8g</td></tr>
<tr><td>50-75 Hz</td><td>0,8g</td><td>25-100 Hz</td><td>0,6g</td></tr>
<tr><td>75-100 Hz</td><td>0,9g</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td rowspan="4">Chargement : vibrations aléatoires</td><td colspan="2">20-100 Hz</td><td colspan="2">0,005 g²/Hz</td><td rowspan="4">2</td></tr>
<tr><td colspan="2">150-600 Hz</td><td colspan="2">0,02 g²/Hz</td></tr>
<tr><td colspan="2">800-1150 Hz</td><td colspan="2">0,06 g²/Hz</td></tr>
<tr><td colspan="2">1300-2000 Hz</td><td colspan="2">0,02 g²/Hz</td></tr>
</table>

4.2 Conception préliminaire d'un rover lunaire

4.2.1 Méthodologie

Définition des modèles

Le *modèle préliminaire* de rover est tout d'abord analysé afin de vérifier que la structure actuelle respecte bien les requis fonctionnels (voir environnement de lancement de la Section 4.1). Cette première étape sert à dresser un état des lieux du design. Les résultats du modèle préliminaire fabriqué en alliage d'aluminium serviront de base d'étude et de comparaison.

Ensuite, ce même modèle est simulé en considérant qu'il est fabriqué à l'aide d'un composite thermoplastique afin d'identifier l'impact du matériau sur le comportement mécanique

de la structure. L'analyse du *modèle préliminaire en composite thermoplastique* permet de mettre en évidence les zones les plus contraintes lors du lancement et ainsi de définir les axes d'amélioration. Enfin, une optimisation topologique de la structure est menée afin de générer un modèle du corps du rover lunaire avec une résistance spécifique plus élevée que celle du modèle préliminaire. Ce modèle est appelé *modèle topologique*.

Finalement, le modèle topologique est soumis aux chargements de l'environnement de lancement de manière à vérifier s'il respecte les requis fonctionnels.

Définition des analyses numériques

La simulation du rover a été menée à l'aide du logiciel d'éléments finis Ansys 18.1. Le modèle 3D est dans un premier temps exporté dans Ansys et maillé à l'aide d'éléments solides. Il est à noter qu'il serait plus pertinent d'utiliser des éléments plaques pour le design actuel mais, afin de permettre la comparaison des résultats entre la structure optimisée et la structure initiale, les éléments solides (SOLID 187) ont été utilisés tout au long de la conception.

La Figure 4-4 présente le modèle numérique simulé. L'analyse portant sur l'environnement de lancement, la fixation à l'atterrisseur est modélisée en venant bloquer le déplacement de l'attache cylindrique (Figure 4-4 a). Les différents composants qui équipent le rover sont modélisés par des masses distribuées (Figure 4-4 a). Dans la littérature, des masses ponctuelles sont souvent utilisées pour simuler les petits équipements présents sur les micro et nano-satellites [67], [68]. En revanche, lorsque qu'il s'agit de modéliser des composants plus massifs, les concepteurs peuvent avoir recours à des masses distribuées [69]. Ces dernières présentent l'avantage de répartir les efforts liés au matériel embarqué. À la suite de l'analyse de convergence présentée à l'Annexe C : Étude de convergence du maillage volumique, la taille globale des éléments volumiques a été fixée à 0,07 mm (Figure 4-4 b). Le maillage est affiné au niveau de l'attache cylindrique du panneau inférieur (Figure 4-4 c) ainsi que sur les pattes de fixation des blocs moteurs. Afin de simplifier le modèle, les contacts sont supposés être totalement liés ce qui exclut la pénétration des pièces les unes dans les autres.

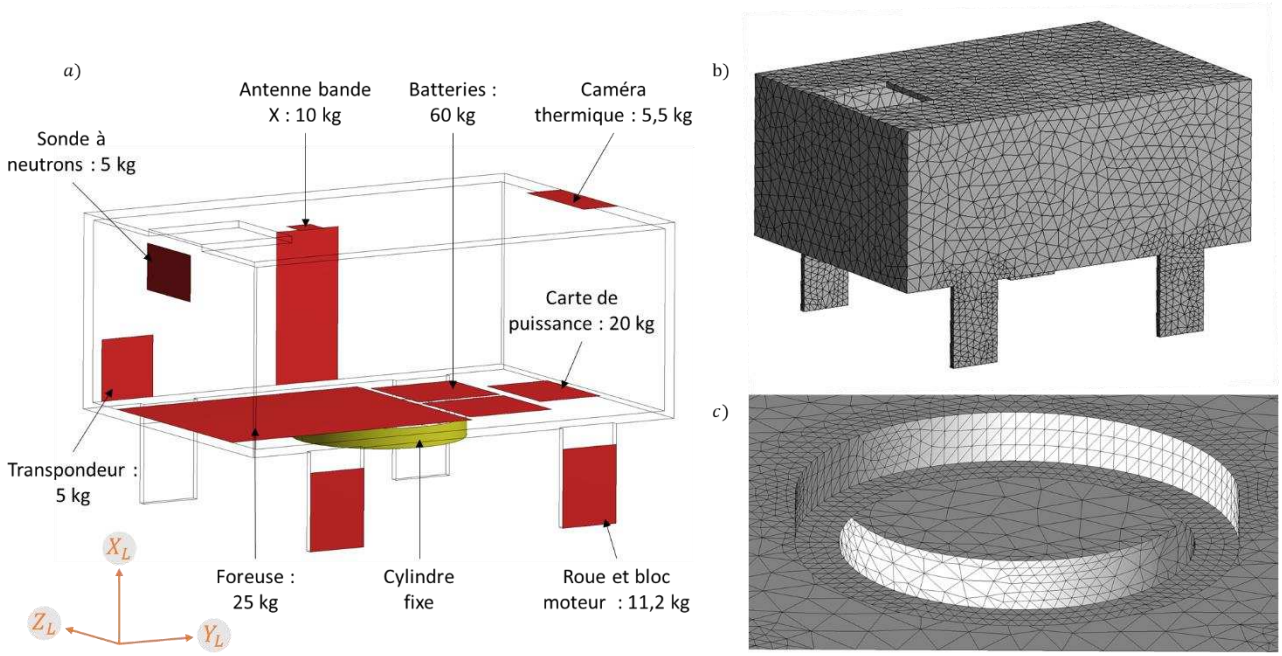


Figure 4-4 : Modèle numérique préliminaire : (a) Modélisation des composants massiques (en rouge) et des conditions aux limites (en jaune); (b) Maillage global du modèle préliminaire; (c) Maillage local raffiné au niveau du cylindre d'attache

Une analyse dynamique *modale* permet tout d'abord de déterminer les trois premiers modes propres de la structure ainsi que les facteurs de participation de masse. Les fréquences propres doivent être supérieures à 35 Hz comme établi à la Section 4.1.3. Le facteur de participation de masse représente l'importance du mode propre selon une direction particulière. En effet, lorsque la structure est excitée à une fréquence proche d'un mode propre, certaines parties du rover vont se déplacer. Ces dernières participent activement à la vibration contrairement aux pièces non impactées qui restent fixes. La part de quantité de matière qui est mise en mouvement est mesurée par le facteur de participation de masse. Plus il est élevé, plus la déformation de la structure risque d'être importante.

Ensuite, une analyse *statique* est menée en venant appliquer les accélérations du chargement quasi-statique de la Section 4.1.3. L'état de la contrainte de von Mises est obtenu et sa valeur ne doit pas dépasser la limite élastique du matériau composant la structure du rover lunaire pour éviter tout endommagement.

Une analyse harmonique *sinusoïdale* est effectuée. La structure du rover est soumise à une vibration sinusoïdale forcée selon les axes X_L et Y_L dont l'amplitude est issue de la Section 4.1.3.

La contrainte de von Mises est extraite et doit rester en deçà de la valeur de la limite élastique du matériau.

Finalement, une étude de *vibrations aléatoires* est menée. La répartition de densité spectrale (PSD) de la Section 4.1.3 est appliquée au rover. Lorsque la fréquence d'application d'une vibration coïncide avec une fréquence propre du système, cette dernière est amplifiée. L'amplitude des déformations augmente de plus en plus jusqu'à ce qu'il y ait rupture du système. En réalité, la rupture n'intervient pas nécessairement. Une partie de l'énergie de l'excitation est dissipée par frottements notamment du fait de la présence de jeux dans l'assemblage. Le facteur d'amortissement permet de prendre en compte cet effet et ainsi de limiter l'impact du phénomène de résonnance. Le taux d'amortissement de la structure est supposé égal à 1% pour une analyse conservative. Cette valeur est habituellement utilisée par l'ASC lors de ses simulations [70]. La contrainte équivalente, $3Sigma$ est déterminée par une approche probabiliste. Elle permet de définir la contrainte maximale dans le rover lunaire avec une probabilité de 99,3%.

4.2.2 Simulation mécanique du modèle préliminaire

Modèle préliminaire en alliage d'aluminium

Le matériau utilisé dans le modèle préliminaire est un alliage d'aluminium, homogène et isotrope. Sa rigidité est de 70 GPa avec une limite élastique de 200 MPa et une masse volumique de 2700 kg/m^3. L'analyse numérique est réalisée en venant appliquer les différents chargements de l'environnement de lancement au modèle préliminaire tel que présenté à la Section 4.2.1.

Une analyse dynamique permet d'extraire les trois premiers modes propres de la structure en aluminium. Le Tableau 4-6 donne leurs valeurs ainsi que les facteurs de participation de masse associés. Les trois premiers modes propres correspondent à la déformation de la structure du rover autour de l'attache cylindrique. Il y a un risque de résonance avec la fusée car les deux premières fréquences propres du bâti sont inférieures au critère de 35 Hz énoncé à la Section 4.1.3. Le troisième mode propre possède le facteur de participation de masse le plus important. Il est de 71% selon l'axe X_L.

La Figure 4-5 présente les résultats de la simulation de l'environnement de lancement sur le modèle préliminaire en alliage d'aluminium. La déformation selon l'axe X_L est maximale au niveau de

l'attache cylindrique du rover pour le troisième mode propre (Figure 4-5 a). Ceci est dû à la part importante de la quantité de matière du rover (71%) mise en mouvement à cette fréquence.

Tableau 4-6 : Fréquences propres du modèle préliminaire en alliage d'aluminium

Mode	**Fréquence** (Hz)	**Participation X_L** (%)	**Participation Y_L** (%)	**Participation Z_L** (%)
1	22,08	0,1	11	0,1
2	33,07	0,1	0,1	12
3	45,89	71	0,1	0,1

L'analyse statique du modèle préliminaire en aluminium, soumis au chargement quasi-statique, montre qu'il subit une contrainte maximale de 59,5 MPa, localisée au niveau du système d'attache (Figure 4-5 b). Le dimensionnement du châssis est validé car la valeur de la contrainte est inférieure à la limite élastique (200 MPa) de l'aluminium avec un facteur de sécurité supérieur à 2.

L'analyse harmonique sinusoïdale retourne des valeurs de contraintes faibles : la valeur maximale 6,5 MPa localisée sur la partie supérieure du châssis englobant la tête de la foreuse (Figure 4-5 c).

L'analyse des vibrations aléatoires montre que la contrainte maximale $3Sigma$ est localisée sur le panneau inférieur à la jonction avec le cylindre d'attache (Figure 4-5 d).

La Figure 4-6 montre l'impact des modes propres sur les résultats. En effet, le graphique (Figure 4-6 c) représente l'accélération subie par le rover lunaire selon l'axe X_L. Sur la plage de fréquence de 20 à 80 Hz, l'accélération encaissée par le modèle préliminaire est maximale pour des fréquences d'application proches des modes propres. La valeur élevée du facteur de participation de masse (71%) pour le troisième mode selon l'axe X_L se traduit par une valeur d'accélération supérieure. La contrainte maximale associée aux vibrations aléatoires est la plus élevée avec 76,4 MPa à cause du facteur de participation de masse important.

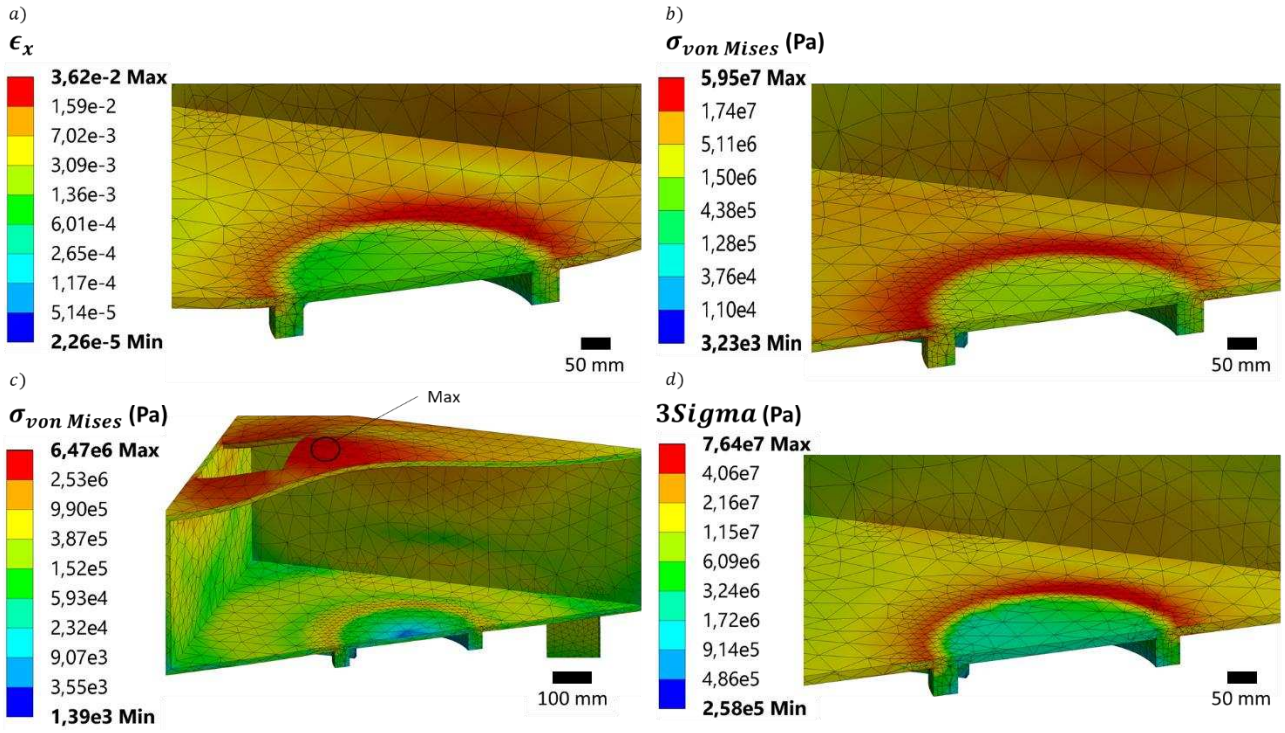


Figure 4-5 : Simulation du modèle préliminaire en alliage d'aluminium soumis à l'environnement de lancement : (a) Déformation selon X_L pour le troisième mode propre f_3 = 45,9 Hz; (b) Contrainte maximale, $\sigma_{von\ Mises}$ = 59,5 MPa pour le chargement quasi-statique; (c) Contrainte maximale, $\sigma_{von\ Mises}$ = 6,6 MPa pour vibrations sinusoïdales; (d) Contrainte maximale à 99,3%, $3Sigma$ = 76,4 MPa pour vibrations aléatoires

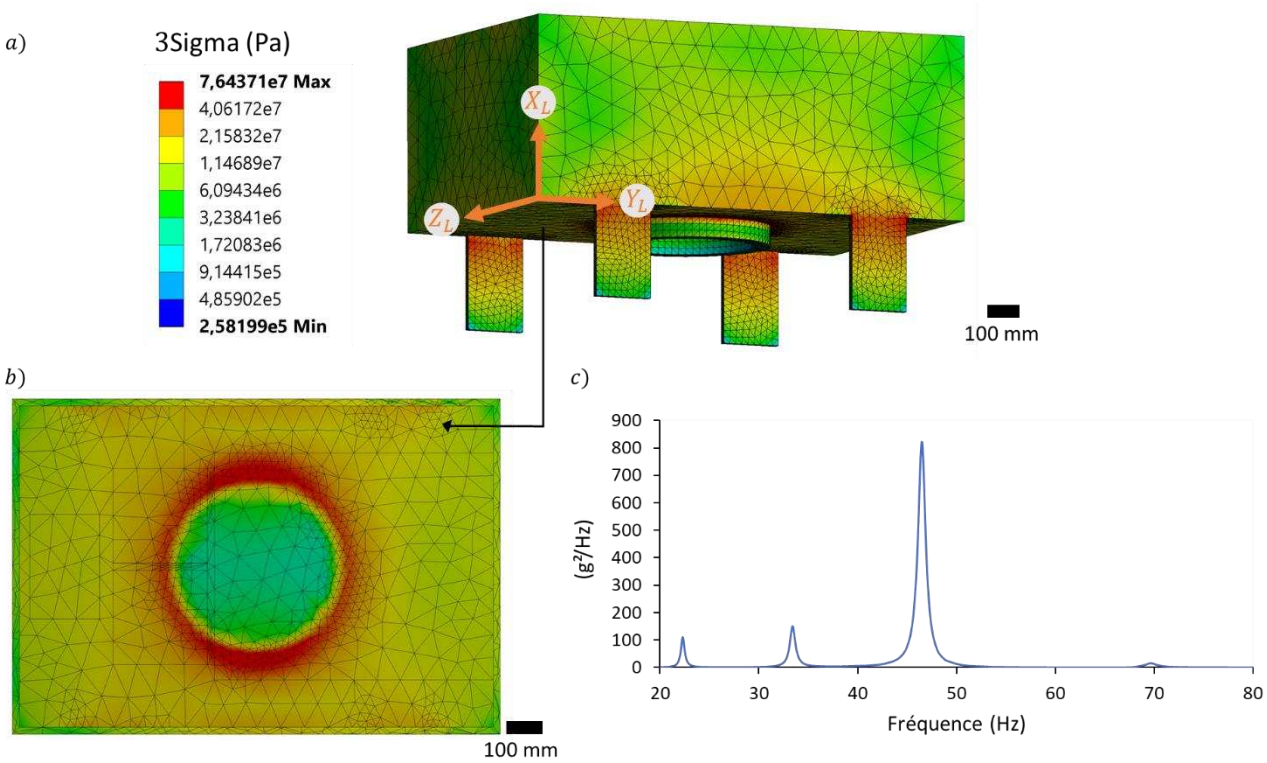


Figure 4-6 : Simulation du modèle préliminaire soumis aux vibrations aléatoires : (a) Modèle préliminaire global; (b) Répartition de la contrainte $3Sigma$ sur la vue du dessous du panneau inférieur. La zone la plus contrainte, en rouge, se situe au niveau du cylindre d'attache qui est fixé lors du chargement; (c) Spectre d'accélération encaissé par le rover lunaire au niveau du cylindre d'attache en fonction de la fréquence d'application

Modèle préliminaire en composite thermoplastique

La même méthode est appliquée pour déterminer la réponse du design lorsque le modèle préliminaire est fabriqué à l'aide d'un thermoplastique renforcé. Le matériau retenu est un PEEK renforcé de fibres courtes de carbone. À partir des travaux de Diouf Lewis et al. [71], il a été choisi de retenir un module de Young de ce composite de 15 GPa dans le plan $(Y_L,\ Z_L)$ et de 4,2 GPa selon la direction X_L. La masse volumique est de 1500 kg/m^3 et la limite élastique du matériau est de 70 MPa.

L'analyse dynamique permet d'extraire les trois premiers modes propres de la structure en composite thermoplastique. Le Tableau 4-7 donne les valeurs de ces trois premières fréquences ainsi que les facteurs de participation de masse associés. Les trois premiers modes propres

correspondent à la déformation de la structure du rover autour de l'attache cylindrique. La fréquence propre du premier mode est de f_1 = 13 Hz, ce qui est en deçà du requis fréquentiel de 35 Hz, il y a donc un risque de résonance avec la fusée. Le troisième mode propre possède le facteur de participation de masse le plus important. Il est de 60,55% selon l'axe X_L.

La Figure 4-7 présente les résultats de la simulation de l'environnement de lancement sur le modèle préliminaire en composite thermoplastique. La déformation selon l'axe X_L est maximale au niveau de l'attache cylindrique du rover pour le troisième mode propre (Figure 4-7 a). Ceci est dû à la part importante de la quantité de matière du rover (60,55%) mise en mouvement à cette fréquence.

Tableau 4-7 : Fréquences propres du modèle préliminaire en composite thermoplastique

Mode	**Fréquence** (Hz)	**Participation X_L** (%)	**Participation Y_L** (%)	**Participation Z_L** (%)
1	13,08	0,16	7,38	0
2	19,42	0,01	0	12
3	26,49	60,55	0	0

Lors de l'analyse statique, la contrainte de von Mises maximale de 38 MPa dans la structure est aussi localisée au niveau de l'attache avec l'atterrisseur (Figure 4-7 b). Il est à noter que cette valeur est en deçà de la résistance élastique du matériau (70 MPa) avec un coefficient de sécurité supérieur au 1,25 requis.

Pour les vibrations sinusoïdales, le niveau de contrainte n'excède pas 5,6 MPa (Figure 4-7 c). La contrainte de von Mises résultante est maximale au niveau de l'attache cylindrique. Tout de même, la contrainte est également élevée au centre du panneau supérieur. Ceci s'explique par le fait que l'amplitude de la vibration sinusoïdale est la plus importante sur la plage de 2 à 20 Hz (voir Section 4.1.3) qui contient les deux premiers modes propres. Ainsi, l'antenne disposée sur le panneau supérieur est excitée et engendre une contrainte importante dans ce dernier.

La Figure 4-7 (d) montre les principaux résultats de l'analyse des vibrations aléatoires. La contrainte maximale engendrée par les vibrations aléatoires avec une probabilité de 99,3%, $3Sigma$ = 36 MPa, est située sur le panneau inférieur, proche de la zone de fixation

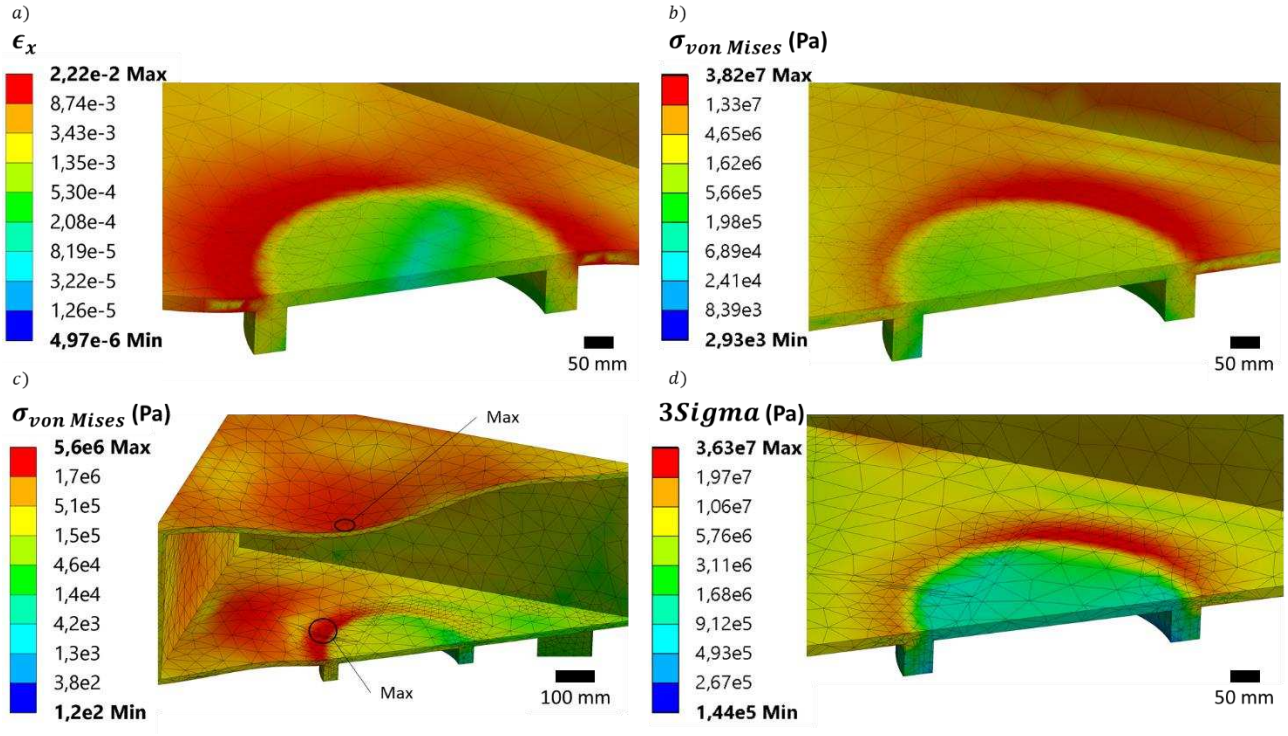


Figure 4-7 : Simulation du modèle préliminaire en composite thermoplastique soumis à l'environnement de lancement : (a) Déformation selon X_L pour le troisième mode propre f_3 = 26,5 Hz; (b) Contrainte maximale, $\sigma_{von\ Mises}$ = 38 MPa pour le chargement quasi-statique; (c) Contrainte maximale, $\sigma_{von\ Mises}$ = 5,6 MPa pour vibrations sinusoïdales; (d) Contrainte maximale à 99,3%, $3Sigma$ = 36 MPa pour vibrations aléatoires

Selon nos analyses numériques, le design du rover actuel ne respecte pas le critère de fréquence propre. Les premiers modes propres sont reliés à la déformation du panneau inférieur. Dans un premier temps, afin d'augmenter la fréquence des premiers modes propres, il a été choisi de travailler sur le matériau utilisé et l'épaisseur du panneau inférieur. Cette approche permet de conserver le design actuel du rover fait de panneaux pleins et de quantifier les défauts de cette conception. Le panneau inférieur est considéré comme étant fabriqué à l'aide d'un composite pré-imprégné constitué d'une matrice PEEK et d'un renfort à fibres continues de carbone. En effet, l'impression 3D ne permet pas, actuellement, de produire des pièces composites affichant des propriétés mécaniques comparables à celles atteignables par les méthodes de fabrication

conventionnelles de pré-imprégnés. Ce composite est supposé être quasi-isotrope et posséder les propriétés suivantes : rigidité de 60 GPa dans le plan $(Y_L,\ Z_L)$, rigidité de 4,2 GPa selon la direction X_L, coefficient de poisson de 0,3 et masse volumique de 1500 kg/m^3. Par ce biais, la fréquence propre du rover lunaire est augmentée à 23,5 Hz ce qui n'est toujours pas acceptable, car inférieure à 35 Hz. En augmentant progressivement l'épaisseur du panneau inférieur, il a été observé que la première fréquence propre respecte le requis des lanceurs à partir de 34 mm. Le panneau considéré étant actuellement plein, il est extrêmement massif (68,55 kg) et représente environ 45 % de la masse structurale.

Par conséquent, le reste du corps du rover lunaire est responsable de plus de la moitié de la masse. Dans le but de diminuer les coûts de lancement, il est nécessaire de retravailler le modèle préliminaire afin d'abaisser la masse de l'ensemble. Dans un premier temps, les résultats d'une optimisation topologique du corps du rover (hors panneau inférieur qui lui ne change pas lors de cette analyse) sont utilisés afin de générer un nouveau modèle 3D de la structure. Le Chapitre 5 présente quant à lui les résultats de l'optimisation du panneau inférieur en adoptant une configuration sandwich.

4.3 Optimisation topologique

Le processus d'optimisation topologique est mis en œuvre à l'aide du logiciel commercial Ansys 18.1 qui se base, en partie, sur l'utilisation de la méthode SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization). Cette méthode calcule pour chaque élément sa densité [72]. Si elle est égale à 1, l'élément étudié participe activement à la tenue mécanique de la pièce et la matière est conservée. En revanche, lorsque la densité tend vers 0, l'élément n'a pas d'utilité mécanique et peut donc être supprimé. La valeur de la densité des éléments est calculée à chaque itération en fonction des critères fournis, tels que la maximisation de la rigidité structurale.

D'après les simulations du modèle préliminaire, le requis fréquentiel de 35 Hz est le plus contraignant à respecter. Par conséquent, l'optimisation a pour objectif d'augmenter la fréquence des modes propres afin de respecter le cahier des charges. De plus, le comportement mécanique de la structure soumise à l'environnement de lancement est analysé à chaque itération. Cependant, Ansys ne permet pas actuellement de lier le processus d'optimisation topologique avec les analyses vibratoires ainsi, seul le chargement quasi-statique est considéré. Il faut alors s'assurer que la

contrainte maximale dans le rover lunaire ne dépasse pas une certaine valeur limite fixée ici à 50 MPa. Cela revient à appliquer un facteur de sécurité supérieur à la valeur de 1,25 requise par les lanceurs sur la valeur de la limite élastique du composite thermoplastique (70 MPa). Puis, le modèle résultant est simulé afin de vérifier son comportement aux vibrations aléatoires lors la phase de lancement.

La Figure 4-8 présente la géométrie résultant de l'optimisation topologique. Le matériau appliqué à la structure du rover est le thermoplastique isotrope défini à la Section 4.2.2. L'attache cylindrique et les surfaces qui servent de supports aux composants sont exclues des zones à optimiser. Il a été choisi de ne pas directement utiliser le modèle préliminaire de manière à ne pas sur-contraindre le processus d'optimisation. En effet, le modèle préliminaire repose sur un choix de conception : l'utilisation de plaques d'épaisseur constantes de 20 mm assemblées mécaniquement. Or, l'optimisation topologique a le potentiel de générer des structures aux géométries plus complexes et réalisables en fabrication additive. Ainsi, l'intérieur du rover qui n'est pas occupé par un composant devient un élément solide de la structure du rover. La Figure 4-8 (a) montre la structure dont l'algorithme cherche à distribuer la matière de manière plus optimale. Le modèle 3D utilisé est un parallélépipède rectangle plein, de dimensions égales à celles du modèle préliminaire et constitué d'alvéoles au niveau de l'emplacement des composants. Le résultat direct du processus (Figure 4-8 b) retourne une distribution de matière qui permet de maximiser la valeur du premier mode propre de la structure tout en diminuant au maximum la masse. Les éléments représentés en rouge possèdent une densité proche de 1 et sont donc conservés. À l'inverse, plus la couleur de l'élément tend vers le bleu et plus la densité s'approche de 0. Ce résultat est encore difficilement exploitable car certains éléments à haute densité se retrouvent être complètement détachés du reste de la structure car, encerclés par des éléments de très faible densité. Il est cependant possible de remarquer que le corps du rover a été fortement évidé notamment à l'arrière et sur le dessus. Le résultat direct du processus d'optimisation topologique semble tout de même cohérent car les zones creusées sont faiblement contraintes lors de la phase de lancement puisqu'elles supportent peu de composants. Un modèle 3D a été généré à l'aide du logiciel CATIA V5-6R2017 (Dassault Systèmes) (Figure 4-8 c). L'antenne bande Ku a été déplacée afin de permettre d'évider le centre du panneau supérieur. De même, afin de réduire la largeur du rover lunaire, le boîtier électrique a été placée au-dessus des deux batteries. Le modèle topologique de la Figure 4-8 (c) présente une géométrie faite de surfaces courbes notamment au niveau des panneaux

latéraux afin de se rapprocher de la distribution de matière de la Figure 4-8 (b). Cette nouvelle répartition de masse permet de décaler la première fréquence propre à 68,9 Hz ce qui est supérieur au requis de 35 Hz. Le cylindre d'attache a également été modifié. La géométrie précédente présentait des changements de section brusques menant à des zones de concentration de contraintes. Pour y remédier, un congé de 25 mm a été ajouté. Afin de démontrer la capacité de l'impression 3D à fabriquer ce type de géométrie, le modèle topologique a été imprimé en PLA à l'échelle 15 : 100 (Figure 4-8 d).

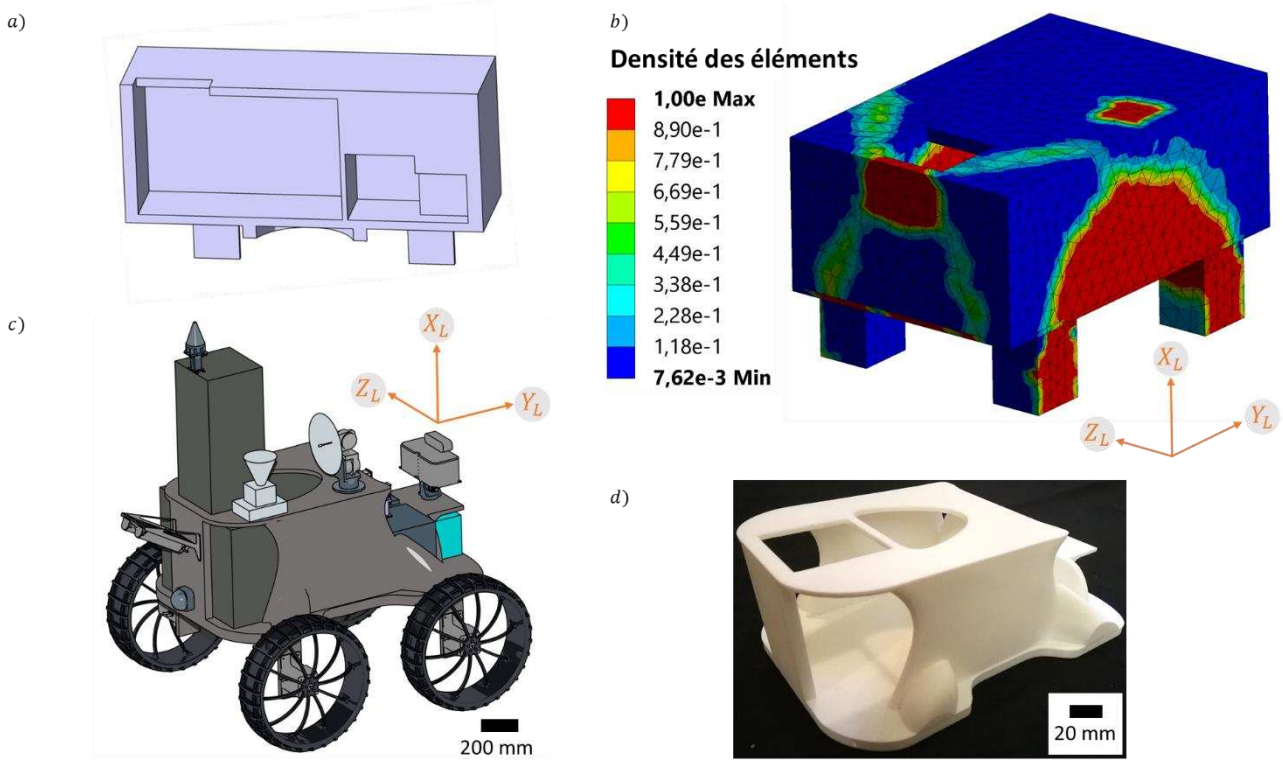
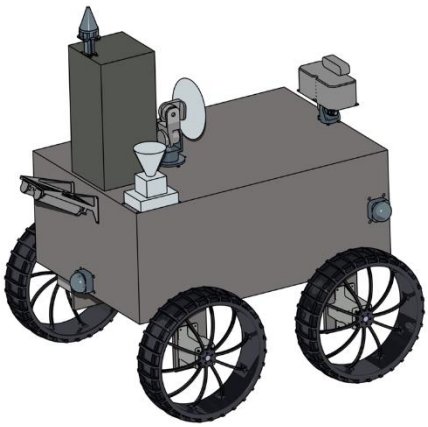
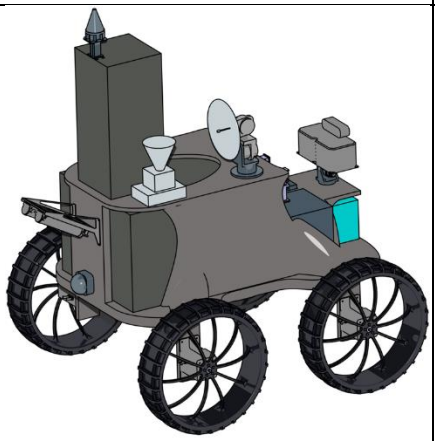


Figure 4-8 : Résultat de l'optimisation topologique ayant pour objectif de maximiser la première fréquence propre du modèle préliminaire, pour contraintes d'abaisser la masse de 70% et de vérifier que la contrainte maximale dans la structure ne dépasse pas 50 MPa lorsqu'elle est soumise au chargement quasi-statique : (a) Coupe dans le plan (X_L, Y_L) du modèle 3D utilisé lors du processus d'optimisation topologique; (b) Distribution de la matière au sein de la structure du rover. La densité des éléments est proche de 1 lorsque la matière intervient dans le respect des objectifs en termes de fréquence propre et contrainte de von Mises; (c) Vue isométrique du modèle 3D topologique; (d) Modèle topologique imprimé en PLA à l'échelle 15 : 100

4.4 Synthèse des analyses numériques

Le Tableau 4-8 permet de comparer les résultats des simulations des modèles préliminaires en alliage d'aluminium, en composite thermoplastique et du modèle topologique en composite thermoplastique lorsque soumis à l'environnement de lancement. Le comportement des différents modèles de rover lunaire est comparé aux requis issus de la documentation technique des lanceurs (voir Section 4.1.3). Les facteurs de sécurité (FS) sont calculés en faisant le ratio de la valeur maximale admissible sur la valeur simulée. Pour l'analyse fréquentielle, il faut s'assurer que ce dernier soit positif afin que la première fréquence propre de la structure soit supérieure à 35 Hz. Les FS correspondent alors au ratio de la fréquence déterminée à l'aide de la simulation éléments finis par la fréquence minimale attendue (35 Hz). Les chargements quasi-statiques et vibratoires génèrent des contraintes dans le corps du rover. La contrainte maximale doit rester en deçà de la limite élastique du matériau employé. Il faut alors vérifier que le facteur de sécurité sur la valeur de la contrainte soit au moins égal à celui spécifié dans les documentations techniques. Enfin, l'écart est calculé pour chaque requis en venant effectuer le quotient du modèle topologique en composites thermoplastiques sur le modèle préliminaire en alliage d'aluminium, ce qui permet de quantifier le gain réalisé à l'aide du processus d'optimisation topologique. Ainsi, les modèles préliminaires n'atteignent pas les requis des lanceurs car le facteur de sécurité par la fréquence est inférieur à 1. Ceci s'explique par le fait que le modèle préliminaire n'a pas été conçu à l'aide d'une étude dynamique. Seul le chargement quasi-statique avait été considéré. En revanche, le modèle topologique en composite thermoplastique a vu la fréquence de son premier mode propre augmenter à 68,90 Hz, ce qui se traduit par un facteur de sécurité de 1,9. Pour le modèle topologique en composite thermoplastique, la contrainte maximale dans le rover reste également en dessous de la valeur admissible. En effet, les facteurs de sécurités sont de 1,7 dans le cas du chargement quasi-statique et de 2,4 pour le chargement vibratoire contre les 1,25 et 2 attendus respectivement. De plus, la masse de la structure a été abaissée de 29% par rapport au modèle préliminaire en alliage d'aluminium. Ainsi, contrairement aux modèles préliminaires, le modèle topologique en composite thermoplastique respecte l'ensemble des critères imposés par les lanceurs pour une masse plus faible. Ceci a été rendu possible par l'utilisation d'un composite thermoplastique, combiné à un processus d'optimisation topologique.

Tableau 4-8 : Résultats de simulations des modèles préliminaires en alliage d'aluminium, en composite thermoplastique et du modèle topologique en composite thermoplastique soumis aux chargements de l'environnement de lancement avec FS, le facteur de sécurité

	Design préliminaire **aluminium** (référence)		Design préliminaire **composite thermoplastique**		Design **topologique composite thermoplastique**		**Ecart** (%)
Image							-
	Valeurs	**FS**	**Valeurs**	**FS**	**Valeurs**	**FS**	-
Masse (kg)	295,9	-	164,4	-	208,6	-	-29,5
Module de Young (GPa)	70	-	15	-	Plaque inférieure : 60 Corps imprimé : 15	-	-
Masse volumique (kg/m3)	2700	-	1500	-	Plaque inférieure : 1500 Corps imprimé : 1500	-	-
Requis fréquentiel (>35Hz)	22,08	0,6	13,08	0,4	68,90	1,9	+312
Charge quasi-statique (MPa) **Requis** : FS > 1,25	59,5	3,4	38,2	1,8	40,1	1,7	-33
Charge vibratoire (MPa) **Requis** : FS > 2	76,4	2,6	36,3	1,9	29,2	2,4	-62

Il est cependant à noter que l'optimisation topologique n'a pas été conduite sur la forme interne de la plaque inférieure du rover. Par conséquent, cette dernière restant pleine, elle représente environ 45% de la masse de l'ensemble et doit-être optimisée davantage. Or l'ensemble des requis mécaniques de la structure ont été validés avec une marge de sécurité proche de 2. Par conséquent, il est certainement possible de réduire significativement le poids du rover en affinant la forme du panneau inférieur. Le Chapitre 5 s'intéresse donc à l'amélioration de cet élément en ayant recours à l'utilisation d'une structure sandwich.

CHAPITRE 5 OPTIMISATION D'UN PANNEAU SANDWICH EN COMPOSITES

La plaque inférieure du véhicule lunaire est un panneau sandwich avec un cœur en nid d'abeille puisque cette géométrie est très répandue dans le domaine spatial [25]. Les peaux sont obtenues à partir du composite pré-imprégné PEEK, renforcé de fibres continues de carbone, quasi-isotrope présenté à la Section 4.2.2. Le cœur est quant à lui un nid d'abeille imprimé à l'aide de ce même thermoplastique haute performance mais renforcé de fibres courtes de carbone. Le panneau est un élément central du rover lunaire car les principaux composants sont fixés dessus à l'aide d'inserts métalliques. Ainsi, une importance particulière doit lui être apportée afin qu'il respecte les requis des lanceurs (voir Section 4.1.3) tout en ayant une masse la plus faible possible.

5.1 Méthodologie

Selon nos analyses présentées à la Section 4.2, le panneau inférieur du véhicule d'exploration doit supporter l'ensemble du poids de la structure lors de la phase de lancement. La Figure 5-1 présente le *cas d'étude* qui est utilisé afin de modéliser l'accélération statique axiale du chargement quasi-statique de l'environnement de lancement. Considérons le panneau sandwich cellulaire schématisé aux Figure 4-1 (a) et Figure 4-1 (b). Les peaux ont une épaisseur t_f, le cœur une épaisseur t_c et les cellules sont de taille s pour une épaisseur de paroi t. Le panneau va être soumis à un effort appliqué en son centre modélisant les forces qui transitent via l'attache cylindrique (Figure 4-1 c et Figure 4-1 d). Cette même attache permet également de venir fixer le panneau sandwich du rover à l'alunisseur. Ainsi, le panneau étudié est supposé être simplement supporté, ce qui revient à poser le panneau sur un support de flexion évidé (Figure 4-1 d).

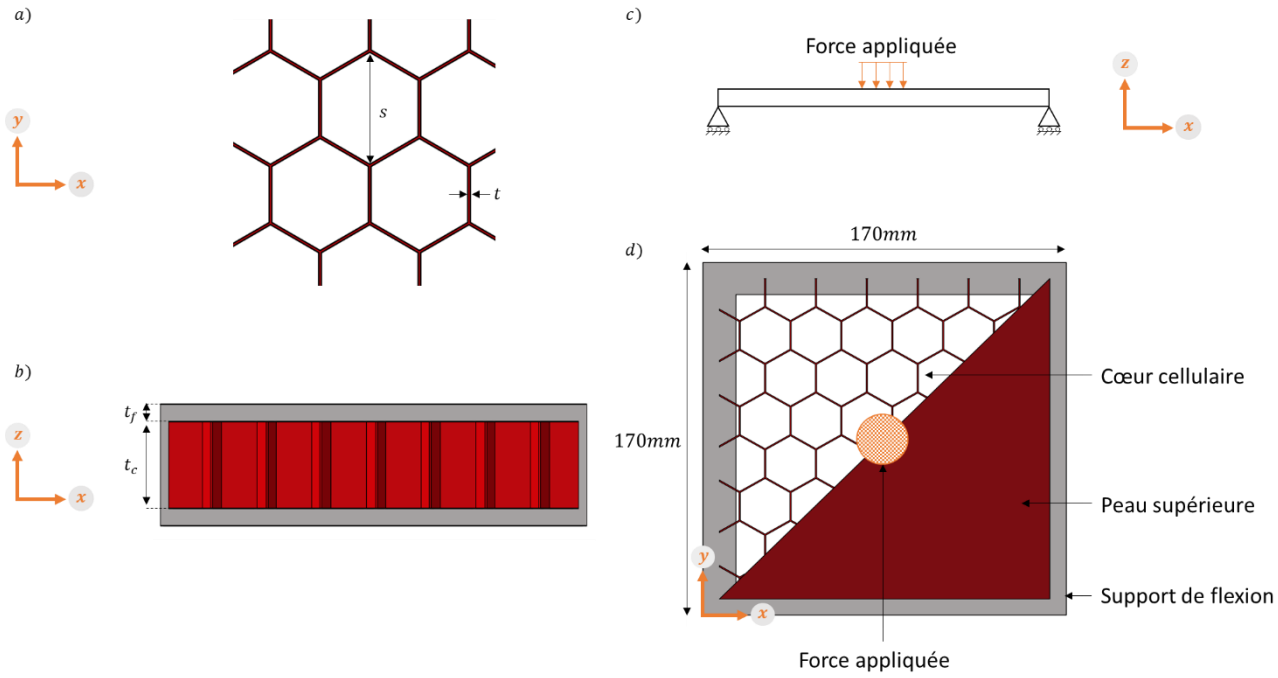


Figure 5-1 : Cas d'étude : (a) Représentation schématique de l'agencement cellulaire du cœur des panneaux sandwichs testés; (b) Coupe selon le plan (x, z) d'un panneau sandwich; (c) Schématisation du chargement du cas d'étude dans le plan (x, z); (d) Représentation schématique du montage de flexion d'un panneau sandwich simplement supporté soumis à un effort concentré au centre

L'objectif de cette étude est de générer un prototype léger de panneau sandwich qui résiste à la flexion induite par le chargement du cas d'étude. Pour ce faire, la phase d'optimisation est divisée en quatre étapes.

Le dimensionnement préliminaire théorique du panneau sandwich en nid d'abeille est tout d'abord réalisé à l'aide des équations (1-4 à 1-8) issues de la revue de littérature (Chapitre 2). L'objectif de cette partie est de déterminer l'épaisseur des peaux t_f, l'épaisseur du cœur t_c ainsi que la taille des cellules s utilisées soit, les dimensions du panneau du cas d'étude de la Figure 4-1. Cette première étape permet de définir la référence qui servira de base de comparaison pour les modèles de panneaux suivants. La géométrie de référence retenue est l'hexagone régulier car les panneaux sandwich utilisés dans l'industrie spatiale possèdent généralement un cœur en nid d'abeille Nomex.

Le cœur du panneau sandwich est ensuite modifié afin d'adapter sa distribution de matière et donc sa densité à la répartition des efforts générés par le chargement du cas d'étude. Ce concept s'inspire de la distribution de matière qui est observée au sein du bambou [43] et de la méthode employée par Brackett et al. [48] pour générer des pièces cellulaires à densité variable. Ainsi, la zone proche de l'attache à l'alunisseur étant la plus contrainte (voir Section 4.2.2), elle devient donc la zone la plus dense.

Ensuite, des essais mécaniques, représentatifs de ce chargement, ont été réalisés sur des échantillons de composites sandwich avec un cœur en nid d'abeille à densité constante et un cœur à densité variable, entièrement imprimés en PLA. Les courbes de force-déplacement obtenues permettent de confronter les performances mécaniques des deux structures.

Enfin, le panneau sandwich au cœur à densité variable est intégré au modèle topologique de la Section 4.3. Le comportement du modèle de rover lunaire résultant, soumis à l'environnement de lancement, est alors simulé et comparé avec la configuration originale.

5.2 Conception préliminaire du panneau sandwich

Afin de se rapporter au cas d'étude présenté à la Section 2.3.2, le panneau sandwich est considéré comme étant un carré de côté 1150 mm. L'effort, développé par le chargement quasi-statique est égal à la masse du rover chargé (381 kg) multiplié par l'accélération maximale (8,5 g) selon la direction X_L de la fusée (voir Section 4.1.3).

Les peaux sont fabriquées en un composite quasi-isotrope PEEK à fibres continues. Leur module d'Young est de 60 GPa et leur résistance élastique est de 900 MPa [19]. Le cœur est une structure cellulaire en nid d'abeille, imprimée en 3D. Le processus de fabrication additive qui sera employé impose une épaisseur minimale de paroi de cellule t, égale à 0,4 mm. Cette valeur est dictée par la taille des buses d'impression utilisées.

La Figure 4-2 présente les résultats de l'étude théorique issue des équations de la Section 2.3.2. La contrainte critique menant au flambement intracellulaire $\hat{\sigma}_{intra}$, est déterminée en fonction de l'épaisseur des peaux t_f et pour différentes tailles de cellules s (Figure 4-2 a). Les courbes montrent que plus la taille des cellules est grande et plus la contrainte $\hat{\sigma}_{intra}$ est faible. En revanche, la contrainte $\hat{\sigma}_{intra}$ augmente avec l'épaisseur des peaux. Il faut s'assurer que le couple de paramètres (t_f, s) permet d'avoir une situation stable c'est-à-dire d'empêcher le flambement

intracellulaire. Si la contrainte subie par les peaux σ_f, devient supérieure à la valeur critique $\hat{\sigma}_{intra}$ alors, le panneau risque localement de rompre via flambement.

La contrainte critique de flambement global $\hat{\sigma}_c$, du panneau sandwich est calculée en fonction de l'épaisseur des peaux t_f et pour différentes tailles de cellules s (Figure 4-2 b). Les courbes montrent que plus la taille des cellules est grande et plus la contrainte $\hat{\sigma}_c$ est faible. La contrainte $\hat{\sigma}_c$ ne dépend pas de l'épaisseur des peaux. De même que précédemment, il faut s'assurer que le couple de paramètres (t_f, s) permet d'avoir une situation stable c'est-à-dire d'empêcher le flambement global. Ainsi, la contrainte subie par les peaux σ_f doit être inférieure à la contrainte critique de flambement $\hat{\sigma}_c$.

Finalement la flèche maximale w_{max} du panneau sandwich est déterminée en fonction de l'épaisseur du cœur t_c pour différentes épaisseurs de peaux t_f (Figure 4-2 c). Les courbes montrent que la flèche du panneau diminue lorsque l'épaisseur du cœur augmente. De plus, à une épaisseur de cœur t_c donnée, la flèche du panneau est plus faible pour une épaisseur de peaux t_f élevée. D'après les recommandations de la littérature [73], afin d'éviter la délamination du cœur et des peaux, la flèche maximale du composite w_{adm} ne doit pas dépasser deux fois l'épaisseur du panneau. Ainsi, il faut s'assurer que la flèche maximale du panneau sandwich, caractérisée par le couple de paramètres $(t_c,\ t_f)$, reste en deçà de la valeur limite w_{adm}.

Les peaux travaillent principalement en traction/compression et supportent la majorité des efforts mécaniques mais alourdissent considérablement la structure. Leur épaisseur impacte directement la flèche du panneau w_{adm}, la contrainte maximale dans les peaux σ_f et la contrainte critique $\hat{\sigma}_{intra}$. Plus les peaux sont épaisses et plus les contraintes sont faibles, mais plus la masse est élevée. Il est alors possible de combiner une épaisseur de peaux élevée et un cœur léger ou, à l'inverse, un cœur dense et des peaux plus fines. Trois cas sont étudiés en faisant varier l'épaisseur des peaux de 1 à 3 mm. Le Tableau 4-1 donne pour chacune des épaisseurs t_f, la valeur de la flèche maximale du panneau w_{max}, les contraintes dans les peaux σ_f, les contraintes critiques de flambement et la masse des panneaux. En tenant compte du facteur de sécurité de 1,25 recommandé pour le requis quasi-statique de l'environnement de lancement, la contrainte maximale admissible par les peaux est de 720 MPa. Ainsi, le cas $t_f = 1\ mm$ n'est pas acceptable car la contrainte dans les peaux est de 731 MPa. En revanche, les deux autres panneaux étudiés sont mécaniquement

viables. En effet, la contrainte dans les peaux est inférieure à la limite élastique du stratifié quasi-isotrope et les contraintes critiques des flambements intracellulaire $\hat{\sigma}_{intra}$ et globaux $\hat{\sigma}_c$ sont supérieurs à cette dernière. De plus, la déflection maximale w_{max} est également inférieure à la déflection maximale admissible w_{adm}. Le cas $t_f = 2\ mm$ est retenu car la masse du panneau ainsi dimensionné est plus faible (9,1 kg contre 12,5 kg).

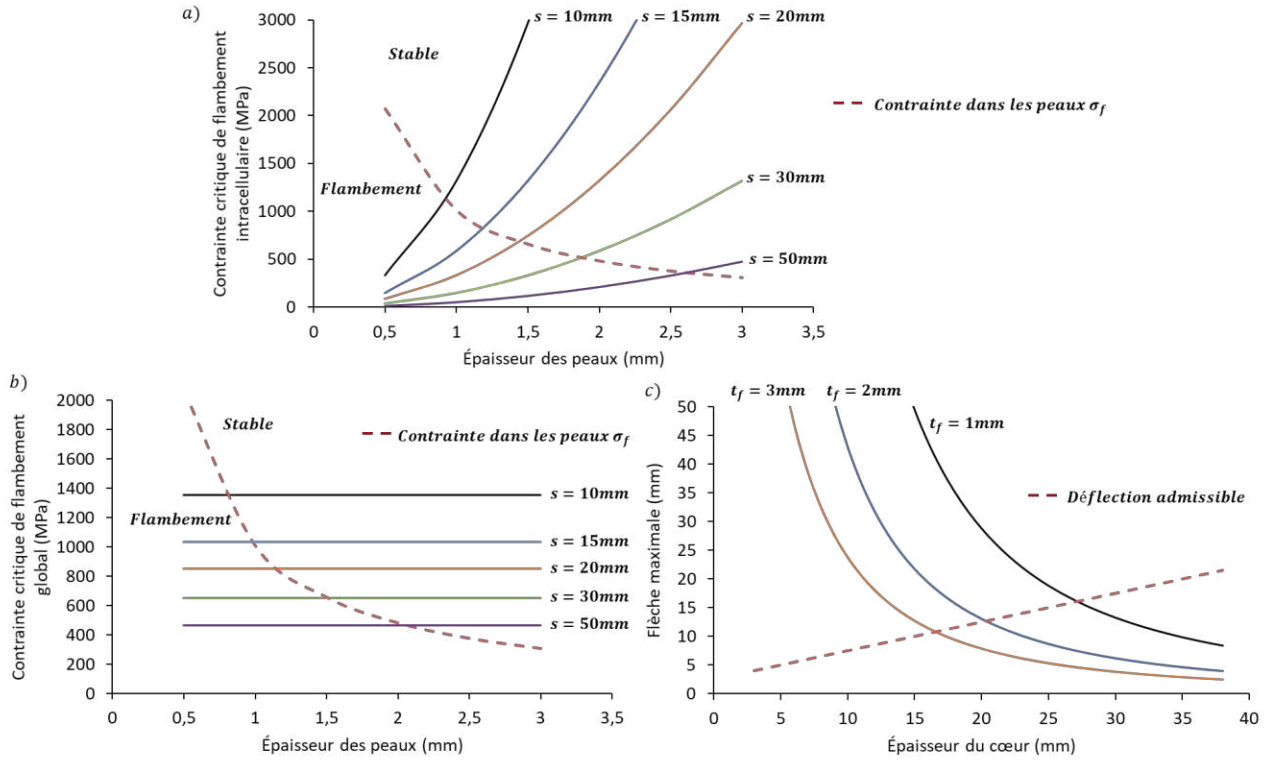


Figure 5-2 : Dimensionnement théorique du panneau sandwich en nid d'abeille à taille de cellule constante: (a) Flambement intracellulaire $\hat{\sigma}_{intra}$ en fonction de l'épaisseur des peaux et pour différentes tailles de cellules; (b) Flambement global $\hat{\sigma}_c$ du panneau en fonction de l'épaisseur des peaux et pour différentes tailles de cellules; (c) Déflection maximale w_{max} du panneau en fonction de l'épaisseur du cœur et pour différentes épaisseur de peaux

Tableau 5-1 : Caractéristiques mécaniques des trois panneaux retenus

Dimensions du panneau			**Indicateurs calculés**					
t_f (mm)	t_c (mm)	s (mm)	σ_f (MPa)	$\hat{\sigma}_{intra}$ (MPa)	$\hat{\sigma}_c$ (MPa)	w_{max} (mm)	w_{adm} (mm)	**Masse** (kg)
1	28	10	731	1319	1352	15,1	15,5	8,4
2	21	30	461	586	651	11,9	12,5	9,1
3	17	50	354	475	463	10,4	11,0	12,5

Le panneau sandwich en nid d'abeille à densité constante de référence ainsi dimensionné sera appelé panneau *Honeycomb*. Il est composé de peaux d'épaisseur $t_f = 2\ mm$, d'un cœur d'épaisseur $t_c = 21\ mm$, et de cellules de taille $s = 30\ mm$.

5.3 Distribution bio-inspirée de la matière du cœur

L'optimisation du cœur a pour objectif de générer une structure dont la masse est égale à celle du panneau Honeycomb (cas de référence habituellement employé dans le domaine spatial), mais dont les propriétés mécaniques en flexion sont supérieures. Pour ce faire, un cœur à densité variable est généré en fonction du chargement du cas d'étude (voir Section 5.1). Le fonctionnement de l'algorithme mis en place est synthétisé à la Figure 5-3. Une première étape préalable consiste en la définition du champ de contraintes auquel le cœur doit résister. Les hypothèses énoncées à la Section 2.3.2 s'appliquent et le cœur est supposé reprendre intégralement les efforts de cisaillement. Le cœur est modélisé à l'aide d'une plaque pleine (Figure 4-3 a) représentée par des éléments coques (SHELL 181) sur Ansys 18.1. La plaque est simplement supportée sur les quatre côtés et soumise à un effort de compression concentré en son centre. L'effort appliqué est égal à la masse du rover chargé (381 kg) multiplié par l'accélération axiale maximale (8,5 g) du chargement quasi-statique. Les contraintes en cisaillement sont obtenues. Ainsi, il est possible de connaître pour chaque élément du modèle la contrainte en cisaillement appliquée. Ensuite, cette donnée permet de générer une distribution 2D de points en fonctions de trois paramètres :

- **Taille de pixel** : la plaque à optimiser est séparée en plusieurs zones d'aires constantes, les pixels (Figure 4-3 b). Plus la taille de pixel est petite et plus la résolution est fine car la plaque est divisée en plus de zones d'analyse.
- **Densité minimale** : l'algorithme calcule pour chaque pixel la densité moyenne des éléments (Figure 4-3 b). La densité caractérise le poids du pixel en ce qui concerne sa participation à la reprise de la charge. La densité minimale correspond alors à la densité seuil, qui permet de garantir la présence de cellules au sein de chaque pixel.
- **Nombre de points maximal** : chaque pixel se voit attribuer un nombre de points en fonction de la densité moyenne des éléments qui le composent (Figure 4-3 c). Plus le pixel considéré possède une densité élevée et plus le nombre de points attribué est élevé. Le nombre de points maximal correspond au nombre de points qui seront générés dans les pixels de densité moyenne égale à 1.

Ensuite, le diagramme de Voronoï présenté aux Figures 4-3 (d et e) est utilisé pour générer le modèle 2D de la structure. Les polygones de Voronoï sont construits autour des points créés. Chaque point constitue le centre d'une cellule de Voronoï. Ainsi, plus le nombre de points d'un pixel est élevé et plus les polygones de Voronoï créés sont petits. Enfin, la masse du cœur du panneau sandwich généré est déterminée et comparée à celle du panneau sandwich Honeycomb de référence. La taille de pixel, la densité minimale et le nombre de points maximal sont aléatoirement modifiés jusqu'à ce que le résultat converge vers un cœur ayant une masse identique à celle du panneau Honeycomb.

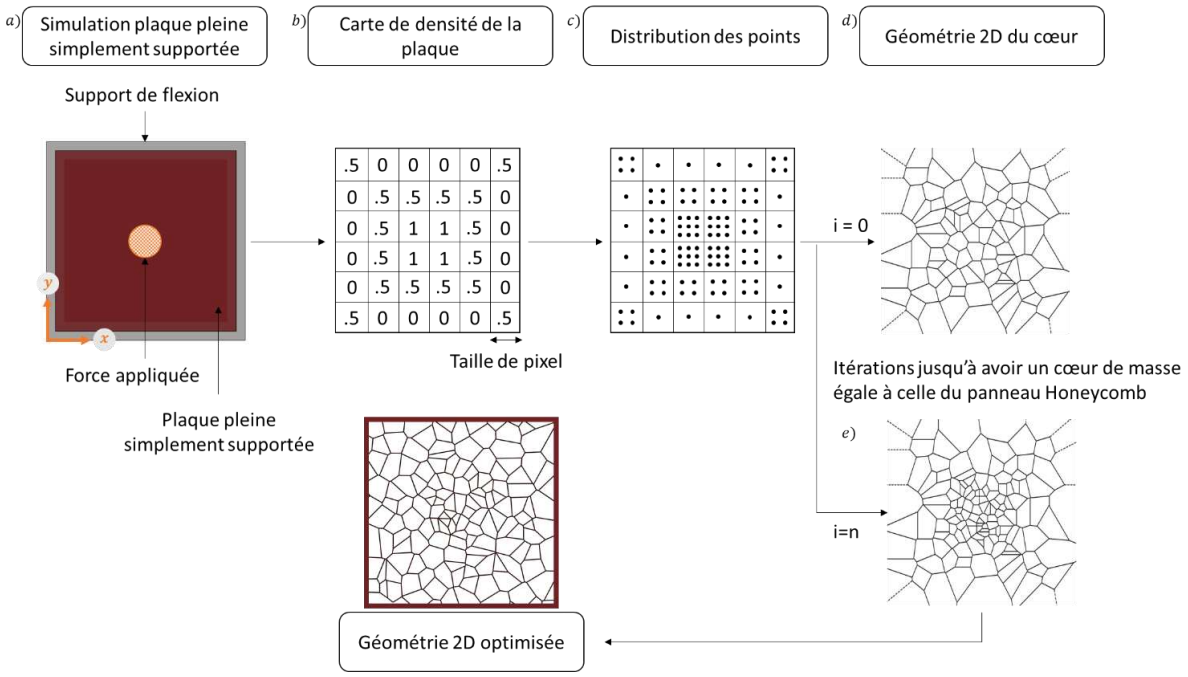


Figure 5-3 : Algorigramme du procédé d'optimisation du cœur : (a) Simulation d'une plaque pleine simplement supportée soumise à un effort concentré et modélisée par des éléments coques; (b) Carte de densité des efforts en cisaillement dans la plaque simulée pour chaque pixel. Lorsque la densité tend vers 0, l'effort de cisaillement dans le pixel est négligeable comparativement à l'effort associé à une densité maximale de 1; (c) Distribution de points en fonction de la densité de chaque pixel. Ici, une densité de 1 équivaut à 9 points; (d) Polygonisation de Voronoï à partir d'une distribution de points aléatoire avec un nombre maximal de 4 points par pixel; (e) Polygonisation de Voronoï à partir d'une distribution de points aléatoire avec un nombre maximal de 15 points par pixel

La Figure 4-4 présente le fonctionnement de la polygonisation de Voronoï. Un polygone (en orange) est obtenu par l'intersection des médiatrices des segments (en bleu) qui relie le point central à ceux qui l'entourent (Figure 4-4 a). La zone ainsi délimitée est appelée la zone d'influence car tous les éléments qui la constituent sont plus proches du point central de la cellule que de n'importe quel autre point. Par conséquent, la polygonisation de Voronoï permet de représenter fidèlement la distribution de matière définie par la carte des points. La distribution de points utilisée impacte fortement la géométrie de la structure cellulaire. La Figure 4-4 (a) présente une distribution aléatoire, la Figure 4-4 (b) une distribution où les points sont espacés les uns des autres d'une distance p constante et enfin, la Figure 4-4 (c) une distribution où les points sont d'une part espacés

de p mais également décalés de $\frac{p}{\sqrt{3}}$. La polygonisation de Voronoï qui résulte des trois cas sont présentées respectivement aux Figures 4-4 (d, e, f). L'agencement de la Figure 4-4 (c) qui permet de générer des cellules hexagonales au centre des pixels est retenu pour la suite de l'étude. Ce choix s'explique par le fait que la disposition en nid d'abeille est la meilleure en ce qui concerne l'occupation d'un espace 2D donné pour une quantité de matière la plus faible possible. Ce résultat a été démontré en 1999 par le mathématicien Thomas Hales et constitue le théorème du nid d'abeille [74].

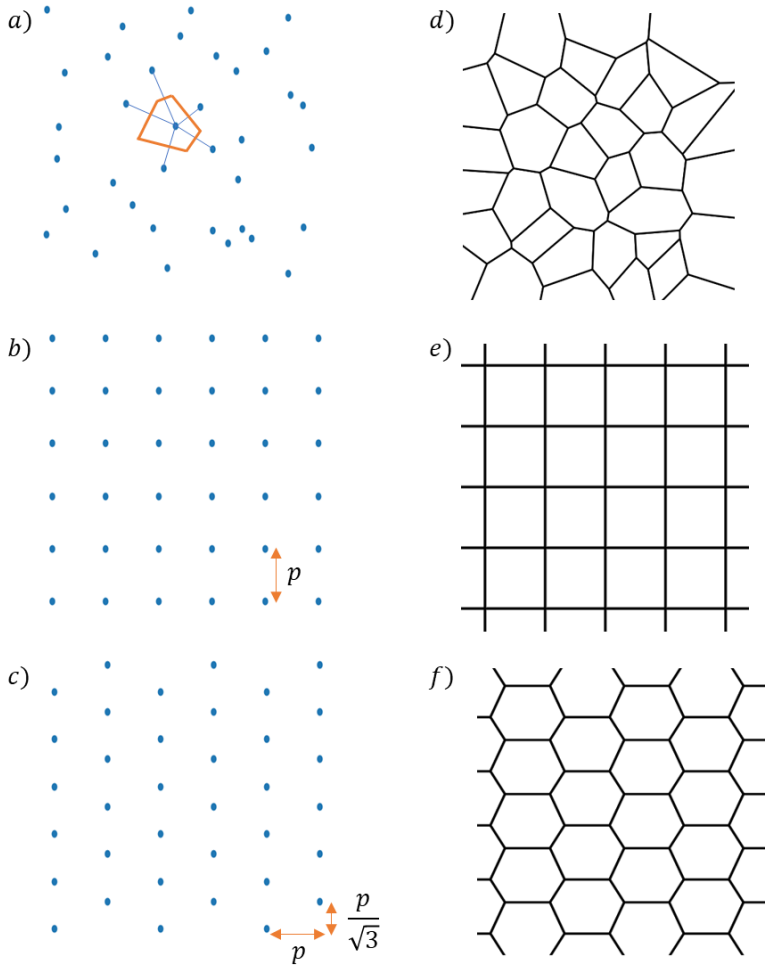


Figure 5-4 : Polygonisation de Voronoi : (a) Distribution de points aléatoire et modélisation du processus de génération d'un polygone de Voronoï (en orange); (b) Distribution de points avec un espacement constant p; (c) Distribution de points avec un espacement constant p et un décalage de $\frac{p}{\sqrt{3}}$; (d) Diagramme de Voronoï de la distribution aléatoire; (e) Diagramme de Voronoï de la distribution à espacement constant; (f) Diagramme de Voronoï de la distribution à espacement constant décalé

La Figure 4-5 présente le résultat final généré par l'algorithme d'optimisation du cœur. Le panneau obtenu est une plaque carrée de 170 mm de côté. Cette dimension correspond à la taille maximale des échantillons admissibles par le montage expérimental qui permettra de comparer les panneaux Honeycomb et Voronoï. Le panneau est modélisé par une plaque simplement supportée sur les 4 côtés (Figure 4-5 a). Elle est soumise, en son centre, à l'effort de compression égal à la masse totale du rover (381 kg) multiplié par l'accélération axiale maximale (8,5 g) du chargement quasi-statique. La carte de la Figure 4-5 (b) représente la distribution de la contrainte en cisaillement dans la plaque et permet de générer les distributions de points des Figures 4-5 (c) et (d). Pour ce faire, la taille de pixel est fixée à 400 mm² et le nombre de points maximal est de 6. Le centre du panneau, en rouge sur la carte de contraintes, correspond à une zone fortement contrainte et est donc associée à une densité de 1, représentée par 6 points. En revanche, les zones en bleu ont une densité qui tend vers 0 et reçoivent 1 point. L'espacement p entre les points varie ainsi de 20 mm pour les pixels peu denses à 6,7 mm pour les pixels denses. Chaque pixel est traité indépendamment des autres. La polygonisation de Voronoï qui résulte de la distribution de la Figure 4-5 (c) n'est pas optimale. En effet, la géométrie 2D générée n'est pas composée de cellules hexagonales qui minimisent la quantité de matière utilisée [74]. Pour y remédier, il faut décaler les points de $p/\sqrt{3}$ (Figure 4-5 d). Le panneau ainsi généré est appelé panneau *Voronoï*.

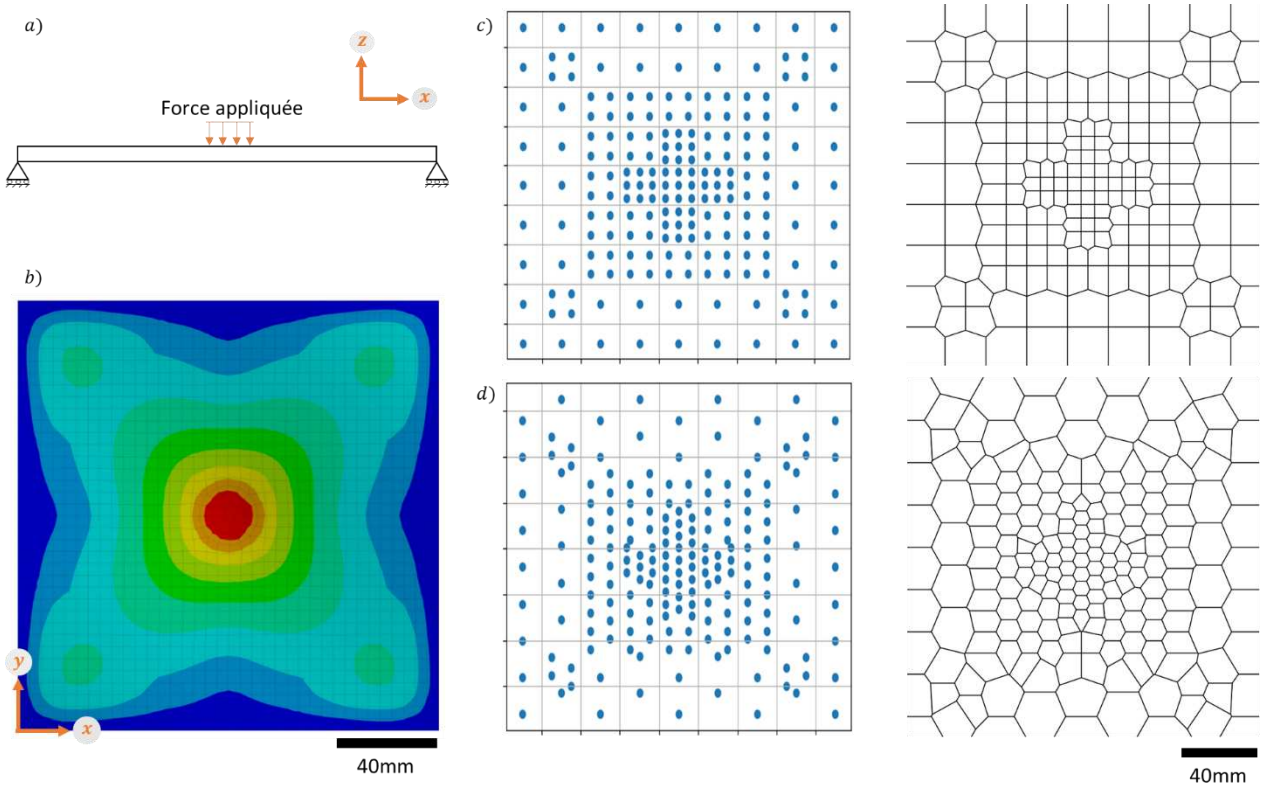


Figure 5-5 : Génération de la structure cellulaire 2D du cœur du panneau : (a) Effort de compression appliqué au centre d'une plaque simplement supportée sur les quatre côtés; (b) Champ de contraintes avec échelle de couleur allant du bleu pour des contraintes faibles au rouge pour des contraintes intenses; (c) Distribution à espacement constant et polygonisation de Voronoï associée; (c) Distribution à espacement décalé et polygonisation de Voronoï associée

5.4 Essais expérimentaux

L'objectif de la campagne expérimentale est de comparer les rigidités en flexion des panneaux Honeycomb de référence, à taille de cellules constante, et Voronoï à taille de cellules variable. Ces essais vont nous permettre de sélectionner la géométrie qui présente la meilleure rigidité en flexion afin de l'implémenter au modèle de rover lunaire.

5.4.1 Caractérisation du matériau

De manière à pouvoir analyser le comportement mécanique des panneaux imprimés, il est primordial de caractériser le matériau utilisé. Des éprouvettes de traction ont été fabriquées selon les recommandations de la norme ASTM D638 [75]. Elles sont imprimées en PLA Raise3D Premium à l'aide d'une imprimante 3D Raise3D Pro2. Le Tableau 4-2 donne les principaux

paramètres d'impression. Le logiciel Simplify3D a été utilisé pour générer le fichier G-code contenant les séquences d'instructions pour piloter le déplacement de la tête d'impression et l'extrusion de matière.

Tableau 5-2 : Paramètres d'impression du PLA Raise3D Premium

Vitesse d'impression	40 mm/s
Température des buses	210 °C
Température du plateau	60 °C
Diamètre des buses	0,4 mm
Hauteur de couche	0,25 mm

La géométrie utilisée pour tester des matériaux plastiques rigides est le type I. Elle possède une section contrainte de 3,3 × 13 mm. Les essais ont été réalisés à l'aide d'une machine de traction MTS Insight, équipée d'une cellule de charge de 50 kN. La déformation des éprouvettes a été obtenue via un extensomètre MTS ayant une longueur de jauge de 50 mm. La machine de traction, contrôlée à l'aide du logiciel MTS Testforce, est commandée en déplacement et ce dernier a été imposé à 3,75 mm/min comme mentionné dans la norme. Les résultats sont présentés avec un intervalle de confiance I_c à 95%, déterminé à l'aide de la loi de Student :

$$I_c = t_{5\%}^{n} \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}}{n}, \qquad (4\text{-}1)$$

avec n le nombre d'échantillons, x_i la valeur de la mesure pour l'échantillon i, $\bar{x}$ la moyenne des mesures et $t_{5\%}^{n}$ le quantile d'ordre 5% de degré n de la loi de Student. La rigidité moyenne des 7 échantillons est de 3,08 $\pm$ 0,04 MPa et la rupture des échantillons intervient pour une contrainte de 50 $\pm$ 3 MPa.

5.4.2 Montage expérimental

Le montage expérimental, inspiré de la norme ASTM D6414 [76], employé pour comparer la rigidité en flexion des différentes géométries est schématisé à la Figure 4-6. Un poinçon vient appliquer une force au centre du panneau (Figure 4-6 a) qui repose sur une plaque en acrylique

vissée à une base en aluminium trouée. La plaque est un carré de 200 mm de côté. À l'aide d'une découpe laser, elle a été évidée en son centre afin que les spécimens à tester reposent uniquement sur le pourtour (Figure 4-6 b). Ce montage permet de reproduire les conditions de maintien de panneaux simplement supportés. D'après la norme, les composites sandwich carrés de 170 mm de côté et 25 mm d'épaisseur doivent être en contact avec le support de flexion sur 15 mm sur chaque côté.

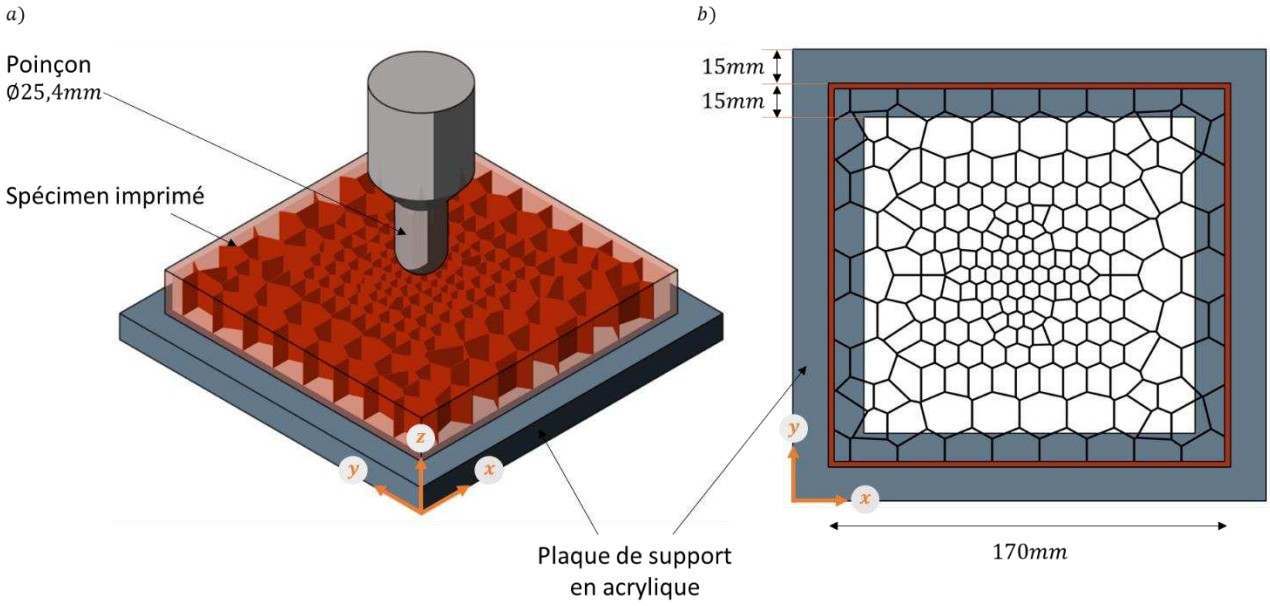


Figure 5-6 : Essai de flexion de panneaux sandwich simplement supportés sur les quatre côtés : (a) Schéma 3D du test de flexion des panneaux sandwich induit par un effort concentré; (b) Vue dans le plan (x, y) et positionnement d'un panneau sandwich sur la plaque en acrylique évidée

Le poinçon est fixé à la cellule de charge de 50 kN de la machine de compression MTS. Son déplacement est contrôlé et fixé à 1 mm/min. L'acquisition du déplacement de ce dernier se fait via la méthode de corrélation d'images. Pour ce faire, des jauges tachetées sont collées au support de flexion et au poinçon. Les images obtenues sont analysées à l'aide de l'outil extensomètre virtuel du logiciel Vic3D qui calcule le déplacement de la jauge du poinçon par rapport à la jauge du support qui est fixe.

5.4.3 Caractérisation des spécimens testés

La campagne expérimentale est menée sur quatre échantillons mesurant 170 × 170 × 25 mm, présentés à la Figure 4-10. Les spécimens sont soumis au test de flexion décrit à la Section 5.4.2 qui modélise le cas de chargement quasi-statique de l'environnement de lancement. L'objectif de l'étude expérimentale est de permettre la comparaison de différentes géométries de panneaux sandwich imprimés dans le but de sélectionner le spécimen le plus performant vis-à-vis du test. Les critères de comparaison sont la rigidité spécifique en flexion et l'effort de compression maximal spécifique repris par les spécimens. La meilleure géométrie est celle qui maximise ces deux critères. D'après des essais préliminaires, la valeur maximale de l'effort appliquée par le poinçon est en deçà de 4 kN.

Les dimensions du cœur du panneau Honeycomb (Figure 4-10 a) sont issues du dimensionnement théorique de la Section 5.2. L'épaisseur du cœur est donc de 21 mm, celle des peaux de 2 mm et celle des parois des cellules de 0,4 mm. En revanche, le poinçon utilisé lors des essais expérimentaux vient appliquer un effort de compression localisé au centre du panneau. De manière à prévenir le flambement des parois des cellules situées sous le poinçon, la taille de ces dernières a dû être recalculée. La Figure 4-7 schématise la configuration d'une plaque de largeur l, d'épaisseur t et d'hauteur t_c simplement supportée sur les quatre côtés, soumise à un effort de compression. Dans ce cas, la contrainte critique de flambement en compression des parois des cellules $\hat{\sigma}_{cellule}$ est égale à :

$$\hat{\sigma}_{cellule} = \frac{\pi^2 D}{l^2 t}\left(\frac{l}{t_c} + \frac{t_c}{l}\right)^2, \qquad (4\text{-}2)$$

avec D la rigidité flexionnelle d'une peau du panneau sandwich, assimilée à une plaque fine [77]. Dans le cas où la force développée par le poinçon atteint 4 kN, les parois des cellules directement sollicitées par ce dernier subissent une contrainte de 8,2 MPa. Il faut s'assurer que la contrainte de flambement $\hat{\sigma}_{cellule}$ soit supérieure à la valeur limite de 8,2 MPa. Or, pour une taille de cellule s de 30 mm, la contrainte de flambement $\hat{\sigma}_{cellule}$ est de 1,6 MPa par conséquent cette configuration n'est pas stable. En revanche si s est abaissée à 15 mm, taille de cellule retenue, la contrainte $\hat{\sigma}_{cellule}$ est alors de 23,6 MPa ce qui permet de prévenir le voilement en compression des parois des cellules.

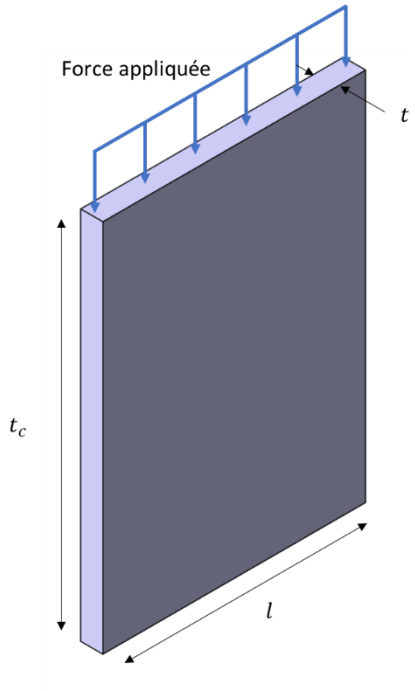


Figure 5-7 : Schéma 3D d'une paroi d'une cellule modélisée par une plaque de largeur l, d'épaisseur t et d'hauteur t_c simplement supportée sur les quatre côtés et soumise à un effort de compression

Le panneau Voronoï (Figure 4-10 b), est généré par l'algorithme de la Section 5.3. La taille des cellules est de 25 mm au maximum (s_{max}) et 6 mm au minimum (s_{min}). Puisque les cellules situées sous le poinçon sont celles de tailles minimales, la configuration est stable du point de vue du flambement en compression des parois des cellules. L'épaisseur des peaux et du cœur sont identiques à celles du panneau Honeycomb. Un spécimen de panneau Voronoï imprimé est présenté à la Figure 4-11. La peau supérieure de l'échantillon n'a pas été imprimée de manière à rendre visible la géométrie du cœur.

De manière à optimiser le comportement mécanique des panneaux vis-à-vis du flambement des cellules, l'épaisseur de ces dernières a été ajustée selon la direction z (Figure 4-10 c). Il a été choisi de conserver la géométrie cellulaire du panneau Voronoï afin de montrer l'impact de la direction de la variation de densité des cellules sur les résultats. La Figure 4-8 présente l'ajustement de l'épaisseur des parois des cellules. Considérons un mur composant une cellule (Figure 4-8 a) dont l'épaisseur varie de manière sinusoïdale comme représenté sur la Figure 4-8 (b). Cette dernière possède une épaisseur minimale h_0 au centre du panneau soit en $z = 10{,}5\ mm$ et une épaisseur

maximale h_1 sous les peaux. La gradation de l'épaisseur de cellule se fait donc selon l'axe z du panneau sandwich. La forme des cellules ne change pas dans le plan (x, y). Pour h_0 égal à 0,4 mm, diamètre des buses, le paramètre h_1 a été varié. Pour chaque cas, la force critique de flambement est obtenue à l'aide d'une simulation par éléments finis, présentée en Annexe D : Analyse de l'épaisseur maximale du mur d'une cellule. Puis, elle est rapportée au volume du mur. Cela permet de définir l'épaisseur des murs qui présente le meilleur ratio entre les propriétés en flambement et la masse de la structure. Il a été déterminé que $h_{1,optimal} = 0{,}8$ mm. Ainsi, le nouvel échantillon possède des cellules plus épaisses au niveau des peaux (0,8 mm) et minimales (0,4 mm) au centre du panneau. Le panneau résultant (Figure 4-10 c) est appelé Voronoï à épaisseur de cellules variable selon z ou tout simplement *Épaisseur z*.

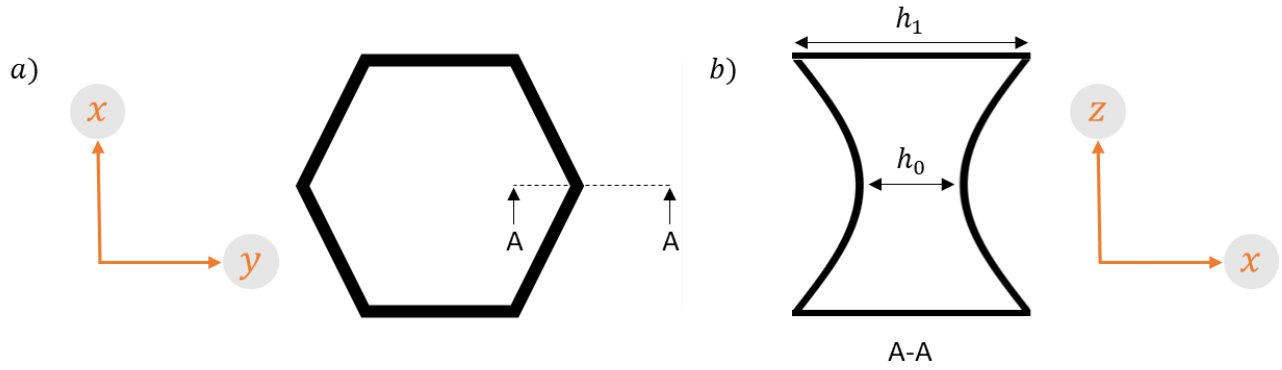


Figure 5-8 : Ajustement de l'épaisseur de cellule : (a) Vue 2D de la cellule; (b) Variation sinusoïdale de l'épaisseur de la cellule selon z

Finalement, afin de diminuer au maximum la masse des panneaux, ces derniers ont été allégés en venant diminuer l'épaisseur des cellules dans le plan (x, y) (Figure 4-10 d). L'agencement cellulaire est identique au panneau de Voronoï afin de montrer l'impact de la direction de la variation de densité des cellules sur les résultats. La Figure 4-9 présente l'évolution de l'épaisseur des cellules en fonction de la distance r qui sépare la cellule du centre de la plaque (Figure 4-9 a). Ainsi, au centre du panneau, là où la force est appliquée, l'épaisseur des cellules est maximale (0,4 mm) tandis qu'elle est plus faible pour les cellules situées entre le centre et les extrémités (Figure 4-9 b). Pour ce faire, le flux de matière déposé par la buse d'impression est modifié en venant jouer sur la vitesse d'entraînement des moteurs de l'imprimante comme expliqué à l'Annexe E : Variation du flux de matière déposée par les buses d'impression. Le panneau

résultant est appelé Voronoï à épaisseur de cellules variable selon le plan (x, y) ou tout simplement *Épaisseur plan*.

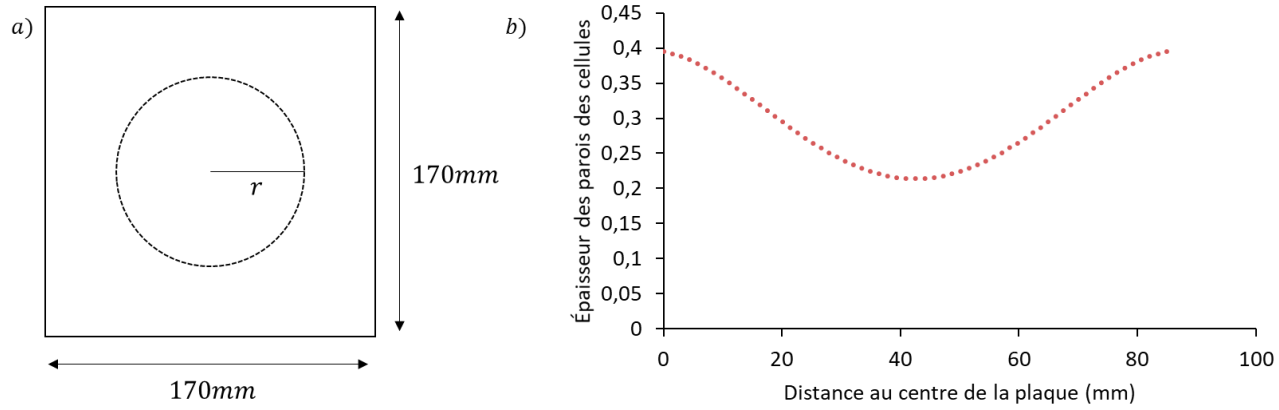


Figure 5-9 : Variation de l'épaisseur des cellules du panneau : (a) Schéma illustrant le calcul de la fonction radiale qui permet de déterminer l'épaisseur des parois pour chaque cellule appartenant à un cercle de centre confondu avec le centre de la plaque et de rayon r; (b) Évolution de l'épaisseur des parois des cellules en fonction de leur position par rapport au centre de ce dernier

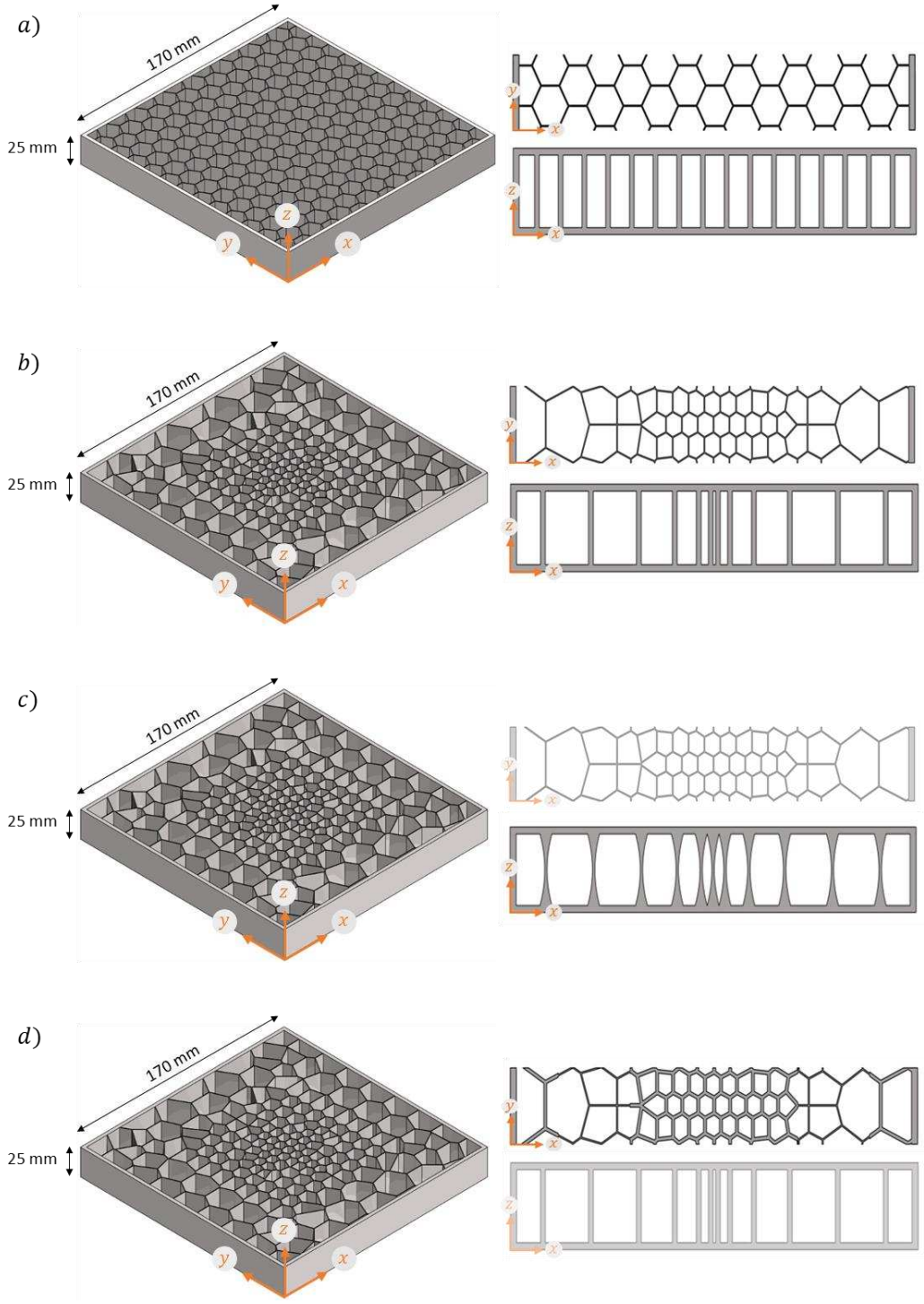


Figure 5-10 : Géométrie et schématisation de la répartition de matière des échantillons : (a) Panneau Honeycomb de référence; (b) Panneau à densité de cellule variable Voronoï; (c) Panneau Voronoï à épaisseur de cellule variable selon l'axe z noté Épaisseur Z; (d) Panneau Voronoï à épaisseur de cellule variable dans le plan (x, y) noté Épaisseur plan. Les paramètres invariants par rapport au panneau de Voronoï sont grisés

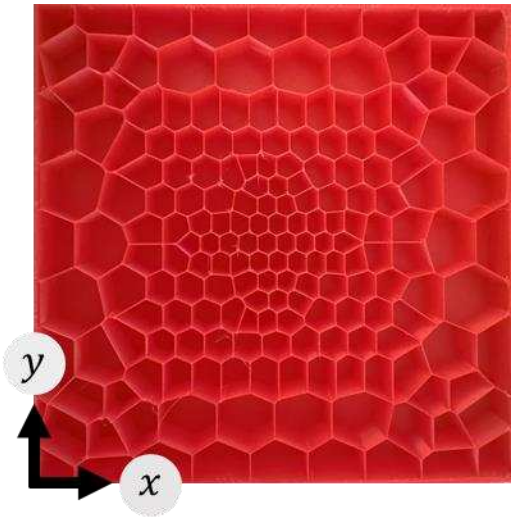


Figure 5-11 : Vue à cœur ouvert du panneau Voronoï imprimé en PLA Raise3D Premium

5.4.4 Résultats des tests de flexion

La Figure 4-12 présente les courbes moyennes de l'effort appliqué en fonction du déplacement du poinçon pour trois spécimens testés par échantillons. Les courbes montrent que les panneaux à géométrie Voronoï sont d'une part plus rigides, mais peuvent également résister à des efforts plus importants que le panneau à géométrie Honeycomb (Figure 4-12 a). Les données présentées au Tableau 4-3 sont les moyennes des rigidités en flexion E_{flex}, des limites de la plage de fonctionnement linéaire et des forces maximales F_{max}, admissibles par les panneaux. La rigidité est mesurée en considérant que les spécimens travaillent dans leur zone élastique, caractérisée par une loi de comportement linéaire, pour une force inférieure à 500 (Figure 4-12 b). La zone linéaire considérée est bornée par la limite conventionnelle d'élasticité à 0,2% (notée $Re_{0,2\%}$) pour laquelle il y a une déformation plastique de 0,2% (Figure 4-12 a). L'intervalle de confiance à 95% est obtenu à l'aide de l'équation 4-1. Les valeurs sont rapportées à la masse des échantillons afin de permettre la comparaison des panneaux Voronoï avec et sans épaisseur variable. Les gains sont exprimés en prenant l'échantillon Honeycomb comme référence.

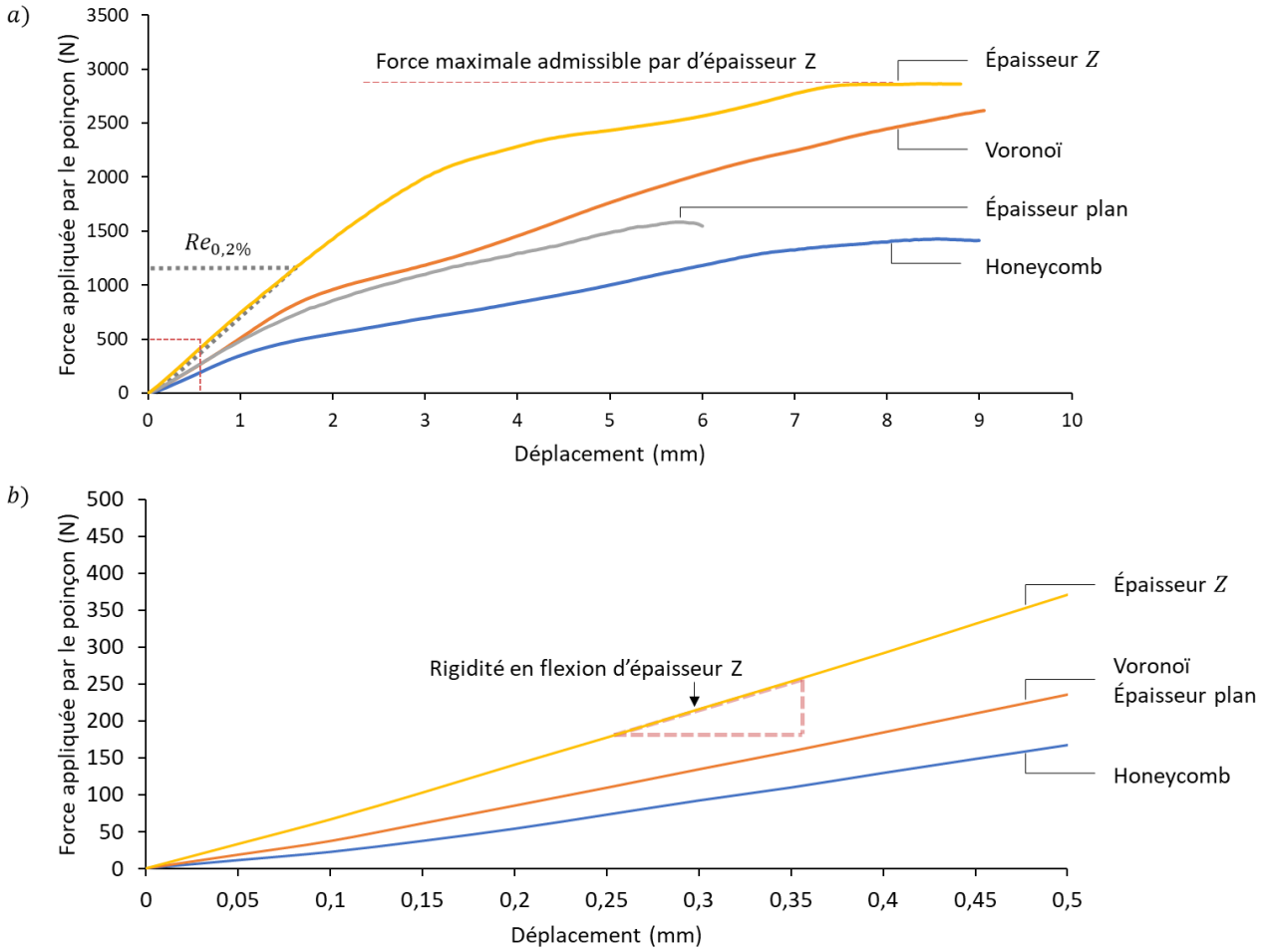


Figure 5-12 : Courbes de l'effort en fonction du déplacement du poinçon au centre du panneau : (a) Déplacement jusqu'à la rupture des échantillons; (b) Grossissement de la zone élastique où la déformation est inférieure à 0,2%

Tableau 5-3 : Résultats des essais mécaniques en termes de rigidité, limite plage de fonctionnement linéaire et force maximale admissible

	Masse (g)	E_{flex} **spécifique** (N/mm.g)	**Gain** (%)	$Re_{0,2\%}$ **spécifique** (N/g)	**Gain** (%)	F_{max} **spécifique** (N/g)	**Gain** (%)
Honeycomb	214,2 ± 9,5	1,6 ± 0,15	/	1,8 ± 0,57	/	6,4 ± 2,0	/
Voronoï	209,6 ± 4,5	2,3 ± 0,06	47	4,5 ± 0,98	149	12,6 ± 0,34	98
Épaisseur *z*	229,5 ± 3,5	3,0 ± 1,7	89	5,0 ± 2,6	172	15,3 ± 0,33	140
Épaisseur plan	204,7 ± 8,5	2,0 ± 1,0	27	4,7 ± 1,99	155	7,5 ± 2,5	17

Cette étude permet de conclure quant aux possibilités d'amélioration des performances mécaniques d'un panneau sandwich par l'utilisation d'une structure de cœur à densité variable (Voronoï) comparativement à une structure de cœur à cellules uniformes (Honeycomb). En effet, à masse équivalente et lorsqu'il est soumis à un chargement concentré, le panneau Voronoï se montre plus rigide en flexion de 47%. De plus, il est capable de supporter une force plus élevée avant de se briser (résistance à la rupture) mais surtout, sa plage d'utilisation dans le domaine linéaire, soit la plage où la déformation plastique est inférieure à 0,2%, est augmentée de plus de 149%.

Le panneau Épaisseur z affiche quant à lui les meilleures propriétés mécaniques. Sa rigidité en flexion est augmentée de 89% par rapport au panneau Honeycomb et de 42% par rapport au panneau Voronoï. Ce résultat est le bénéfice direct d'une augmentation de l'épaisseur des cellules selon la direction z. En effet, les panneaux Voronoï et Épaisseur z partagent la même géométrie dans le plan (x, y). Cette observation est comparable à celle effectuée par Niknam et al. [55] qui ont conclu, à l'aide de simulations numériques, que la variation de densité selon l'axe z permet d'obtenir les meilleures propriétés mécaniques. En revanche, contrairement aux travaux réalisés par Niknam et al., présentés à la Section 2.4, il n'a pas été observé de gain notable en ce qui

concerne la flèche maximale des échantillons. Finalement, l'expérience permet également de montrer que le panneau Épaisseur plan est moins rigide de 20% que le panneau Voronoï. Ceci s'explique par la présence de défauts au sein de cette structure du fait de la modification du flux de matière déposé par la buse. Ces défauts consistent majoritairement en une discontinuité des murs des cellules dans le plan.

Afin d'expliquer ces différences, les panneaux ont été découpés par jet d'eau de manière à pouvoir observer leur déformation résiduelle sous l'effort du poinçon. La Figure 4-13 montre les échantillons découpés par jet d'eau en leur centre. Les panneaux Honeycomb (Figure 4-13 a et b) et Voronoï (Figure 4-13 c et d) présentent une rupture due au flambement, localisée en dessous de la zone contrainte par le poinçon, des cellules. En augmentant l'épaisseur des cellules au niveau des peaux, le flambement a pu être évité. Ainsi, cette instabilité n'est plus observée sur les spécimens Épaisseur z. En effet, la rupture semble provenir du cisaillement du cœur du fait de la présence d'une fissure transversale (Figure 4-13 e et f). Ce cas est idéal car il est supposé que le cœur du panneau sandwich travaille uniquement en cisaillement. Ce dernier peut donc subir une force plus importante avant que la rupture en cisaillement intervienne. Par conséquent, la rupture intervient pour une force 140% plus importante que pour le panneau Honeycomb et 42% plus importante que Voronoï. En revanche, le panneau Épaisseur plan (Figure 4-13 g et h) présente également une rupture due au flambement des cellules. Ce résultat est cohérent car l'épaisseur des parois des cellules situées sous le poinçon n'a pas été augmentée.

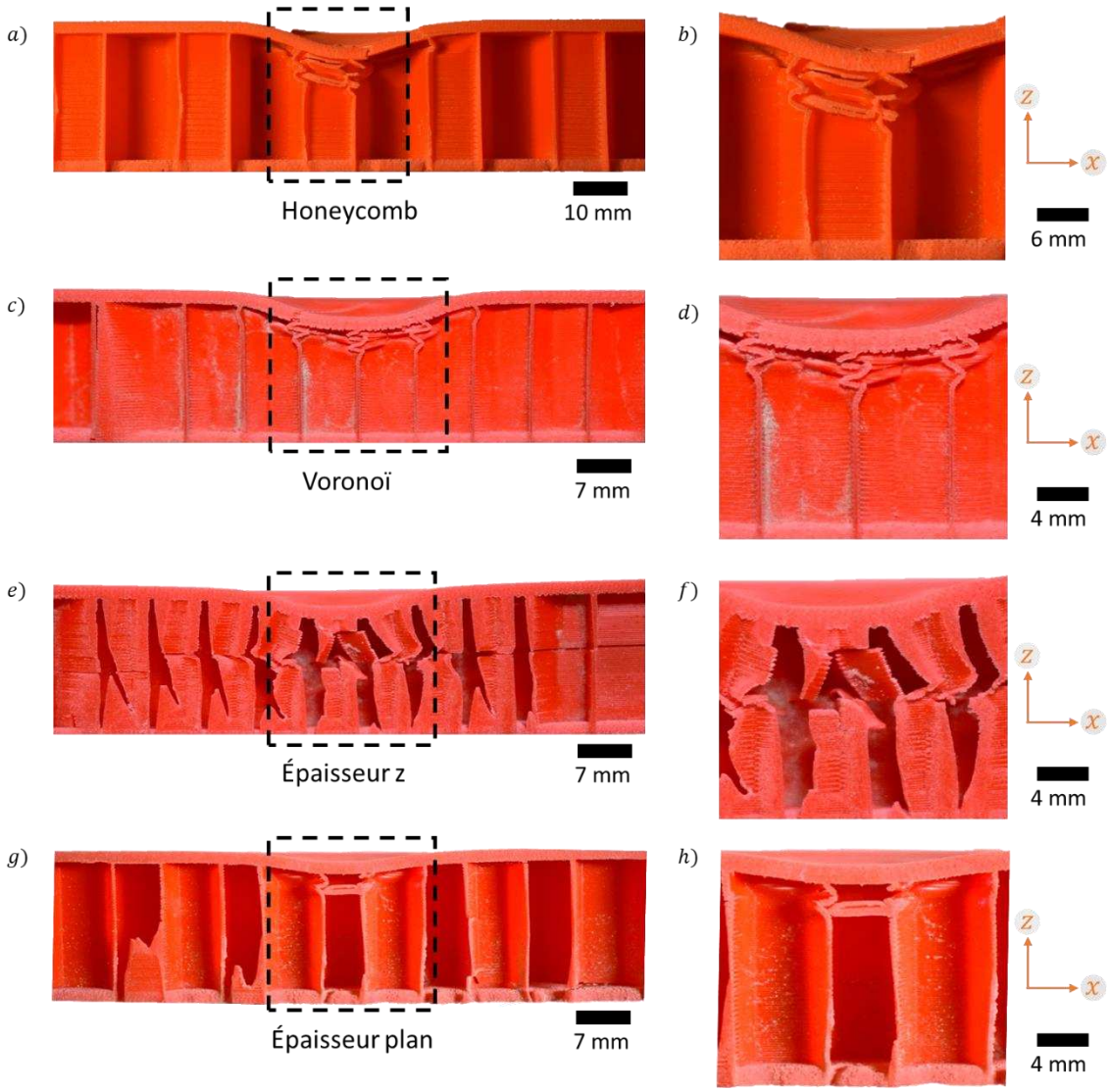


Figure 5-13 : Coupe par jet d'eau, au niveau de la zone d'application du poinçon, des échantillons après rupture : (a) Vue globale du panneau Honeycomb; (b) Grossissement de la zone sous le poinçon panneau Honeycomb; (c) Vue globale du panneau Voronoï; (d) Grossissement de la zone sous le poinçon du panneau Voronoï; (e) Vue globale du panneau Épaisseur z; (f) Grossissement de la zone sous le poinçon du panneau Épaisseur z; (g) Vue globale du panneau Épaisseur plan; (h) Grossissement de la zone sous le poinçon du panneau Épaisseur plan

La Figure 4-14 présente une synthèse des résultats. De manière générale, le panneau sandwich Honeycomb chargé en son centre est le moins performant. Il possède la plus faible rigidité et la plus faible limite de plage de fonctionnement linéaire. À l'inverse, le panneau Épaisseur z affiche les meilleures caractéristiques mécaniques en flexion. Cependant, l'intervalle

de confiance à 95% représenté sur l'histogramme représente presque 100% de la valeur des mesures du panneau Épaisseur *z*. La mauvaise répétabilité des mesures est due à la présence de défauts lors de l'impression. Il en va de même pour le panneau Épaisseur plan qui devient moins performant que le panneau Voronoï. Par conséquent, bien que la variation de densité selon l'axe *z* semble une piste prometteuse, le panneau Voronoï est retenu. Ce choix est principalement dicté par l'absence de reproductibilité des caractéristiques mécaniques du panneau Épaisseur *z* qui pourrait mener à un sous-dimensionnement.

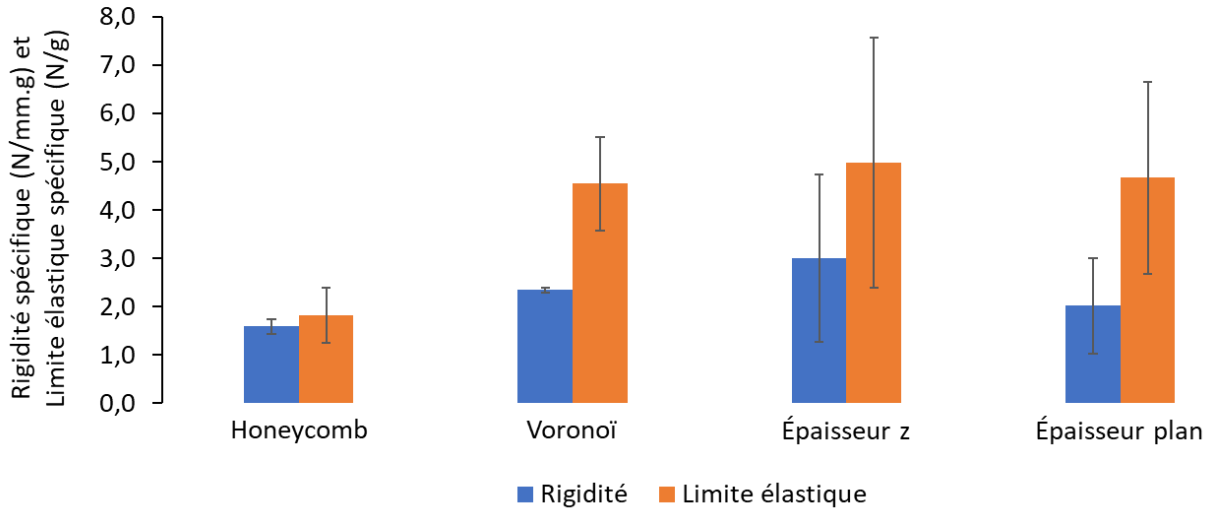


Figure 5-14 : Histogramme des résultats expérimentaux

La géométrie de Voronoï retenue est ensuite implémentée au modèle de rover lunaire. Ainsi, la plaque inférieure du rover est dorénavant considérée comme étant un panneau sandwich dont le cœur est une structure cellulaire de Voronoï à densité variable et à épaisseur de cellule constante.

5.5 Simulation du rover lunaire à structure cellulaire de Voronoï

Le modèle topologique du rover lunaire de la Section 4.3 est modifié afin de prendre en compte le nouveau panneau sandwich de la plaque inférieure. L'algorithme développé à la Section 5.3 est appliqué à celle-ci lorsque soumis au chargement quasi-statique de l'environnement de lancement. La taille de pixel est de 400 mm² et le nombre de points maximal est de 6 afin de générer un panneau possédant la même taille de cellule minimale que le panneau Voronoï. La Figure 4-15 présente le modèle topologique de rover avec cellules Voronoï. Avant modification, la plaque est le panneau sandwich en nid d'abeille (Figure 4-15 b) issu de la conception préliminaire de la

Section 5.2. La densité de son cœur est de 8%. À partir du champ de contraintes en cisaillement dans la plaque (Figure 4-15 c), l'algorithme de la Section 5.3 génère la nouvelle plaque inférieure (Figure 4-15 d). Cette dernière est composée de peaux de 2 mm d'épaisseur faites en un composite quasi-isotrope en PEEK renforcé de fibres continues de carbone et d'un cœur à cellules de Voronoï imprimé en PEEK renforcé de fibres courtes de carbone. La densité maximale du cœur vaut 13% et la densité minimale vaut 5%. La distribution de matière de la Figure 4-15 (e) permet de placer les cellules denses là où les efforts s'appliquent. Ainsi, afin de simplifier le modèle numérique, il a été choisi de considérer que les propriétés mécaniques de la plaque inférieure du rover lunaire sont assimilables à celles d'un panneau sandwich en nid d'abeille dont la densité du cœur est de 13% mais dont la masse est égale à celle d'un cœur ayant une densité de 5%. En effet, le panneau Voronoï possède un cœur dont la géométrie cellulaire tend vers celle d'un cœur en nid d'abeille. En revanche, pour une masse donnée, sa densité variable lui permet d'afficher des propriétés mécaniques supérieures à celles de son homologue. De plus, cette hypothèse permet, d'une part, de considérer que le panneau possède des propriétés mécaniques constantes et d'autre part, de prendre en compte les bénéfices conférées par la nouvelle distribution de matière. Ce nouveau modèle est appelé *modèle topologique avec cellules Voronoï.*

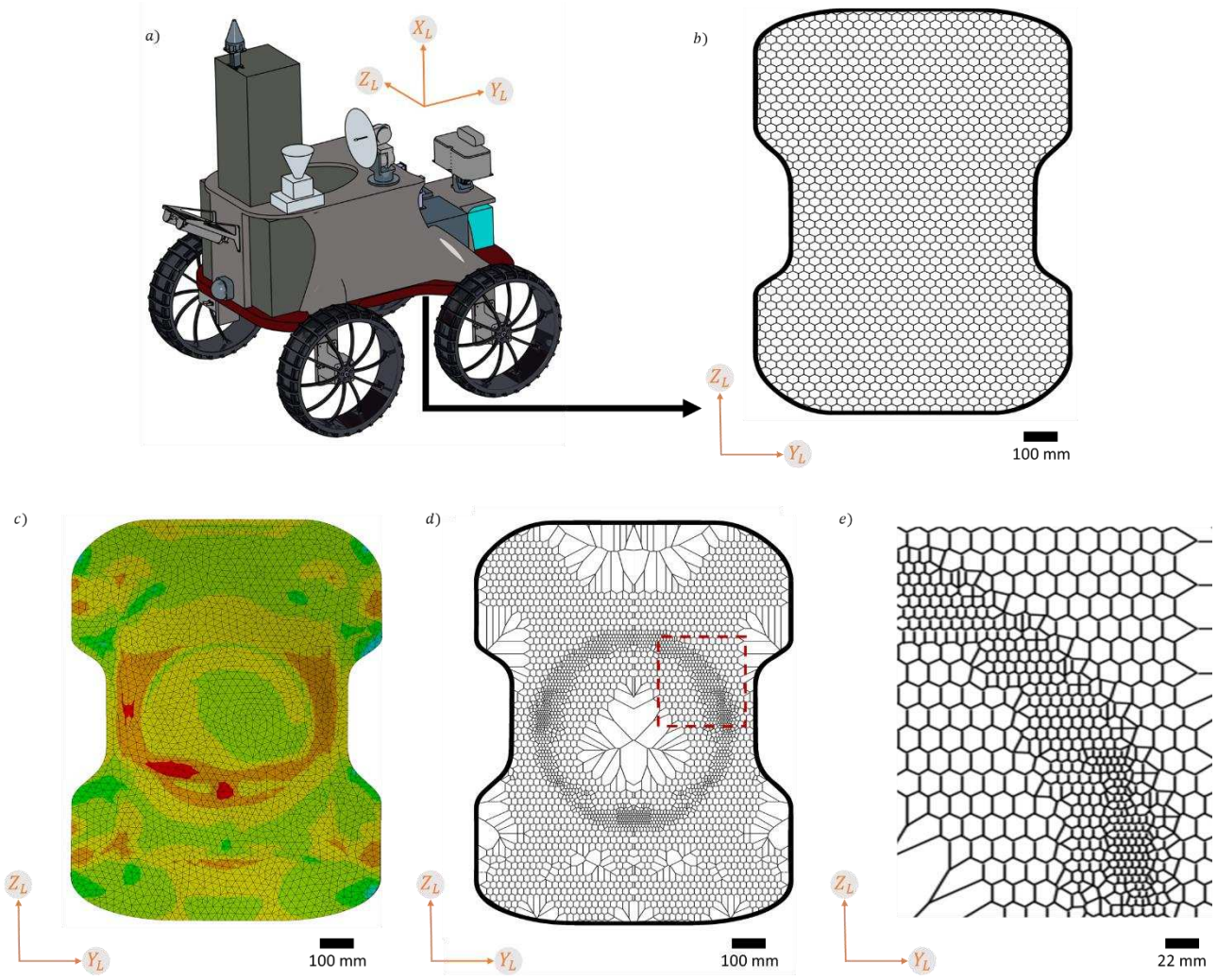


Figure 5-15 : Modification de la structure du rover lunaire : (a) Modèle 3D du modèle topologique avec cellules Voronoï; (b) Vue en coupe selon le plan $(Y_L,\ Z_L)$ du cœur à cellules nid d'abeille; (c) Champ de contraintes en cisaillement dans la plaque avec échelle de couleur allant du bleu pour des contraintes faibles au rouge pour des contraintes intenses; (d) Vue en coupe selon le plan $(Y_L,\ Z_L)$ du cœur à cellules Voronoï; (e) Agrandissement du cœur à cellules Voronoï au niveau de l'attache à l'alunisseur

De manière à vérifier que la nouvelle structure respecte les requis des lanceurs, son comportement lors de la phase de lancement est simulé en appliquant la même méthode que celle décrite à la Section 4.2.2. La simulation numérique d'un composite sandwich peut se faire en ayant recours à des éléments surfaciques pour le cœur et les peaux ou en modélisant le cœur par un solide homogène orthotrope [78]. Bien que la méthode surfacique demande une puissance de calcul plus

faible, il a été choisi d'utiliser le modèle volumique car la gestion des contacts y est plus aisée. Dans ce cas, le cœur est modélisé par un matériau orthotrope défini par ses modules d'Young E_{X_L}, E_{Y_L} et E_{Z_L} dans les trois directions du rover lunaire et son module de cisaillement G_c. Afin de déterminer ces constantes mécaniques, des essais de compression et de cisaillement sont menés sur des panneaux sandwich imprimés. L'étude suivante permet d'adapter les équations théoriques, du modèle de Gibson [22], à des structures sandwichs cellulaires imprimées. Les équations théoriques corrigées vont permettre d'estimer les caractéristiques mécaniques du panneau sandwich inférieur du rover lunaire. Elles sont obtenues à l'aide de mesures effectuées sur un thermoplastique abordable, le PLA, avant d'être généralisées au thermoplastique PEEK renforcé.

5.5.1 Tests de compression

La Figure 4-16 présente le montage expérimental et les résultats du test de compression réalisé selon la norme ASTM D7336 [79]. Les essais sont réalisés sur la machine de compression MTS Insight, équipée d'une cellule de charge de 50 kN (Figure 4-16 a). Le déplacement du plateau est fixé à 1 mm/min afin d'avoir la rupture des échantillons après 1 minute de test, comme mentionné dans la norme ASTM D7336. Les éprouvettes de compression (Figure 4-16 b) sont dimensionnées afin qu'au moins 8 cellules entières soient comprimées lors du test. Elles mesurent ainsi $82 \times 82 \times 32$ mm avec des peaux de 1 mm d'épaisseur. Les peaux n'ont d'autre utilité que de répartir la charge dans les cellules et ne participent pas à la reprise de l'effort. La mesure du déplacement de la tête se fait via la méthode de corrélation d'images. Les images obtenues sont analysées à l'aide du logiciel Vic3D. Afin de mettre en évidence l'impact de la densité du cœur sur le comportement mécanique en compression, 4 échantillons possédant des cœurs avec des densités 4%, 6,5%, 8% et 11% respectivement sont imprimés en PLA Raise3D Premium. La Figure 4-16 (c) montre les résultats obtenus pour la compression des différents spécimens. La rigidité en compression du sandwich est déterminée en calculant la pente de la courbe pour une déformation inférieure à 0,5%.

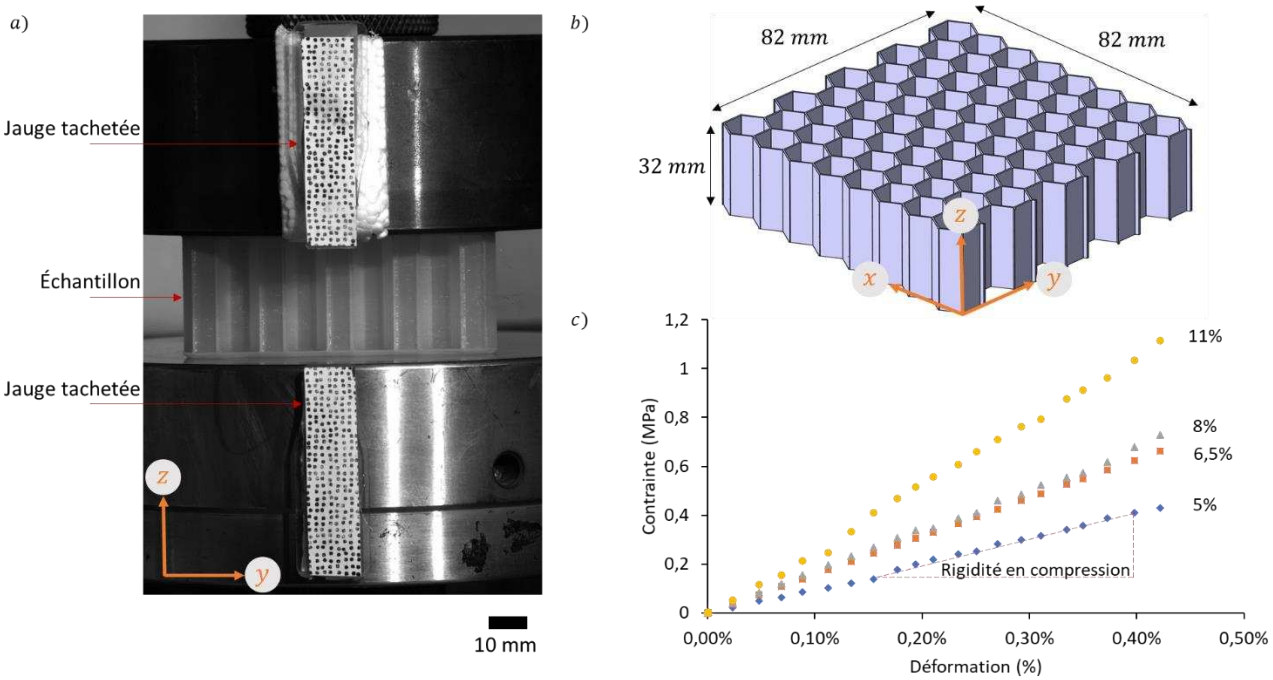


Figure 5-16 : Essais de compression de panneaux sandwich : (a) Montage expérimental avec jauges de tachetées pour corrélation d'image; (b) Modèle 3D de l'échantillon avec un cœur à cellules nid d'abeille de densité 6,5%; (c) Courbe de la contrainte appliquée en fonction de la déformation du spécimen mesurée par corrélation d'images

Le Tableau 4-4 présente les résultats des essais de compression. La rigidité moyenne en compression E_{exp}, est calculée avec un intervalle de confiance à 95% puis comparée à la rigidité théorique du modèle de Gibson E_{Gibson} (cf équation 1-2). Le facteur de correction F_{cor} est déterminé en faisant le quotient de la rigidité expérimentale sur celle théorique. Ce facteur permet de caractériser l'écart qu'il existe entre le modèle théorique et la réalité représenté par l'expérience. Cette différence est principalement imputable aux défauts générés par le processus d'impression. En effet, contrairement au modèle de Gibson, le PLA imprimé n'est pas complètement isotrope. Ensuite, ce facteur de correction est injecté à l'équation théorique 1-2 de manière à ce qu'elle puisse permettre de caractériser les caractéristiques mécaniques réelles, en compression, d'un cœur en nid d'abeille. Le facteur de correction moyen est de 0,78 ainsi, le modèle de Gibson est généralisé aux cœurs imprimés en venant le multiplier par 0,78.

Tableau 5-4 : Rigidité en compression des cœurs PLA en nid d'abeille en fonction de leur densité

Densité du cœur (%)	E_{exp} (MPa)	E_{Gibson} (MPa)	F_{cor} (%)
4	100 ± 7	125	80
6,5	157 ± 3	201	79
8	174 ± 12	241	72
11	263 ± 7	334	81

5.5.2 Tests de cisaillement

La Figure 4-17 présente le montage expérimental et les résultats du test de cisaillement réalisé selon la norme ASTM C273 [79]. Les essais de cisaillement sont menés sur la même machine de traction, équipée d'un montage conforme à la norme ASTM C273. De manière à ce que la rupture des échantillons soit due au cisaillement du cœur et non à la délamination des peaux, l'épaisseur des cellules est augmentée de 0,4 mm toutes les couches imprimées jusqu'à atteindre 10 mm sous les peaux. Les éprouvettes (Figure 4-17 b) sont des panneaux de 31 mm d'épaisseur 80 mm de large et 200 mm de long. Le cœur mesure 21 mm. Les échantillons sont imprimés en PLA Raise3D Premium. Le temps d'impression est d'environ 24 h par spécimen et ces derniers pèsent plus de 600 g chacun. Ainsi, par contrainte de temps et afin de limiter les coûts, il a été choisi d'imprimer seulement une géométrie de cœur : un nid d'abeille de 6,5% de densité. La mesure du déplacement de la tête se fait via la méthode de corrélation d'images. Les images obtenues sont analysées à l'aide du logiciel Vic3D. La courbe de la Figure 4-17 (c) montre les résultats obtenus pour le cisaillement du spécimen dont le cœur à une densité de 6,5%. La rigidité en cisaillement du sandwich est déterminée en calculant la pente de la courbe pour une déformation inférieure à 0,75%.

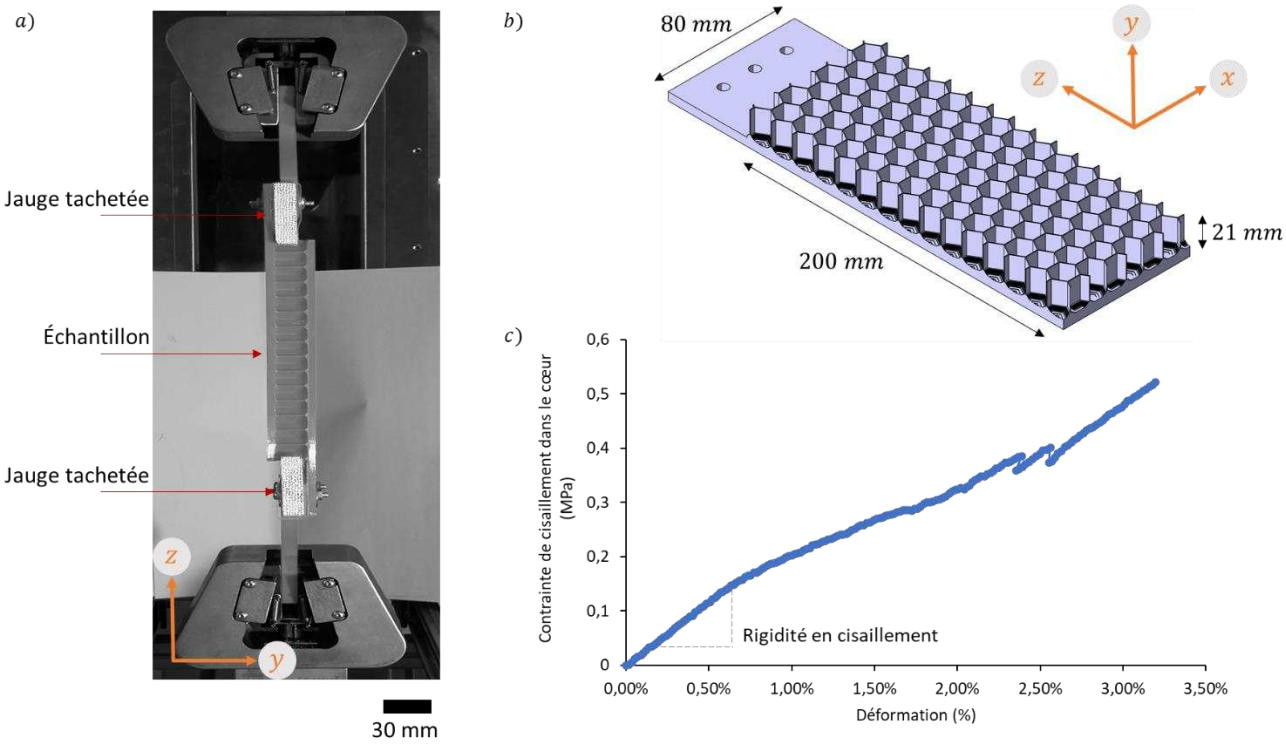


Figure 5-17 : Essais de cisaillement de panneaux sandwich : (a) Montage expérimental avec jauges tachetées pour corrélation d'image; (b) Modèle 3D de l'échantillon avec un cœur à cellules nid d'abeille de densité 6,5%. Afin améliorer la résistance de l'interface cœur/peau, l'épaisseur des cellules est augmentée de 0,4 mm à chaque couche imprimée jusqu'à atteindre 10 mm sous les peaux; (c) Courbe de la contrainte appliquée en fonction de la déformation du spécimen de densité 6,5%

Le Tableau 4-5 présente les résultats des essais. La rigidité moyenne en cisaillement G_{exp}, est calculée avec un intervalle de confiance à 95% puis comparée à la rigidité théorique du modèle de Gibson G_{Gibson} (cf équation 1-1-3). Le facteur de correction F_{cor} est déterminé en faisant le quotient de la rigidité expérimentale sur celle théorique. Il est de 0,63 en moyenne. Ainsi, les propriétés mécaniques réelles, en cisaillement, d'un cœur en nid d'abeille peuvent être approchées par l'équation de Gibson (1-1-3) multipliée par un facteur 0,63.

Tableau 5-5 : Rigidité en cisaillement du cœur en nid d'abeille de 7% de densité

G_{exp} (MPa)	G_{Gibson} (MPa)	F_{cor} (%)
34 ± 1,6	53,8	63

5.5.3 Simulation du modèle final

Les propriétés mécaniques du panneau inférieur peuvent être estimées à l'aide des équations théoriques du modèle de Gibson adaptées aux panneaux imprimés à l'aide d'un facteur de correction. Le panneau inférieur du rover lunaire, possède une densité maximale de 13% et est imprimé en PEEK renforcé. Puisque la taille des cellules dépend directement de la distribution des contraintes de cisaillement, lorsque le panneau est soumis à l'effort de compression axiale maximal du chargement quasi-statique de l'environnement de lancement, il a été choisi de supposer que les propriétés mécaniques de l'ensemble du panneau sont équivalentes à celles d'un panneau sandwich en nid d'abeille de densité égale à 13%. D'après la Section 5.5.1, le panneau inférieur du modèle topologique avec cellules Voronoï a une rigidité en compression estimée à $E_{X_L} = 1{,}6$ GPa et d'après la Section 5.5.2, une rigidité en cisaillement estimée à $G_c = 307$ MPa. Ensuite, selon la même méthode qu'à la Section 4.2.2, le chargement de l'environnement de lancement est appliqué au modèle topologique avec cellules Voronoï. Le matériau constituant le cœur du panneau sandwich est défini par E_{X_L} et G_c. En suivant les recommandations de Bitzer [31], les rigidités dans les autres directions ($E_{Z_L}, E_{Y_L} et\ G_{ZY_L}$) valent 1% de E_{X_L} et G_c. La densité massique du cœur est de 195 kg/m^3. Le Tableau 4-6 permet de comparer les résultats de simulation de l'environnement de lancement pour le modèle topologique avec cellules nid d'abeille et topologique avec cellules Voronoï. Le panneau sandwich permet d'abaisser la masse de la structure seule de 208,6 kg à 135,2 kg tout en garantissant que le rover est apte à être lancé. En effet, le premier mode propre est atteint à une fréquence de 67,7 Hz alors que les lanceurs imposent une valeur d'au moins 35 Hz et le niveau de contraintes dans le rover n'excède pas la limite élastique des matériaux lors des chargements quasi-statiques et vibratoires. La contrainte maximale dans la partie imprimée du rover est de 29,2 MPa alors que la limite fixée par les requis des lanceurs est de 35 MPa. Ainsi, le modèle topologique avec cellules Voronoï est toujours légèrement surdimensionné.

Tout de même, l'utilisation pour la plaque inférieure d'un composite sandwich dont la distribution de matière dépend de la répartition des efforts a permis de diminuer la masse du rover de 35%. Le gain de masse est conséquent, sachant que, comme il a été expliqué en Introduction, 1 kg lancé dans l'espace coûte environ 11 000 $ [2].

Tableau 5-6 : Récapitulatif : résultats des simulations mécaniques des modèles finaux de rover lunaire soumis à l'environnement de lancement

	Modèle topologique avec cellules nid d'abeille	**Modèle topologique avec cellules Voronoï**	**Prérequis des lanceurs**
Masse (kg)	208,6	135,2	/
1ere fréquence propre (Hz)	68,90	67,7	Minimum : 35
Contrainte maximale chargement quasi-statique (MPa)	40,1	12,7	56
Contrainte maximale chargement vibratoire (MPa)	Peaux : 29,5 Ailleurs : 29,2	Peaux : 74,2 Ailleurs : 29,2	Maximum peaux : 450 Maximum ailleurs : 35

CHAPITRE 6 DISCUSSION GÉNÉRALE

6.1 Conception et fabrication additive d'une structure de rover lunaire

La fabrication additive est un regroupement de procédés de fabrication flexibles qui permettent de réaliser des pièces aux géométries complexes. Au Chapitre 4, un nouveau prototype allégé de rover lunaire a été conçu. Ce dernier a été généré à l'aide de l'algorithme d'optimisation topologique du logiciel d'élément fini Ansys 18.1 et en considérant le chargement quasi-statique de l'environnement de lancement. Le design résultant affiche une première fréquence propre supérieure à 35 Hz et un niveau de contrainte, lors de la phase de lancement, inférieur à 70% de la limite élastique du PEEK renforcé de fibres courtes de carbones qui le compose. Ensuite dans le Chapitre 5, en s'inspirant de la structure interne du chaume du bambou, la distribution du cœur du panneau sandwich inférieur du rover a été adaptée afin de prendre en compte la répartition des contraintes liée à l'effort de compression axial maximal du chargement quasi-statique. La bio-conception combinée à la fabrication additive a ainsi permis d'abaisser la masse de la structure seule du rover de 295,9 kg pour le modèle préliminaire en alliage d'aluminium à 135,2 kg pour le modèle topologique avec cellules Voronoï imprimé en composites thermoplastiques. Afin de démontrer la faisabilité de cette méthode, le modèle topologique avec cellules Voronoï de rover lunaire a été imprimé à échelle réduite. En revanche, la fabrication d'un rover lunaire à échelle réelle, bien que réalisable, semble être très complexe. En effet, bien que théoriquement possible, la technologie d'imprimante actuellement utilisée ne permet pas d'envisager la production de pièces aussi volumineuses. Par exemple, la fabrication des composites sandwich de la Section 4.4 a nécessité plus de 24 h d'impression. Ces derniers mesurent $170 \times 170 \times 25$ mm. Ainsi, la fabrication selon les mêmes paramètres et à l'aide de la même machine du panneau réel nécessite, théoriquement, pas moins de 1000 h d'extrusion. Le temps élevé de fabrication est principalement imputable au principe de fonctionnement de la machine utilisée. En effet, seule une tête d'impression extrude de la matière, qu'elle dépose à l'aide d'une buse de diamètre 0,4 mm. Ainsi la quantité de matière déposée par unité de temps est faible. Il est possible d'augmenter la taille de la buse mais la qualité d'impression est alors impactée négativement car la taille des couches augmente.

L'optimisation de la structure du rover sous l'aspect mécanique ne considère pas l'ensemble des requis mentionnés au Chapitre 2. Même si le thermoplastique PEEK utilisé a déjà fait ses preuves dans le domaine spatial (Canadarm 2 qui fonctionne sur une plage de température allant de -150 °C à +120 °C [80]), il est tout de même nécessaire de réaliser une analyse thermique du rover lors de la nuit lunaire. En effet, les équipements électriques telles que les batteries doivent pouvoir fonctionner 14 jours à une température extérieure de -150°C sur la Lune. Cette analyse va certainement mener à l'ajout de composantes chauffantes et donc ajouter de la masse. Un autre requis majeur de la structure n'est pas atteint : l'imperméabilité à la poussière lunaire. Cette dernière est hautement abrasive et peu mener à la ruine prématurée des équipements électroniques si elle pénètre la structure. Or, cette dernière présente de nombreuses ouvertures qu'il faut impérativement sceller à l'aide d'un film protecteur par exemple. Ces éléments sont à considérer dans le calcul de la masse et dans les simulations numériques de l'environnement de lancement.

Enfin, les simulations numériques de l'environnement de lancement ont été effectuées en considérant que le matériau imprimé, qui compose le rover lunaire, est assimilable à un solide homogène quasi-isotrope. Or, de nombreux travaux montrent que la fabrication additive génère des pièces anisotropes [81]. Ceci est d'autant plus vrai dans le cas de thermoplastiques renforcés car les fibres courtes s'orientent selon la direction d'impression à cause du cisaillement dans la tête d'extrusion. Pour affiner l'étude, la théorie des laminés pourrait être utilisée. En effet, le rover lunaire serrait alors modélisé par la superposition des différentes couches imprimées. Cependant, la théorie des laminée est plus lourde à mettre en œuvre notamment en termes de puissance de calcul nécessaire.

La conception préliminaire qui a été faite au Chapitre 4 sert de base et a pour vocation d'être améliorée afin de répondre à l'ensemble des exigences du cahier des charges.

6.2 Fabrication additive de panneaux sandwich en composites

Des panneaux sandwich ont été conçus, imprimés, optimisés et testés lors de cette étude. Les exemples d'impression 3D de structure sandwich présents dans la littérature concernent, pour la plupart, des structures dont la densité du cœur est d'environ 20%. Cette valeur représente le ratio entre la quantité de matière et la quantité de vide du cœur. Dans le cas présenté au Chapitre 5, la

densité cellulaire est de 7%. Cette valeur est plus proche des structures sandwich couramment utilisées dans l'industrie aérospatiale dont la densité du cœur oscille entre 0,5% et 8% [82].

Les essais mécaniques ont permis de montrer que l'optimisation de la distribution de matière mis en place au Chapitre 5 a augmenté significativement les propriétés mécaniques en flexion d'un panneau sandwich soumis à un effort concentré. En effet, le panneau Voronoï qui présente un cœur à densité variable est, à masse équivalente, 47% plus rigide en flexion qu'un panneau à nid d'abeille à cellules constantes. La Figure 6-1 permet de mettre en évidence la présence des défauts d'impression qui sont responsables de la mauvaise répétabilité des mesures expérimentales. Un échantillon de cœur en nid d'abeille à taille de cellules constante a été imprimé en PLA à l'aide d'une buse de 0,4 mm de diamètre (Figure 5-1 a). L'épaisseur des parois des cellules a ensuite été mesurée à l'aide d'un scanner GOM 3D ATOS Core 200 par lumière structurée qui possède une résolution de 0,08 mm [83]. Pour ce faire, des gommettes de référence sont aléatoirement collées sur la pièce. La distance qui les sépare les unes des autres est ainsi unique ce qui permet au logiciel de traitement, GOM Inspect 2019, de connaître la position de la pièce dans l'espace. Ensuite, une lumière structurée balaye la pièce. Le logiciel analyse la lumière réfléchie par l'échantillon et détermine ainsi la distance qu'elle a parcourue. La Figure 6-1 (b) présente les points mesurés de l'échantillon de cœur. Ensuite, 6 parois appartenant à 6 cellules différentes et d'orientations différentes sont choisies aléatoirement. La distance moyenne qui sépare les deux surfaces est déterminée à partir de minimum 30 points par paroi. La Figure 6-1 (c) présente une représentation de la variation de l'épaisseur d'une paroi d'une cellule pour une largeur de paroi comprise dans l'intervalle [2,8; 3] mm. L'épaisseur réelle des parois oscille entre 0,27 et 0,52 mm et est de 0,38 mm en moyenne. La répartition de l'épaisseur des parois semble suivre une loi normale bruitée centrée autour de 0,38 mm et ayant une variance de 0,069 mm. Ainsi, il peut être supposé que l'épaisseur des parois soit contenue dans l'intervalle [0,309; 0,447] mm avec une probabilité de 68,2%.

Lorsque le cœur est soumis à un effort, son comportement mécanique est dicté par sa zone la plus fragile. Ainsi, pour un chargement en compression, si l'épaisseur du panneau est de 0,27 mm au lieu des 0,4 mm attendu, les propriétés mécaniques du cœur sont plus faibles de 32,5% que les propriétés mécaniques théoriques du modèle de Gibson [22]. Ces résultats expliquent pourquoi les propriétés mécaniques en compression et en cisaillement des panneaux sandwichs imprimés en PLA au Chapitre 5 sont respectivement inférieures de 22% et 38% à celles calculées

théoriquement. Néanmoins, en multipliant les équations théoriques d'un facteur de correction, il devient alors possible d'estimer les propriétés mécaniques en compression et en cisaillement de panneaux sandwichs imprimés.

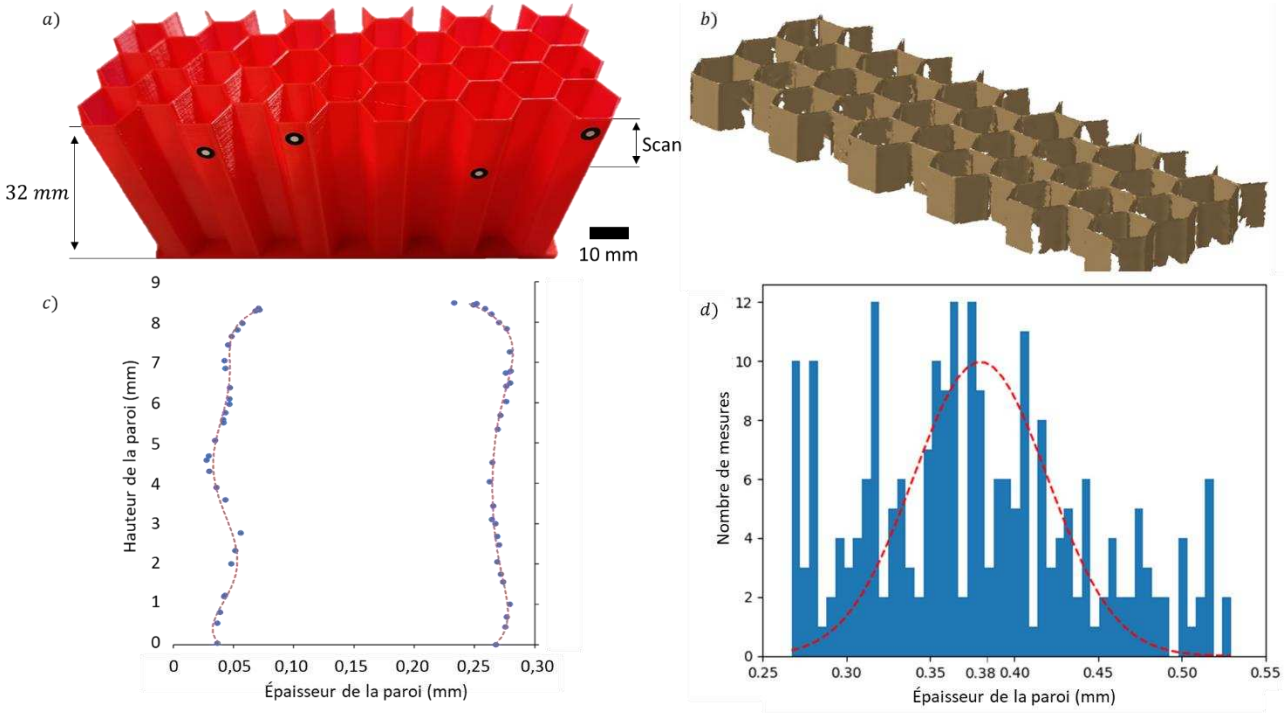


Figure 6-1 : Mise en évidence des défauts d'impression : (a) Échantillon imprimé d'un cœur en nid d'abeille avec gommettes d'étalonnage pour le scanner à lumière structurée; (b) Reconstruction des surfaces scannées des cellules en nid d'abeille; (c) Points mesurés d'une paroi d'une cellule en nid d'abeille pour un intervalle de largeur de paroi de [2,8; 3] mm et interpolée par un polynôme du sixième degré; (d) Répartition de l'épaisseur mesurée des parois, assimilable à un gaussienne centrée sur 0,38 mm et de variance 0,069 mm

CHAPITRE 7 CONCLUSION

L'objectif principal de ce mémoire est de démontrer le potentiel de la fabrication additive pour une structure en composites thermoplastiques de rover lunaire. Pour ce faire, la conception du rover lunaire a été séparée en deux phases. Tout d'abord, un modèle préliminaire de la structure du rover lunaire en composites a été générée en considérant les cas de chargements extrêmes de l'environnement de lancement. Ensuite, une conception inspirée de la structure interne du bambou et la fabrication additive ont permis d'alléger l'élément central du rover lunaire : le panneau sandwich inférieur.

La distribution de matière au sein de la structure du rover a été modifiée afin de permettre d'atteindre les prérequis les plus contraignants de l'environnement de lancement soit, la valeur des premiers modes propres et la contrainte maximale subie lors des accélérations quasi-statiques. La nouvelle distribution obtenue a permis d'abaisser la masse de la structure seule de 29,5% par rapport au modèle initial en alliage d'aluminium. Ainsi, l'étude menée dans ce document montre que la fabrication additive met à profit les bénéfices apportés par le processus d'optimisation topologique car les formes géométriques complexes qui en résultent sont potentiellement imprimables.

Ensuite, la distribution de matière du cœur du composite sandwich, prenant en compte la répartition des efforts lors de la phase de lancement, a été générée. La taille des cellules du cœur a été modifiée de manière à répartir les cellules de petite taille là où les efforts transitent et, à l'inverse augmenter leurs dimensions dans les zones peu contraintes. La géométrie de Voronoï obtenue possède la même masse que celle d'une structure en nid d'abeille, mais il a été observé expérimentalement qu'elle possède une rigidité en flexion 47% plus élevée. De plus la plage de d'utilisation de la structure, soit la zone où la déformation plastique est inférieure à 0,2%, est augmentée de 149%.

La méthode de conception utilisée dans ce document n'est pas restreinte au secteur spatial. Par exemple, les domaines de l'aéronautique, du transport ou encore de l'énergie utilisent les structures sandwich. La fabrication additive de composites thermoplastiques permet, sous réserve d'une modification géométrique, de concevoir des pièces structurales plus légères, mais tout aussi performantes d'un point de vue mécanique. Ce gain de masse pourrait alors permettre d'abaisser les coûts de production.

En conclusion, les résultats de ce mémoire contribuent à la meilleure compréhension de la fabrication additive de composites thermoplastiques et notamment de son potentiel pour les applications spatiales. Néanmoins, certains points pourront être développés et étudiés dans le futur :

- La modélisation qui a permis de concevoir le nouveau modèle de rover lunaire en composites thermoplastiques doit être retravaillée. En effet, afin de valider cette conception préliminaire, il est nécessaire d'affiner le modèle mathématique des composites thermoplastiques imprimés pour prendre en compte les effets du processus d'impression. Une batterie de tests expérimentaux pourra permettre de mieux comprendre l'impact des conditions d'impression ou encore des constituants du composite thermoplastique sur les performances mécaniques.
- Le projet présenté dans ce mémoire se concentre sur l'optimisation de la densité cellulaire 2D des composites sandwich. Or, même si la cellule en nid d'abeille est la meilleure en ce qui concerne l'occupation d'un espace 2D donné pour une quantité de matière la plus faible possible [74], ce n'est plus le cas en 3D. En se basant sur les travaux de Brackett et al. [48] ou encore de Cheng et al. [84], il est possible de construire une structure de forme quelconque dont le cœur est cellulaire. Par exemple, il est possible de générer une structure dont l'intérieur est rempli à l'aide d'un motif treillis. Pour ce faire, à l'aide d'une méthode similaire à celle employée dans ce mémoire, il est envisageable de générer une distribution de points dans l'espace à partir des résultats d'une optimisation topologique. En effet, une optimisation topologique génère une carte de densité des éléments finis du modèle. Ainsi, lorsque la densité tend vers 0, l'élément considéré peut-être supprimé. À l'inverse, plus la densité est proche de 1 et plus l'élément joue un rôle important vis-à-vis du chargement étudié et doit être représenté par au moins un point. Ensuite, ces derniers pourront servir de support à la construction de la pièce géométrique à l'aide, par exemple, de cellules de Voronoï 3D. Par ce biais, l'âme des panneaux sandwich mais plus encore, la structure interne du corps du rover peut être optimisée afin de réduire d'avantage la masse de l'ensemble.
- Finalement, l'étude de l'adhérence entre les peaux et le cœur n'a pas été menée. Pourtant l'adhésif est souvent un élément central dans la conception de composites sandwich. À terme, les peaux laminées seront soudées au cœur imprimé. La caractérisation de la jonction entre les deux éléments est primordiale afin d'assurer l'intégrité de la structure lors de son cycle de vie.

RÉFÉRENCES

[1] B. Dunbar, « NASA Artemis », déc. 2019. https://www.nasa.gov/specials/artemis/ (consulté le juin 22, 2020).

[2] S. Barensky, « Les vrais chiffres de la compétitivité d'Ariane 6 », *Aerospatium*, nov. 28, 2017. https://www.aerospatium.info/vrais-chiffres-de-la-competitivite-ariane-6/ (consulté le mai 30, 2020).

[3] NASA, « Mars Exploration Rover Mission: The Mission ». https://mars.nasa.gov/mer/mission/spacecraft_edl_aeroshell.html (consulté le juin 22, 2020).

[4] « Lunar Exploration Analogue Deployment (LEAD) », oct. 10, 2017. https://www.asc-csa.gc.ca/eng/rovers/mission-simulations/lunar-exploration-analogue-deployment.asp (consulté le mai 06, 2020).

[5] A. Adamne Major et D. Boja, « What Can Cosmic Radiation Cause in Polymers? », *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 448, p. 012057, nov. 2018, doi: 10.1088/1757-899X/448/1/012057.

[6] H. Shulman et W. S. Ginell, « Nuclear and Space Radiation Effects on Materials - Space Vehicle Design Criteria », juin 1970. Consulté le: févr. 01, 2019. [En ligne]. Disponible sur: https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19710015558.

[7] K. A. da Silva Aquino, « Sterilization by Gamma Irradiation », in *Gamma Radiation*, F. Adrovic, Éd. InTech, 2012.

[8] K. Rojdev, « Long term lunar radiation degradation of potential lunar habitat composite materials », Ph.D., Faculty of the USC Graduate School University of Southern California, Ann Arbor, United States, 2012.

[9] G. Sattonnay, « Impact des rayonnements ionisants sur les matériaux », CNRS Orsay, France, nov. 2017.

[10] M. B. Ng et S. N. Brennan, « Mechanical Performance Analysis of ULTEM 9085 in a Heated, Irradiated Environment », présenté à ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, janv. 2019, doi: 10.1115/IMECE2018-88181.

[11] G. Rival, T. Paulmier, et E. Dantras, « Influence of electronic irradiations on the chemical and structural properties of PEEK for space applications », *Polym. Degrad. Stab.*, vol. 168, p. 108943, oct. 2019, doi: 10.1016/j.polymdegradstab.2019.108943.

[12] E21 Committee, « Test Method for Total Mass Loss and Collected Volatile Condensable Materials from Outgassing in a Vacuum Environment », ASTM International. doi: 10.1520/E0595-07.

[13] J. W. Craig, « Vacuum stability requirements of polymeric material for spacecraft application », févr. 1984. Consulté le: févr. 01, 2019. [En ligne]. Disponible sur: https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19940006878.

[14] Roland LAGIER, « Ariane 6 Users Manual », ArianeGroup, Issue 1, Revision 0, mars 2018.

[15] « Falcon Users Manual », SpaceX, janv. 2019.

[16] J. B. Rittenhouse et J. B. Singletary, *Space material handbook*. National Aeronautics and Space Administration, 1969.

[17] J. J. Wijker, *Spacecraft structures*. Berlin: Springer, 2008.

[18] M. Laczynski, S. B. Jayaraman, T. Craychee, C. Miyasaka, et B. R. Tittmann, « Feasibility of healing delaminations in an AS4/PEEK composite plate », in *Nondestructive Evaluation and Health Monitoring of Aerospace Materials and Civil Infrastructures*, juin 2002, vol. 4704, p. 116-122, doi: 10.1117/12.470716.

[19] P. K. Mallick, *Fiber-Reinforced Composites : Materials, Manufacturing, and Design, Third Edition*. CRC Press, 2007.

[20] T. N. Bitzer, *Honeycomb technology: materials, design, manufacturing, applications and testing*. Springer, 2012.

[21] A. Petras, « Design of Sandwich Structures », Ph.D., Cambridge University Engineering Department, 1999.

[22] L. J. Gibson et M. F. Ashby, *Cellular Solids: Structure and Properties*. Cambridge University Press, 1999.

[23] L. A. Carlsson et G. A. Kardomateas, *Structural and failure mechanics of sandwich composites*. Dordrecht ; New York: Springer, 2011.

[24] « Abnormal Structural Performance During Launch Phase », NASA-TM-X-70374, National Aeronautics and Space Administration, Houston, TX, USA, Low GM. Apollo 6 Anomaly Report No. 6, avr. 1969.

[25] G. Epstein et S. Ruth, « Honeycomb Sandwich Structures: Vented Versus Unvented Designs for Space Systems », vol. Aerospace Report No. TR--93(3904)-1, p. 21, oct. 1993.

[26] M. Azimi, « The out-of-plane properties of honeycombs », *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 34, n° 6, p. 475-489, 1992.

[27] Martin Rinker, Ronald Krueger, et James Ratcliffe, « Analysis of an Aircraft Honeycomb Sandwich Panel with Circular Face Sheet/Core Disbond Subjected to Ground-Air Pressurization », NASA-TM-X-70374, National Aeronautics and Space Administration, Houston, TX, USA, 2013-0116, mars 2013.

[28] K. Tai Yen, S. Gunturkum, et F. V. Pohle, « Deflections of a simply supported rectangular sandwich plate subjected to transverse loads », NACA, Washington, Technical note 2581, déc. 1951.

[29] *Composite Materials Handbook - Volume 6 Structural Sandwich Composites*. Warrendale, PA: SAE International, 2013.

[30] HEXCEL COMPOSITES, « Honeycomb sandwich design technology », Duxford, 2000.

[31] T. N. Bitzer, *Honeycomb technology: materials, design, manufacturing, applications and testing*. Springer, 2012.

[32] E. Reissner, « Finite Deflections of Sandwich Plates », *J. Aeronaut. Sci.*, vol. 15, n° 7, p. 435-440, juill. 1948, doi: 10.2514/8.11610.

[33] M. Sola, « Caractérisation de matériaux composites à structure sandwich comportant des modifications », p. 104, 2011.

[34] C. B. NORRIS, « Short-column compressive strength of sandwich constructions as affected by size of cells of honeycomb core materials », *For. Prod. Lab. For. Serv. US Dep. Agric.*, p. 18, 1964.

[35] D. O. Adams, N. J. Webb, C. B. Yarger, A. Hunter, et K. D. Oborn, « Multi-Functional Sandwich Composites for Spacecraft Applications: An Initial Assessment », p. 184.

[36] H. Yazdani Sarvestani, A. H. Akbarzadeh, A. Mirbolghasemi, et K. Hermenean, « 3D printed meta-sandwich structures: Failure mechanism, energy absorption and multi-hit capability », *Mater. Des.*, vol. 160, p. 179-193, déc. 2018, doi: 10.1016/j.matdes.2018.08.061.

[37] J. B. Berger, H. N. G. Wadley, et R. M. McMeeking, « Mechanical metamaterials at the theoretical limit of isotropic elastic stiffness », *Nature*, vol. 543, n° 7646, p. 533-537, mars 2017, doi: 10.1038/nature21075.

[38] A. Ajdari, H. Nayeb-Hashemi, et A. Vaziri, « Dynamic crushing and energy absorption of regular, irregular and functionally graded cellular structures », *Int. J. Solids Struct.*, vol. 48, n° 3, p. 506-516, févr. 2011, doi: 10.1016/j.ijsolstr.2010.10.018.

[39] K. Dharmasena *et al.*, « Dynamic response of a multilayer prismatic structure to impulsive loads incident from water », *Int. J. Impact Eng.*, vol. 36, n° 4, p. 632-643, avr. 2009, doi: 10.1016/j.ijimpeng.2008.06.002.

[40] E. Wang, N. Gardner, et A. Shukla, « The blast resistance of sandwich composites with stepwise graded cores », *Int. J. Solids Struct.*, vol. 46, n° 18, p. 3492-3502, sept. 2009, doi: 10.1016/j.ijsolstr.2009.06.004.

[41] F. Nogata et H. Takahashi, « Intelligent functionally graded material: Bamboo », *Compos. Eng.*, vol. 5, n° 7, p. 743-751, janv. 1995, doi: 10.1016/0961-9526(95)00037-N.

[42] X. Wang, T. Keplinger, N. Gierlinger, et I. Burgert, « Plant material features responsible for bamboo's excellent mechanical performance: a comparison of tensile properties of bamboo and spruce at the tissue, fibre and cell wall levels », *Ann. Bot.*, vol. 114, n° 8, p. 1627-1635, déc. 2014, doi: 10.1093/aob/mcu180.

[43] T. Tan *et al.*, « Mechanical properties of functionally graded hierarchical bamboo structures », *Acta Biomater.*, vol. 7, n° 10, p. 3796-3803, oct. 2011, doi: 10.1016/j.actbio.2011.06.008.

[44] H. P. S. Abdul Khalil, I. U. H. Bhat, M. Jawaid, A. Zaidon, D. Hermawan, et Y. S. Hadi, « Bamboo fibre reinforced biocomposites: A review », *Mater. Des.*, vol. 42, p. 353-368, déc. 2012, doi: 10.1016/j.matdes.2012.06.015.

[45] L. J. Gibson, « The mechanical behaviour of cancellous bone », *J. Biomech.*, vol. 18, n° 5, p. 317-328, janv. 1985, doi: 10.1016/0021-9290(85)90287-8.

[46] Takashi Yoshino *et al.*, « Application of Voronoi Tessellation of Spherical Surface to Geometrical Models of Skeleton Forms of Spherical Radiolaria », *Soc. Sci. Form*, vol. 7, p. 45-53, 2012.

[47] Z. H. Aitken, S. Luo, S. N. Reynolds, C. Thaulow, et J. R. Greer, « Microstructure provides insights into evolutionary design and resilience of Coscinodiscus sp. frustule », *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 113, nº 8, p. 2017-2022, févr. 2016, doi: 10.1073/pnas.1519790113.

[48] D. J. Brackett, I. A. Ashcroft, R. D. Wildman, et R. J. M. Hague, « An error diffusion based method to generate functionally graded cellular structures », *Comput. Struct.*, vol. 138, p. 102-111, juill. 2014, doi: 10.1016/j.compstruc.2014.03.004.

[49] R. Rezaie, M. Badrossamay, A. Ghaie, et H. Moosavi, « Topology Optimization for Fused Deposition Modeling Process », *Procedia CIRP*, vol. 6, p. 521-526, 2013, doi: 10.1016/j.procir.2013.03.098.

[50] T. Neeskens, « Thin glass composites: based on a structural efficiency increasing design strategy », 2018, Consulté le: oct. 02, 2019. [En ligne]. Disponible sur: https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3A676851fc-0556-4e1e-ac6a-dcdf4b7cfc0a.

[51] D. Chen, J. Yang, et S. Kitipornchai, « Elastic buckling and static bending of shear deformable functionally graded porous beam », *Compos. Struct.*, vol. 133, p. 54-61, déc. 2015, doi: 10.1016/j.compstruct.2015.07.052.

[52] Y. Hou, Y. H. Tai, C. Lira, F. Scarpa, J. R. Yates, et B. Gu, « The bending and failure of sandwich structures with auxetic gradient cellular cores », *Compos. Part Appl. Sci. Manuf.*, vol. 49, p. 119-131, juin 2013, doi: 10.1016/j.compositesa.2013.02.007.

[53] C. Lira et F. Scarpa, « Transverse shear stiffness of thickness gradient honeycombs », *Compos. Sci. Technol.*, vol. 70, nº 6, p. 930-936, juin 2010, doi: 10.1016/j.compscitech.2010.02.007.

[54] L. Boldrin *et al.*, « Dynamic behaviour of auxetic gradient composite hexagonal honeycombs », *Compos. Struct.*, vol. 149, p. 114-124, août 2016, doi: 10.1016/j.compstruct.2016.03.044.

[55] H. Niknam, A. H. Akbarzadeh, D. Rodrigue, et D. Therriault, « Architected multi-directional functionally graded cellular plates », *Mater. Des.*, vol. 148, p. 188-202, juin 2018, doi: 10.1016/j.matdes.2018.02.058.

[56] T.S. Srivatsan et T.S. Sudarshan, *Additive Manufacturing: Innovations, Advances, and Applications*, 1st edition. CRC Press, 2015.

[57] « The history of 3D printing. », *Stratasys*. https://www.stratasys.com/fr/explore/article/3d-printing-history (consulté le mai 26, 2020).

[58] « Prévention du risque chimique - Impression 3D et risques chimiques ». https://www.prc.cnrs.fr/spip.php?rubrique128 (consulté le mai 26, 2020).

[59] M. A. Pollard, « Additive Manufacturing for Compsoite Fabrication: A Study on the Porosity Reduction of Printed Components for Tooling Applications », M.S.I.E., Ann Arbor, United States, 2018.

[60] L. Azzouz *et al.*, « Mechanical properties of 3-D printed truss-like lattice biopolymer non-stochastic structures for sandwich panels with natural fibre composite skins », *Compos. Struct.*, vol. 213, p. 220-230, avr. 2019, doi: 10.1016/j.compstruct.2019.01.103.

[61] A. Bagsik, S. Josupeit, V. Schoeppner, et E. Klemp, « Mechanical analysis of lightweight constructions manufactured with fused deposition modeling », Nuremberg, Germany, 2014, p. 696-701, doi: 10.1063/1.4873874.

[62] S. Brischetto, C. G. Ferro, R. Torre, et P. Maggiore, « 3D FDM production and mechanical behavior of polymeric sandwich specimens embedding classical and honeycomb cores », *Curved Layer. Struct.*, vol. 5, nº 1, p. 80-94, avr. 2018, doi: 10.1515/cls-2018-0007.

[63] A. Galatas, H. Hassanin, Y. Zweiri, et L. Seneviratne, « Additive Manufactured Sandwich Composite/ABS Parts for Unmanned Aerial Vehicle Applications », *Polymers*, vol. 10, nº 11, p. 1262, nov. 2018, doi: 10.3390/polym10111262.

[64] C. B. Lubombo, « La performance mécanique des pièces en PLA allégées produites pas impression 3D », Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke (Québec), 2018.

[65] Marie-Josée Potvin, « Modèle préliminaire rover lunaire projet intégrateur Polytechnique Montréal - Agence Spatiale Canadienne. » 2014.

[66] « Vibrations : Vibrations aléatoires | Techniques de l'Ingénieur ». https://www-techniques-ingenieur-fr.rp1.ensam.eu/base-documentaire/environnement-securite-th5/notions-fondamentales-en-acoustique-et-vibrations-42522210/vibrations-br200/vibrations-aleatoires-br200niv10010.html (consulté le juin 18, 2020).

[67] A. Diana, J. Benjamin, et R. Guillaume, « Design of a SwissCube Structure and Configuration », LMAF, EPFL, Lausanne, Switzerland, 2006.

[68] Srikanth Raviprasad et Nagaraj S Nayak, « Dynamic Analysis and Verification of Structurally Optimized Nano-Satellite Systems », *Jour Aerosp. Sci. Technol.*, vol. 1, nº 2, avr. 2015, doi: 10.17265/2332-8258/2015.02.005.

[69] « Natural frequency analysis of a box- type satellite structure using Bubnov-Galerkin's method », 2012.

[70] M.-J. Potvin, « Facteur d'amortissement structurel conservateur employé par l'ASC », 2019.

[71] A. Diouf Lewis, « Rapport interne au LM^2 », 2019.

[72] « Comparing BESO with Other Topology Optimization Methods », in *Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures*, John Wiley & Sons, Ltd, 2010, p. 51-63.

[73] « Bitzer - 2012 - Honeycomb technology materials, design, manufactu.pdf ». .

[74] T. C. Hales, « The Honeycomb Conjecture », *arXiv:math/9906042*, mai 2002, Consulté le: mars 17, 2020. [En ligne]. Disponible sur: http://arxiv.org/abs/math/9906042.

[75] D20 Committee, « Test Method for Tensile Properties of Plastics », ASTM International. doi: 10.1520/D0638-14.

[76] D30 Committee, « Test Method for Two-Dimensional Flexural Properties of Simply Supported Sandwich Composite Plates Subjected to a Distributed Load », ASTM International. doi: 10.1520/D6416_D6416M-16.

[77] D. S. Chehil et S. S. Dua, « Buckling of Rectangular Plates With General Variation in Thickness », *J. Appl. Mech.*, vol. 40, nº 3, p. 745-751, sept. 1973, doi: 10.1115/1.3423084.

[78] A. M. Wagih, M. M. Hegaze, et M. A. Kamel, « FE modeling of Satellite's Honeycomb Sandwich Panels Using Shell Approach and Solid Approach », in *AIAA SPACE and Astronautics Forum and Exposition*, American Institute of Aeronautics and Astronautics.

[79] D30 Committee, « Test Method for Shear Properties of Sandwich Core Materials », ASTM International. doi: 10.1520/C0273_C0273M-19.

[80] A. spatiale canadienne Gouvernement du Canada, « L'énergie de la Station spatiale internationale », *Site web de l'Agence spatiale canadienne*, nov. 30, 2000. https://www.asc-csa.gc.ca/fra/educateurs/ressources/projet-espace-2000/energie.asp (consulté le mai 15, 2020).

[81] V. Schöppner, « Mechanical properties of fused deposition modeling parts manufactured with ULTEM9085 », p. 5, 2011.

[82] HEXEL, « Produits : nid d'abeilles ». [En ligne]. Disponible sur: www.hexcel.com/Resources/DataSheets/Honeycomb.

[83] « Avis GOM ATOS Core 200 - Scanner 3D », *Aniwaa*. https://www.aniwaa.fr/produit/scanners-3d/gom-atos-core-200/ (consulté le juin 08, 2020).

[84] L. Cheng *et al.*, « Natural Frequency Optimization of Variable-Density Additive Manufactured Lattice Structure: Theory and Experimental Validation », *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 140, n° 10, p. 105002-105002-16, juill. 2018, doi: 10.1115/1.4040622.

[85] « Gradient Infill - NEW efficient infill for 3D prints! - YouTube ». https://www.youtube.com/watch?v=hq53gsYREHU (consulté le mai 28, 2020).

ANNEXE A : ABAQUES DE CALCUL DES COEFFICIENTS ADIMENSIONNELS DE PLAQUES SIMPLEMENT SUPPORTÉES

Prenons une plaque carrée simplement supportée sur les quatre côtés. La Figure A-1 [30] permet de déterminer la valeur de K_2 tandis que K_3 s'obtient à l'aide de la Figure A-2. La lecture des coefficients K_2 et K_3 se fait donc en considérant que le ratio de l'axe des abscisses est égal à 1. La cellule en nid d'abeille étudiée est isotrope, c'est-à-dire que la rigidité est la même dans les deux directions du plan de la cellule. Par conséquent, le ratio R, égal au quotient des rigidités en flexion G_W et G_L, est égal à 1. Ainsi la lecture de la valeur des coefficients se fait à l'aide de la courbe mise en évidence par une flèche.

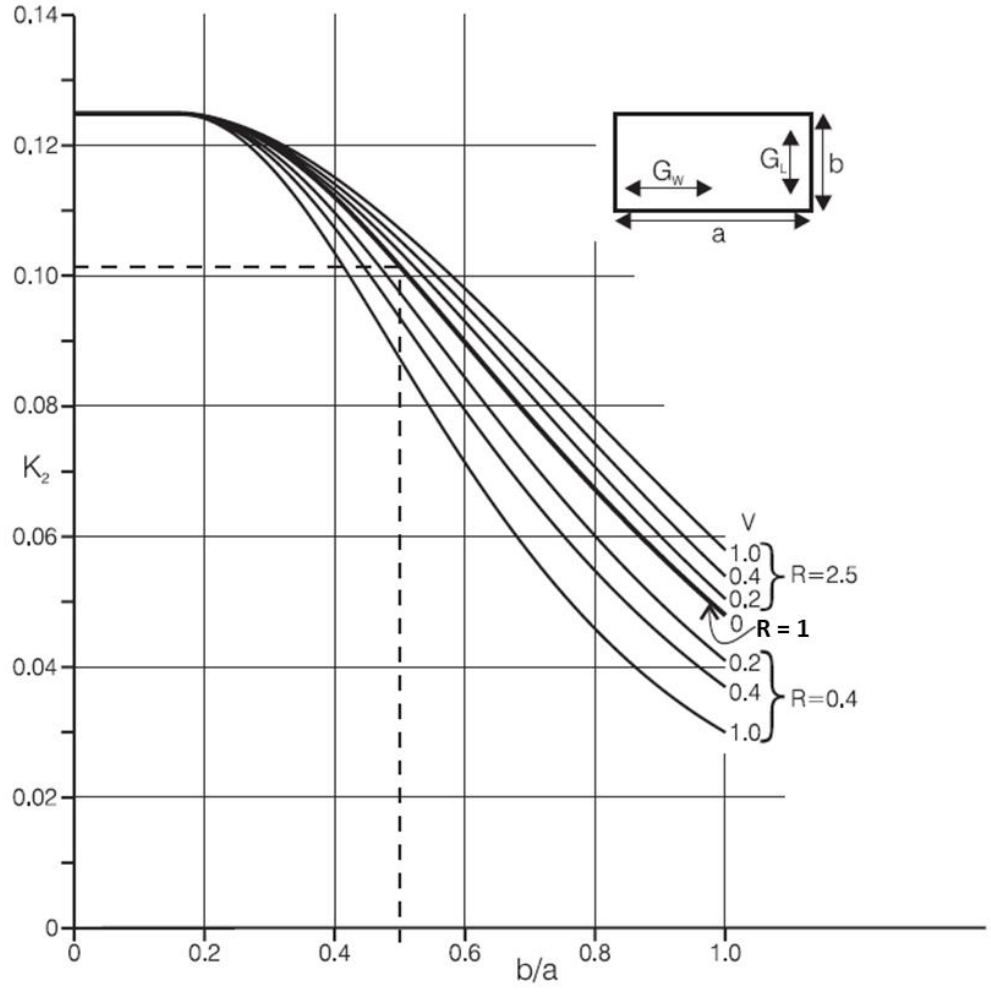


Figure A-1 : Abaque pour déterminer le coefficient K_2 permettant de déterminer la contrainte σ_f dans les peaux [30]

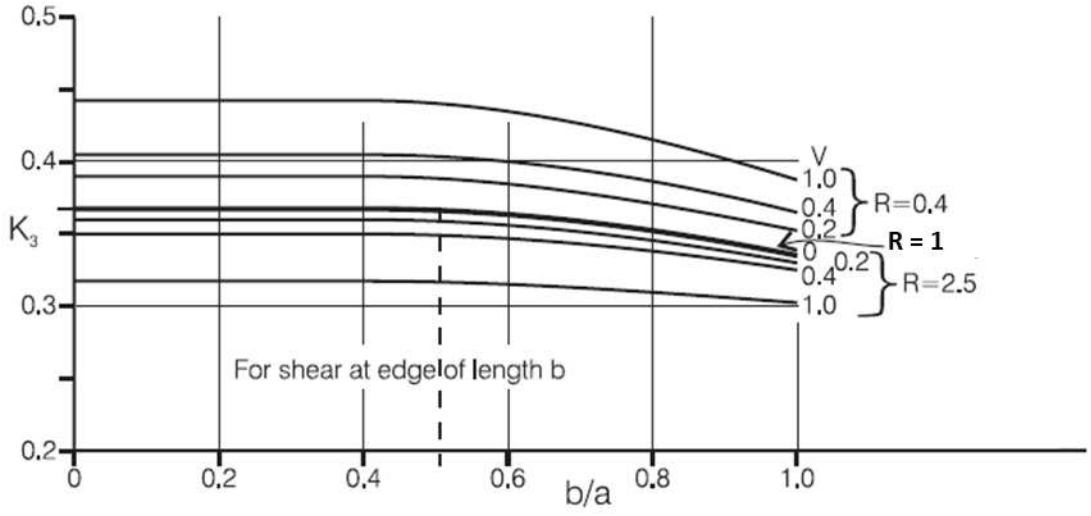


Figure A-2 : Abaque pour déterminer le coefficient K_3 permettant de déterminer la contrainte τ_c dans le cœur [30]

ANNEXE B : REQUIS FONCTIONNELS DES LANCEURS

Tableau B-1: Accélérations quasi-statique*s* Ariane 6 [14] exprimées en g selon les axes de la fusée et en fonction des phases de vol

Acceleration (g) / Critical flight events	Longitudinal		Lateral
	Static	Dynamic	Static + Dynamic
Lift-Off	-2	± 1.5	± 2
Aerodynamic phase	-2.8	± 0.8	± 2
Pressure oscillations	-4.6	± 1.4	± 1
ESR jettisoning	-0.9	± 3.1	± 0.9
LLPM	-2.9	± 1.4	± 0.5
ULPM	-3.1	± 1.4	± 0.5

LLPM = Flight between ESR separation and LLPM separation
ULPM = Flight between VINCI ignition and Payload separation
The minus sign with longitudinal axis values indicates compression.
Lateral loads may act in any direction simultaneously with longitudinal loads.
The Quasi-Static Loads (QSL) apply on payload CoG.
The gravity load is included.

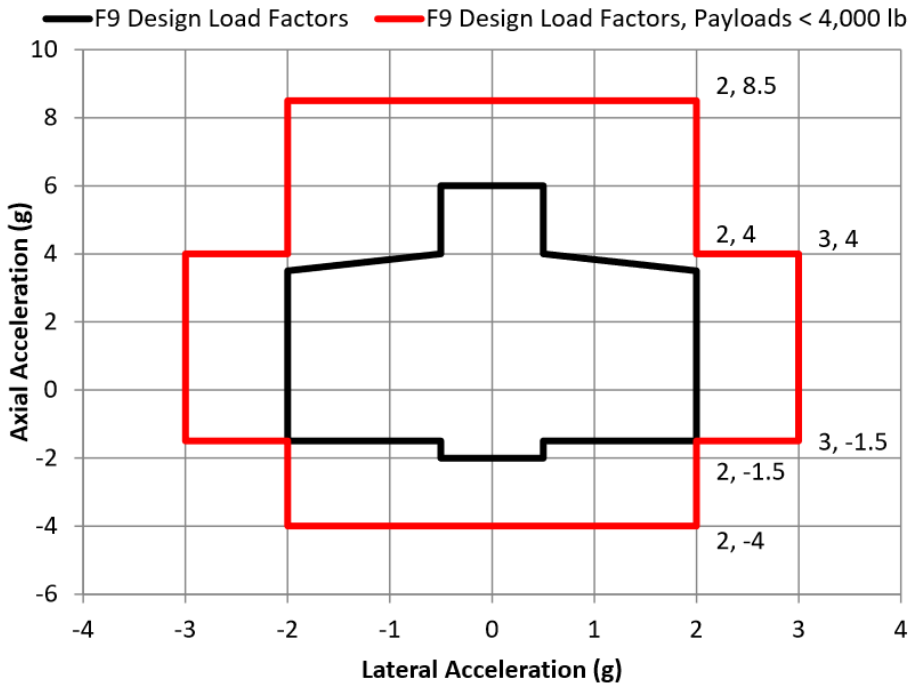


Figure B-1 : Accélérations quasi-statiques Falcon Heavy [15] exprimées en g selon les axes de la fusée

Tableau B-2 : Amplitudes des vibrations sinusoïdales Ariane 6 [14] exprimée en g en fonction de la fréquence d'application et des axes de la fusée

Direction	Frequency band (Hz)	Sine amplitude (g)
Longitudinal	2 – 50	1.0
	50 - 100	0.8
Lateral	2 – 25	0.8
	25 – 100	0.6

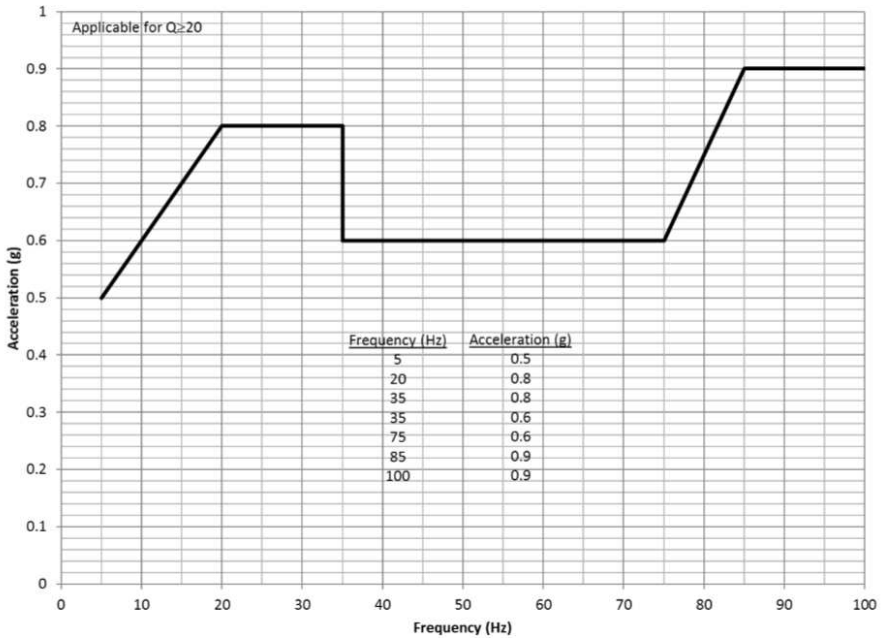


Figure B-2: Amplitudes des vibrations sinusoïdales longitudinales de Falcon 9 [15] exprimées en g en fonction de la fréquence d'application et des axes de la fusée

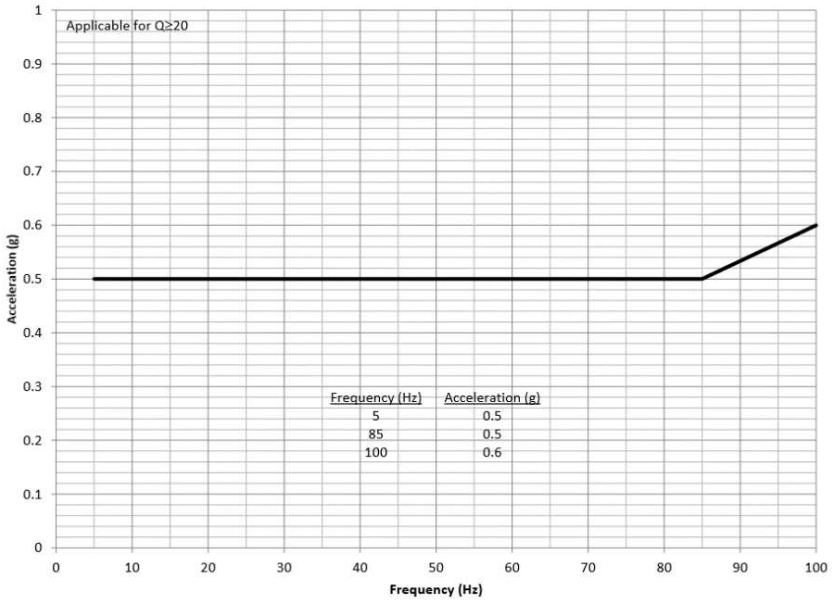


Figure B-3 : Amplitudes des vibrations sinusoïdales radiales de Falcon 9 [15] exprimées en g en fonction de la fréquence d'application et des axes de la fusée

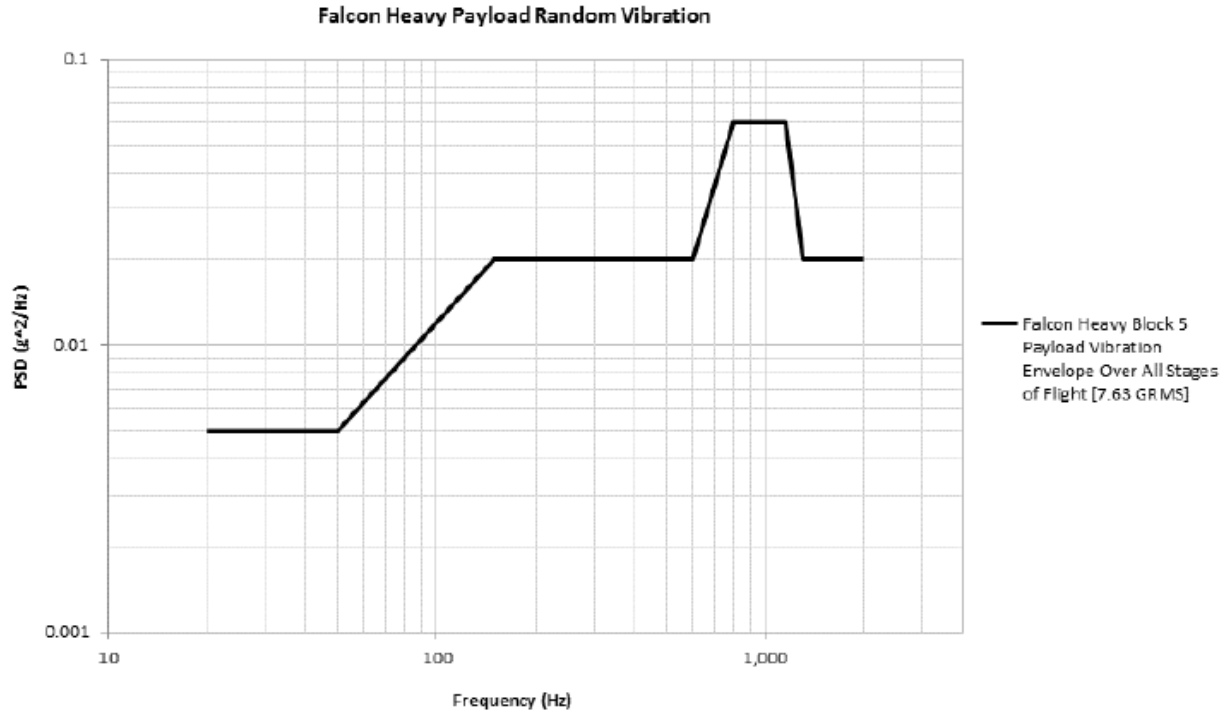


Figure B-4 : PSD de Falcon Heavy [15] exprimée en g^2/Hz en fonction de la fréquence d'application de la vibration aléatoire

Tableau B-3 : Spectre de chocs Falcon Heavy [15] exprimé en g en fonction de la fréquence d'application

Frequency (Hz)	SRS (g)
100	30
1000	1,000
10000	1,000

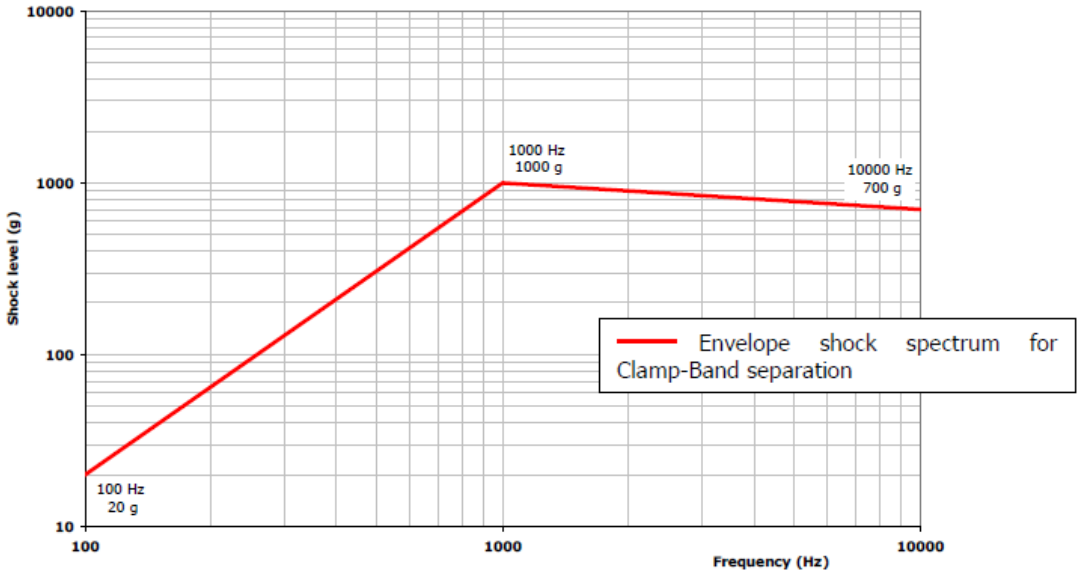


Figure B-5 : Spectre de chocs Ariane 6 [14] exprimé en g en fonction de la fréquence d'application

ANNEXE C : ÉTUDE DE CONVERGENCE DU MAILLAGE VOLUMIQUE

Le maillage de l'entièreté du rover lunaire est premièrement généré de manière grossière à l'aide d'éléments de 0,5 mm. Il est ensuite raffiné jusqu'à ce que le résultat dynamique soit la fréquence du premier mode propre converge. Les éléments utilisés sont des éléments volumiques : des tétraèdres à 10 nœuds (SOLID 187). La Figure C-1 illustre la convergence du maillage global, appliqué à l'ensemble de la structure du rover lunaire. L'erreur entre la valeur du premier mode propre simulé à une taille d'élément donnée est calculée à partir du résultat obtenu pour une taille d'élément minimale (0,005 mm). L'erreur devient acceptable soit, proche de 10%, à partir d'une taille d'élément de 0,1mm.

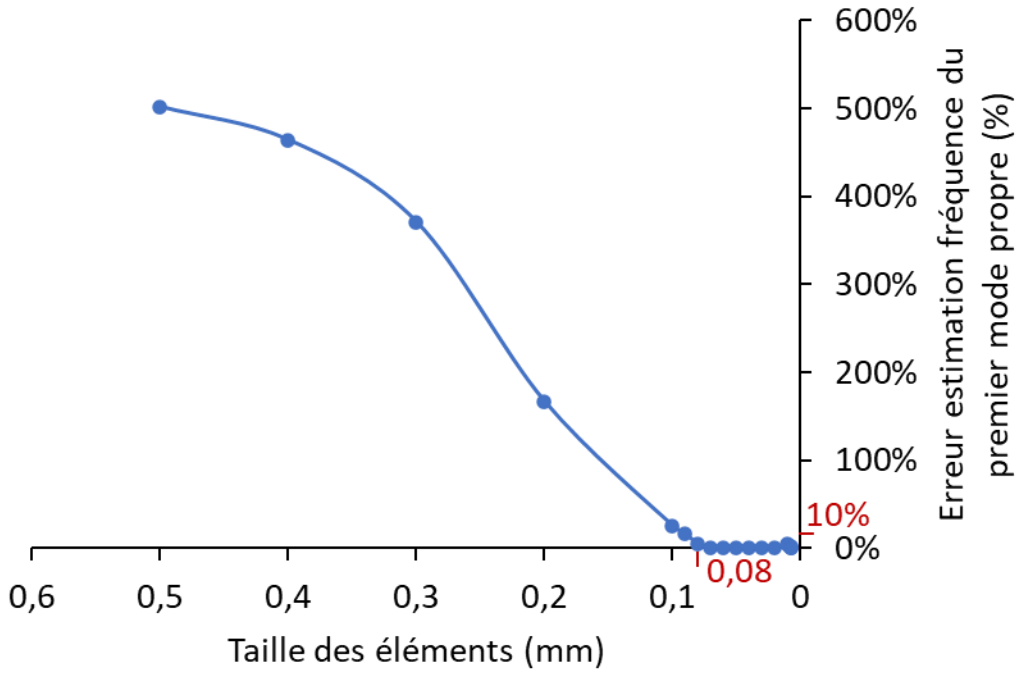


Figure C-1 : Convergence du maillage global : erreur commise sur l'estimation de la fréquence du premier mode propre en fonction de la taille des éléments

Ensuite, la Figure C-2 présente la convergence du maillage local. Le maillage local est appliqué autour du cylindre d'attache et au niveau des pattes de fixation des roues car d'une part la contrainte est plus élevée dans cette zone et d'autre part les changements de section y sont brusques. Le raffinement se traduit par une augmentation du degré de la fonction polynomiale qui défini le

nombre de nœuds dans chaque élément. Ainsi, un raffinement de degré 1 implique que l'élément est défini par deux fois plus de nœuds, degré 2 de trois fois plus de nœuds et de degré 3 de quatre fois plus de nœuds. Le raffinement permet, de manière générale, de diminuer l'erreur commise lors de la simulation (Figure C-2 a). La diminution trop brutale de la taille des éléments peut entraîner l'apparition de zones où il y a un changement brusque de la taille des éléments. Ceci se traduit par une augmentation de l'erreur (Figure C-2 b). Pour avoir une erreur de mesure inférieure à 5%, la taille globale des éléments est fixée à 0,08 mm et le degré de raffinement à 1. Ce couple de paramètres permet de limiter le nombre d'éléments et ainsi de diminuer le temps de calcul.

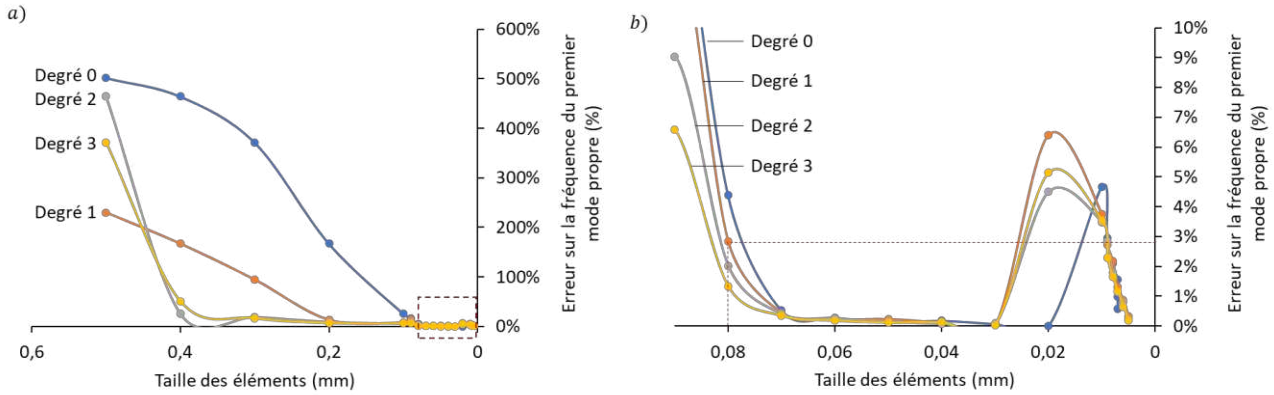


Figure C-2 : Convergence du maillage local : (a) Évolution de l'erreur en fonction du degré de raffinement pour une taille d'élément global allant de 0,5mm à 0,005 mm; (b) Grossissement pour une erreur inférieure à 10%

ANNEXE D : ANALYSE DE L'ÉPAISSEUR MAXIMALE DU MUR D'UNE CELLULE

Le flambement en compression des parois d'une cellule est simulé à l'aide du logiciel d'éléments finis Ansys 18.1. Les parois d'une cellule sont assimilées à des plaques encastrées aux deux extrémités, maillées à l'aide d'éléments volumiques (des tétraèdres à 10 nœuds, SOLID 187) de 0,2 mm. Il a été choisi d'avoir recours à des encastrements afin de prendre en compte le moment de flexion induit aux extrémités des parois. En effet, même si le cas d'une plaque simplement supporté est plus conservateur du point de vue de la charge critique de flambement en compression, les extrémités sont libres. Ainsi, la paroi est libre de fléchir et les côtés ne reprennent pas de moment. Or, dans le cas présenté ici, l'augmentation de l'épaisseur des parois est maximale au niveau des extrémités. Dans la réalité, les peaux viennent rigidifier l'ensemble et empêchent partiellement la flexion. Par conséquent, même si le cas encastré-encastré n'est pas fidèle à la réalité, il permet d'avoir une meilleure représentation.

La Figure D-1 présente l'impact de l'épaisseur de la paroi d'une cellule sur le comportement de cette dernière face au flambement. L'épaisseur selon y de la paroi d'une cellule varie de manière sinusoïdale (Figure D-1 a) en fonction de la hauteur selon z. L'épaisseur minimale de la paroi est située au centre. Elle est fixée à 0,4 mm. Ensuite, l'épaisseur augmente graduellement jusqu'à atteindre la valeur maximale aux extrémités. Le graphique de la Figure D-1 (b) présente le rapport entre la charge critique de flambement à appliquer pour faire flamber en compression la cellule et la masse de la paroi. Sous les hypothèses d'encastrement, plus l'épaisseur sous les peaux est élevée et plus la charge de flambement en compression est élevée. Afin de conserver une structure cellulaire peu dense, il a été choisi de multiplier par deux la charge de flambement par unité de masse des parois, comparativement à la cellule d'épaisseur constante de 0,4 mm. Par conséquent, la taille maximale de cellule est de 0,8 mm.

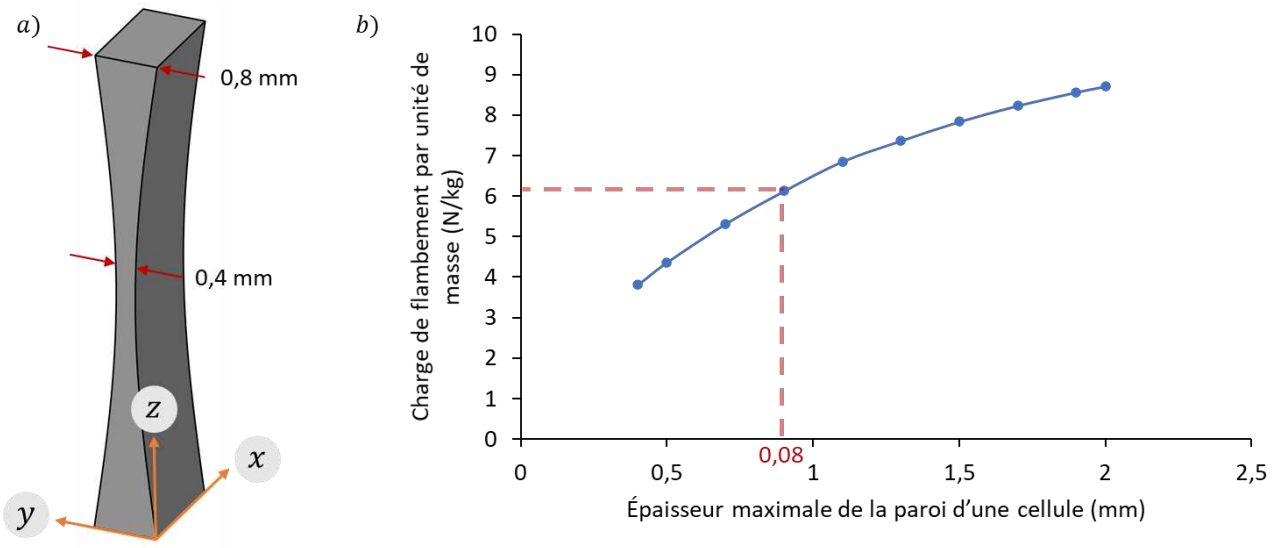


Figure D-1 : Épaisseur maximale de l'épaisseur d'une paroi d'une cellule : (a) Modèle 3D d'une paroi d'une cellule avec variation sinusoïdale de l'épaisseur; (b) Évolution du rapport entre la charge critique de flambement en compression d'une paroi et sa masse

ANNEXE E : VARIATION DU FLUX DE MATIÈRE DÉPOSÉE PAR LES BUSES D'IMPRESSION

La gestion des paramètres d'impression et des chemins parcourus par les buses d'impression est réalisée à l'aide du logiciel Simplify3D. Ce dernier génère pour un modèle 3D d'entrée le fichier Gcode qui contient les instructions d'impression qui seront directement lues et interprétées par la machine Raise3D Pro2. Il est alors possible de modifier manuellement le processus de fabrication en venant modifier manuellement le fichier Gcode [85]. Par exemple, le Gcode correspondant à la fabrication d'un carré de dimensions 30 × 30 mm, d'épaisseur 0,25 mm et avec une vitesse de déplacement des buses de 60 mm/s soit (2400 mm/min) est donné ci-dessous : #

```
; layer 1 Z = 0.25
G1 F60
G1 X30.000 Y0.000 E1.11750 # position 1
G1 X30.000 Y30.000 E2.2350 # position 2
G1 X0.000 Y30.000 E3.3525 # position 3
G1 X0.000 Y0.000 E4.4700 # position 4
```

La buse d'impression se déplace selon une vitesse fixe F, définie à la seconde ligne et sa position de départ est considérée être en (0,0). Elle se déplace ensuite de manière linéaire vers les positions (30,0), (30,30), (0,30) et enfin (0,0) pour former le carré. Lors de son déplacement, les buses vont extruder une quantité de matière donnée par la notation E. Cette valeur correspond à la longueur de filament qui est déposé lors du déplacement au points de coordonnées (X, Y) et s'exprime en mm de filament déposé par mm parcouru par la buse. Le PLA utilisé dans l'impression des panneaux sandwichs est un PLA Raise3D Premium dont le diamètre nominal est de 1,75 mm. Avec les paramètres d'impressions utilisés, Simplify3D calcule qu'il faut déposer une quantité de 0, 03725 mm de filament par mm parcouru pour une buse de 0,4 mm. Ainsi, lorsque la buse se déplace de la position 1 à la position 2, elle dépose 1,11750 (soit E2.2350 – E1.11750) mm de matière.

Ainsi, il est possible de venir modifier la quantité de matière déposée par les buses en venant modifier les valeurs de E. Par exemple, si pour la première position $E = 0.8940$, alors ce côté du carré est 20% moins épais (soit $t = 0{,}32$ mm au lieu de 0,4 mm). Par conséquent, il est possible de

venir adapter la taille des cellules de Voronoï imprimées en fonction de la position de ces dernières. La Figure E-1 présente la modification effectuée. Tout d'abord, le champ de contrainte en cisaillement de la plaque de la Section 5.3 est superposé à la géométrie 2D du panneau Voronoï (Figure E-1 a). Lorsque les cellules se situent au niveau d'une zone fortement contrainte, il est pertinent de conserver une épaisseur de parois de cellules égale à 0,4 mm. En revanche, lorsque la zone considérée est faiblement contrainte, il est possible de diminuer la taille de ces cellules. Il a été observé expérimentalement que la taille minimale des filaments qu'il est possible d'extruder avec une buse de 0,4 mm est de 0,2 mm. En dessous, la buse se bouche et bloque alors l'impression. De plus, afin de se rapporter au chargement des tests mécaniques, les extrémités de la plaque sont considérées comme étant des zones fortement contraintes. En effet, le panneau sandwich repose sur un support de flexion, reproduisant les conditions d'une plaque simplement supportée, qui génère d'importantes contraintes du fait de la reprise de la charge du poinçon. Afin d'éviter un changement brusque de section lorsque la taille des parois des cellules change, la variation de l'épaisseur des cellules est faite graduellement. Ainsi, il a été choisi de faire varier l'épaisseur des parois des cellules selon une fonction radiale (Figure E-1 b) qui varie entre 0,4 mm au maximum et 0,2 mm au minium. La fonction f, permettant de déterminer l'épaisseur des parois des cellules en fonction de la distance au centre de la plaque r, peut être approchée par une fonction polynomiale. Un algorithme écrit en Python permet d'une part de déterminer l'interpolation polynomiale à l'aide des polynômes de Lagrange. Puis, pour chaque paroi des cellules du panneau Voronoï, la position de son centre est calculée ainsi que la nouvelle épaisseur à l'aide de l'interpolation polynomiale. Ensuite ce même algorithme adapte pour chaque paroi le flux de matière E à extruder en venant directement modifier le fichier Gcode.

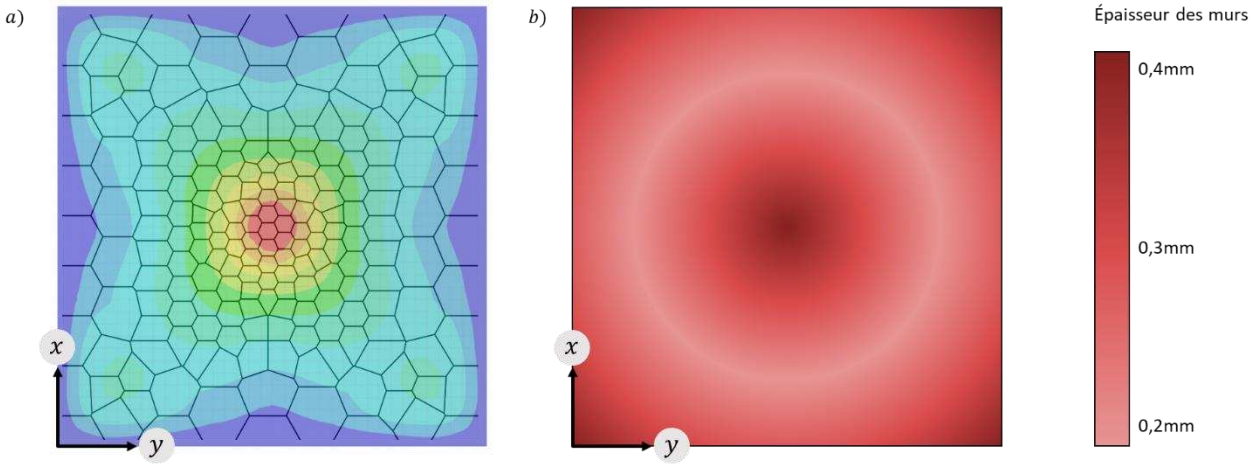


Figure E-1 : Modification de l'épaisseur des parois des cellules : (a) Superposition du champ de contraintes avec échelle de couleur allant du bleu pour des contraintes faibles au rouge pour des contraintes intenses et de la géométrie 2D du panneau Voronoï; (b) Évolution de l'épaisseur des parois des cellules à l'aide d'une fonction radiale qui oscille entre 0,2 mm et 0,4 mm