

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI

MÉMOIRE  
PRÉSENTÉ À  
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI  
COMME EXIGENCE PARTIELLE  
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR  
DEREK HARVEY

MODÉLISATION NUMÉRIQUE ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE  
D'UN SYSTÈME DE PROTECTION CONTRE LE GIVRE PAR  
ÉLÉMENTS PIÉZOÉLECTRIQUES

FÉVRIER 2012

## RÉSUMÉ

Le dégivrage au moyen d'actuateurs piézoélectriques est considéré comme une avenue prometteuse pour le développement de systèmes à faible consommation d'énergie applicables aux hélicoptères légers. Ce type de système excite des fréquences de résonances d'une structure pour produire des déformations suffisantes pour rompre l'adhérence de la glace. Par contre, la conception de tel système demeure généralement mal comprise. Ce projet de maîtrise étudie l'utilisation de méthodes numériques pour assister la conception des systèmes de protection contre le givre à base d'éléments piézoélectriques.

La méthodologie retenue pour ce projet a été de modéliser différentes structures simples et de simuler l'excitation harmonique des fréquences de résonance au moyen d'actuateurs piézoélectriques. Le calcul des fréquences de résonances ainsi que la simulation de leur excitation a ensuite été validée à l'aide de montages expérimentaux. La procédure a été réalisée pour une poutre en porte-à-faux et pour une plaque plane à l'aide du logiciel de calcul par éléments finis, Abaqus. De plus, le modèle de la plaque plane a été utilisé afin de réaliser une étude paramétrique portant sur le positionnement des actuateurs, l'effet de la rigidité ainsi que de l'épaisseur de la plaque. Finalement, la plaque plane a été dégivrée en chambre climatique. Des cas de dégivrage ont été simulés numériquement afin d'étudier la possibilité d'utiliser un critère basé sur la déformation pour prédire le succès du système.

La validation expérimentale a confirmé la capacité du logiciel à calculer précisément à la fois les fréquences et les modes de résonance d'une structure et à simuler leur excitation par des actuateurs piézoélectriques. L'étude révèle que la définition de l'amortissement dans le modèle numérique est essentiel pour l'obtention de résultats précis. Les résultats de l'étude paramétrique ont démontré l'importance de minimiser l'épaisseur et la rigidité afin de réduire la valeur des fréquences de résonance et à maximiser l'amplitude des déplacements, ce qui contribue à réduire la puissance requise pour dégivrer la structure. De plus, l'étude révèle que le positionnement des actuateurs piézoélectriques est optimal aux endroits de déplacement maximal du mode de vibration excité. La plaque plane a été dégivrée expérimentalement en utilisant une densité de puissance moyenne de  $0.77 \text{ W/in}^2$ . Les simulations numériques avec glace suggèrent que des déformations approchant  $200 \mu\text{m/m}$  étaient atteintes pour les cas expérimentaux où le dégivrage fut un succès. Ainsi, en se basant sur un critère de déformation de l'interface glace/substrat suffisamment conservateur, le modèle numérique pourrait servir à approximer la puissance requise pour dégivrer une structure en fonction du nombre et du positionnement des actuateurs.

Ce projet de recherche a atteint son objectif en démontrant que les systèmes de dégivrage piézoélectrique peuvent être efficacement modélisés. Les méthodes décrites dans ce travail peuvent être utilisées pour assister à la conception d'un système optimal pour des structures plus complexes.

## REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier mon directeur, monsieur Jean Perron ainsi que mon codirecteur, monsieur Guy Fortin, de m'avoir offert la chance de travailler sur ce projet ainsi que pour le soutien et les conseils prodigues durant l'accomplissement de ce travail.

Je tiens aussi à remercier les techniciens du LIMA Carol Mercier et Martin Truchon pour les nombreuses discussions et le soutien technique inestimable qu'ils m'ont offert lors de la réalisation des modèles expérimentaux et les expérimentations. À ce titre, je souhaite aussi remercier Eric Villeneuve pour son implication bénévole durant de nombreuses heures d'expérimentations. Je remercie aussi l'ensemble du personnel du LIMA, qui a contribué à rendre cette expérience aussi agréable que mémorable.

Je remercie le Consortium de Recherche International d'Aéronautique du Québec pour la contribution financière qui a rendu possible ce projet.

Je remercie également monsieur Roger Aubert et monsieur James Corrigan de Bell Hélicoptère Textron d'avoir partagé avec moi leur expérience et de m'avoir offert la chance de réaliser un stage d'été sous leur supervision.

Je tiens finalement à remercier ma famille et mes amis et particulièrement ma conjointe, Geneviève Gravel, qui ont toujours été là pour moi.

## TABLES DES MATIÈRES

RÉSUMÉ .....	i
REMERCIEMENTS.....	ii
TABLES DES MATIÈRES.....	iii
LISTE DES FIGURES .....	vii
LISTE DES TABLEAUX .....	xvi
CHAPITRE 1 INTRODUCTION AU DÉGIVRAGE DES AÉRONEFS .....	1
1.1 Présentation de la problématique du givrage des aéronefs .....	5
1.2 Survol de la physique de l'accrétion de glace .....	9
1.2.1 Le givre lourd .....	10
1.2.2 Le Verglas .....	11
1.2.3 Le givre léger.....	13
1.3 Adhésion de la glace à un substrat .....	14
1.3.1 Mécanismes physiques de l'adhésion de la glace à un substrat .....	14
1.3.2 Valeur de la force d'adhérence de la glace.....	17
1.4 Types de systèmes de protection contre le givre pour hélicoptères .....	21
1.4.1 Système de dégivrage électrothermique .....	22
1.4.2 Système de dégivrage pneumatique .....	24
1.4.3 Système de dégivrage par impulsion électromagnétique .....	25
1.4.4 Système de dégivrage électro-vibratoire .....	28
1.4.5 Système de dégivrage/antigivrage par micro-ondes à haute fréquence.....	28
1.4.6 Système à base de fluide antigivrant .....	29
1.4.7 Résumé des différentes méthodes de protection contre le givre .....	31
1.5 Dégivrage au moyen d'actuateurs piézoélectriques.....	33
1.5.1 Revue de littérature sur le dégivrage par éléments piézoélectriques.....	34
1.5.2 Résumé de l'état de l'art du dégivrage par éléments piézoélectriques.....	42
1.5.3 Justification du mécanisme de dégivrage retenu pour ce projet.....	45

1.6 Objectifs du projet.....	47
<b>CHAPITRE 2 SIMULATION DE L'EXCITATION HARMONIQUE D'UNE POUTRE EN PORTE-À-FAUX .....</b>	<b>49</b>
2.1 Théorie .....	50
2.1.1 Équations constitutive de la piézoélectricité .....	51
2.1.2 Forme des matrices piézoélectriques.....	54
2.1.3 Coefficient de couplage et modes de vibration d'une plaque piézoélectrique .....	55
2.1.4 Fréquences et modes de résonance des structures mécaniques .....	59
2.1.6 Modélisation numérique de l'excitation forcée d'un système par des actuateurs piézoélectriques .....	63
2.2 Étude de l'excitation forcée d'une poutre en porte-à-faux.....	71
2.2.1 Description du problème de la poutre en porte-à-faux .....	71
2.2.2 Modèle numérique de l'ensemble poutre/actuateur .....	74
2.2.3 Validation expérimentale du modèle de la poutre en porte-à-faux .....	80
2.2.4 Résultats de la validation du modèle numérique de la poutre en porte-à-faux ....	85
2.2.5 Analyse des résultats de la validation du modèle de la poutre en porte-à-faux .	101
2.3 Résumé du Chapitre 2 .....	104
<b>CHAPITRE 3 SIMULATION DE L'EXCITATION HARMONIQUE D'UNE PLAQUE PLANE.....</b>	<b>106</b>
3.1 Description de la modélisation du système de la plaque plane .....	107
3.2 Procédure pour la validation du modèle de la plaque plane.....	111
3.3 Validation de l'analyse modale de la plaque plane.....	115
3.3.1 Méthodologie expérimentale pour l'identification des fréquences et des modes de résonance .....	116
3.3.2 Résultats numériques et expérimentaux de l'IFMR .....	117
3.4 Détermination expérimentale des coefficients de Rayleigh.....	126
3.4.1 Mesure des coefficients d'amortissement par la méthode du décrément logarithmique.....	127
3.4.2 Courbes de décroissance périodique .....	128

3.4.3 Calcul des coefficients d'amortissement modaux et des coefficients de Rayleigh .....	130
3.5 Simulation et validation de l'excitation harmonique de la plaque plane .....	134
3.5.1 Étude de l'accélération en fonction de la fréquence.....	136
3.5.2 Étude de l'accélération en fonction de la tension appliquée et identification des coefficients d'amortissement adaptés au modèle numérique .....	138
3.5.3 Accélération en fonction de la fréquence en utilisant les coefficients de Rayleigh adaptés .....	155
3.6 Étude paramétrique .....	159
3.6.1 Influence de la position de l'actuateur.....	160
3.6.2 Effet de la rigidité de la structure plane.....	166
3.6.3 Effet de l'épaisseur de la structure plane.....	171
3.6.4 Analyse des résultats de l'étude paramétrique .....	177
3.7 Résumé du Chapitre 3 .....	179
CHAPITRE 4 ÉVALUATION DE LA CAPACITÉ À DÉGIVRER À L'AIDE DES SIMULATIONS NUMÉRIQUES .....	181
4.1 Objectif des essais dégivrage de la plaque plane .....	182
4.2 Plaque plane instrumentée de 6 actuateurs piézoélectriques.....	183
4.3 Stratégie d'excitation lors des essais de dégivrage .....	184
4.4 Protocol expérimental pour les essais de dégivrage.....	185
4.5 Résultats des essais de dégivrage.....	187
4.5.1 Essai 1 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas, 6 actuateurs .....	187
4.5.2 Essai 2 - Température de la chambre -5°C, 4 mm de verglas, 5 actuateurs .....	191
4.5.3 Essai 3 - Température de la chambre -5°C, 3.5 mm de verglas, 5 actuateurs ....	193
4.5.4 Essai 4 - Température de la chambre -5°C, 3.0 mm de verglas, 5 actuateurs ....	195
4.5.5 Essai 5 - Température de la chambre -5°C, 1.5 mm de verglas, 5 actuateurs ....	197
4.5.6 Essai 6 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas, 5 actuateurs .....	200
4.5.7 Essai 7 - Température de la chambre -15°C, 2 mm de givre, 5 actuateurs .....	202
4.5.8 Essai 8 - Température de la chambre -15°C, 4 mm de givre, 5 actuateurs .....	203
4.5.9 Essai 9 - Température de la chambre -15°C, 4 mm de givre, 3 actuateurs .....	205

4.5.10 Essai 10 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas, 4 actuateurs ...	207
4.5.11 Essai 11 - Température de la chambre -5°C, 3 mm de verglas, 4 actuateurs ...	208
4.5.12 Essai 12 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas avec augmentation de la superficie, 5 actuateurs .....	210
4.5.13 Résumé des résultats des essais de dégivrage .....	211
4.6 Prédiction de la capacité à dégivrer à l'aide du modèle numérique.....	214
4.6.2 Interprétation des simulations numériques avec glace .....	216
4.6.3 Modèle numérique de la plaque plane avec un amas de glace .....	217
4.6.4 Résultats des simulations numériques avec glace .....	218
4.6.5 Analyse des résultats des simulations numériques avec glace .....	230
4.7 Résumé du Chapitre 4 .....	233
CHAPITRE 5 CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS .....	236
5.1 Conclusions.....	237
5.2 Recommandations.....	241
RÉFÉRENCES .....	245
6. Références.....	246
ANNEXES.....	250
Annexe I – Procédure pour le collage des actuateurs piézoélectriques .....	251
Annexe II – Résultats numériques et expérimentaux pour la validation du modèle de la poutre en porte-à-faux.....	253
II.i Résultats numériques de l'excitation harmonique du premier et second mode de résonance de la poutre en porte-à-faux .....	253
II.ii Résultats expérimentaux de l'excitation harmonique du premier mode de résonance de la poutre en porte-à-faux .....	258
I.iii Résultats expérimentaux de l'excitation harmonique du second mode de résonance de la poutre en porte-à-faux .....	261
Annexe III – Résultats numériques pour l'étude paramétrique .....	265
III.i Étude de l'effet de la position (Résultats présentés pour le Mode 10) .....	265
III.ii Étude de l'effet de la rigidité (Résultats présentés pour le Mode 15).....	272
III.iii Étude de l'effet de l'épaisseur (Résultats présentés pour le Mode 16).....	277

## LISTE DES FIGURES

Figure 1: Réseau électrique paralysé par le verglas.....	2
Figure 2: Aile d'avion recouverte de glace .....	3
Figure 3: Pale d'hélicoptère avec dépôt de givre .....	11
Figure 4: Forme d'accrétion typique du verglas sur le bord d'attaque d'une pale .....	12
Figure 5: Effet d'une accrétion de givre sur la puissance du rotor .....	13
Figure 6: Principe de fonctionnement d'un système de dégivrage pneumatique.....	25
Figure 7 : Schématisation d'un système de dégivrage par impulsions électromagnétiques .....	27
Figure 8 : Schématisation d'un système antigivre à base de fluide.....	30
Figure 9: Dégivrage d'une surface recourbée à l'aide d'actuateurs piézoélectriques .....	40
Figure 10: Propagation d'une onde transversale horizontale sur un matériau composite.....	43
Figure 11: Les neufs premiers modes naturels d'une plaque plane encastrée chaque coté.....	44
Figure 12: Interactions entre les différentes grandeurs physiques de la piézoélectricité .....	52
Figure 13: Mode de vibration latéral (effet 31) .....	57
Figure 14: Méthode de la bande passante à mi-puissance .....	67
Figure 15: Exemple d'une oscillation sous amortie.....	69
Figure 16: Poutre en porte-à-faux activé par un actuateur piézoélectrique .....	72
Figure 17: Actuateur QP20n de MIDÉ .....	72
Figure 18: Un voltage positif est appliqué aux connecteurs 2 et 3 .....	73
Figure 19 : Modèle numérique de l'actuateur QP20n.....	75
Figure 20 : Modèle numérique de la poutre .....	76
Figure 21: Maillage de l'actuateur .....	77
Figure 22: Maillage de la poutre.....	77
Figure 23: Définition de la contrainte d'attachement.....	78
Figure 24: Condition limite d'encastrement.....	79
Figure 25 : Montage de la poutre en porte-à-faux .....	81
Figure 26: Accéléromètre PCB 352C22 .....	82
Figure 27: Système d'acquisition de données Gen2i .....	82
Figure 28 : Équipements électroniques.....	83
Figure 29 : Les six premiers modes de vibration latérale de la poutre en porte-à- faux .....	88

Figure 30: Champs de déplacement et d'accélération de la poutre excitée à son 2 <sup>iemme</sup> mode de vibration (170 V <sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur).....	91
Figure 31: Simulation numérique du déplacement et de l'accélération en fonction du voltage appliquée .....	92
Figure 32 : Amplitude de déplacement de l'extrémité libre de la poutre excité à 10.1 Hz sous 150 V <sub>pp</sub> .....	93
Figure 33 : Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excité à 63.4 Hz sous 150 V <sub>pp</sub> .....	94
Figure 34: Déplacement maximal en fonction du voltage appliqué obtenu expérimentalement.....	95
Figure 35 : Accélération en fonction du temps à l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz.....	96
Figure 36 : Accélération maximale en fonction du voltage appliqué obtenu expérimentalement.....	97
Figure 37 : Déplacement maximal de l'extrémité libre de la poutre excitée à son premier mode de vibration.....	98
Figure 38 : Accélération maximale à l'extrémité libre de la poutre excitée à son premier mode de vibration.....	99
Figure 39 : Déplacement maximal de l'extrémité libre de la poutre excitée à son deuxième mode de vibration.....	100
Figure 40 : Accélération maximale à l'extrémité libre de la poutre excitée à son deuxième mode de vibration.....	101
Figure 41: Modification du facteur d'amplification lors de l'excitation du premier mode.....	104
Figure 42: Schéma du montage de la plaque plane .....	108
Figure 43 : Modèle numérique de la plaque plane.....	109
Figure 44: Maillage de la plaque plane.....	110
Figure 45 : Plaque plane 2024-T3.....	113
Figure 46: Plate-forme de support .....	114
Figure 47: Positionnement des accéléromètres.....	114
Figure 48: Composantes d'alimentation électrique et de mesures .....	115
Figure 49: Fréquence en fonction du mode de résonance .....	119
Figure 50: Fréquence et champ de déplacement pour différents modes de résonance excités .....	121
Figure 51: Exemples des modes à la réponse faible et à la forme déformée.....	123
Figure 52: Modes non-activés expérimentalement .....	124
Figure 53: Plaque plane après l'ajout de 4 actuateurs disposés symétriquement.....	125
Figure 54 : Modes avec ligne nodale centrale excités après l'ajout d'actuateurs .....	126

Figure 55: Courbes de décroissance périodique des Modes 1, 3, 5, 9, 15 et 16 .....	129
Figure 56: Approximation des coefficients d'amortissement par la méthode de Rayleigh.....	133
Figure 57: Accélération en fonction de la fréquence d'excitation.....	137
Figure 58: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 1, 1 actuateur).....	140
Figure 59: Accélération maximale, excitation du 1 <sup>er</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 223 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté.....	141
Figure 60: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 3, 1 actuateur).....	142
Figure 61: Accélération maximale, excitation du 3 <sup>e</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 256 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté.....	143
Figure 62: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 5, 1 actuateur).....	144
Figure 63: Accélération maximale, excitation du 5 <sup>e</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 383 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté.....	145
Figure 64: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 10, 1 actuateur).....	146
Figure 65: Accélération maximale, excitation du 10 <sup>e</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 655 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté.....	147
Figure 66: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 15, 1 actuateur).....	148
Figure 67: Accélération maximale, excitation du 15 <sup>e</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 1036 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté.....	149
Figure 68 : Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 16, 1 actuateur).....	150
Figure 69: Accélération maximale, excitation du 16 <sup>e</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 1051 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté.....	151
Figure 70: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement adapté (Mode 1, 2 actuateurs) .....	152
Figure 71: Accélération maximale, excitation du 1 <sup>er</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 1051 Hz, 2 actuateurs, coefficient d'amortissement adapté .....	153
Figure 72: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement ajusté (Mode 15, 2 actuateurs) .....	154
Figure 73: Accélération maximale, excitation du 15 <sup>e</sup> mode à 180 V <sub>pp</sub> , 1051 Hz, 2 actuateurs, coefficient d'amortissement adapté .....	155
Figure 74: Accélération en fonction de la fréquence d'excitation (coefficients de Rayleigh adaptés pour le modèle numérique).....	157

Figure 75: Modes 10, 15 et 16 utilisés pour l'étude paramétrique .....	159
Figure 76: Variation de la position de l'actuateur .....	160
Figure 77: Déplacement et déformation maximale en fonction de la position de l'actuateur .....	164
Figure 78: Fréquence de résonance en fonction de la rigidité de la plaque.....	168
Figure 79: Déplacement et déformation maximale en fonction de la rigidité de la plaque plane .....	170
Figure 80: Fréquence de résonance en fonction de l'épaisseur de la plaque.....	175
Figure 81: Déplacement maximal en fonction de l'épaisseur de la plaque .....	176
Figure 82: Plaque plane avec 6 actuateurs piézoélectriques.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
Figure 83: Chambre de précipitation 9m du LIMA (vue du bas vers le haut).....	185
Figure 84 : Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 2 mm .....	188
Figure 85: État de la glace après deux balayages fréquentiels à 100 V <sub>pp</sub> (1 à 4 kHz en 7.5 secondes).....	189
Figure 86 : État de la glace après deux balayages fréquentiels à 140 V <sub>pp</sub> (1 à 4 kHz en 7.5 secondes).....	189
Figure 87: Actuateur endommagé.....	190
Figure 88: État de la glace à la fin de l'essai 1 .....	191
Figure 89: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 4 mm .....	192
Figure 90: État final de la glace à la fin de l'essai 2 (balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes à 160 V <sub>pp</sub> ).....	193
Figure 91: Glace accumulée à -5°C, superficie de 490x60 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 3.5 mm .....	194
Figure 92: Portion de glace détachée lors de l'excitation constante de la structure à une fréquence de 2 kHz .....	194
Figure 93: Surface complètement déglacée en combinant la présence d'un jet d'air à un balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V <sub>pp</sub> .....	195
Figure 94: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450 x 40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 3.0 mm .....	196
Figure 95: Fissures importantes et premier détachement .....	197
Figure 96: Déglâçage complet de la plaque .....	197
Figure 97: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450 x 40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 1.5 mm .....	198
Figure 98: État de la glace après le premier balayage fréquentiel (Essai 5).....	199
Figure 99: État final de la plaque (Essai 5).....	199

Figure 100: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450 x 40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 2.0 mm .....	200
Figure 101: État de la glace après un balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes (Essais 6) .....	201
Figure 102 : État de la glace après un balayage fréquentiel de 45 secondes et six de 7.5 secondes utilisant 5 actuateurs (Essai 6).....	201
Figure 103: Glace accumulée à -15°C, superficie de 450 x 40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 2.0 mm .....	203
Figure 104: État de la glace après 2 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V <sub>pp</sub> utilisant 5 actuateurs .....	203
Figure 105: Glace accumulée à -15°C, superficie de 450 x 40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 4.0 mm .....	204
Figure 106: État de la glace après 2 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V <sub>pp</sub> utilisant 5 actuateurs (Essai 8) .....	205
Figure 107: Glace accumulée à -15°C, superficie de 450 x 40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 4.0 mm .....	206
Figure 108: État de la glace après 9 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V <sub>pp</sub> utilisant 3 actuateurs (Essai 9) .....	206
Figure 109: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 2 mm .....	207
Figure 110: État de la glace après 3 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V <sub>pp</sub> utilisant 4 actuateurs .....	208
Figure 111: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x40 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 3 mm .....	209
Figure 112: Instant du déglaçage de la plaque au début capturé au début 5 <sup>e</sup> balayage fréquentiel (Essai 11).....	209
Figure 113: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x80 mm <sup>2</sup> , épaisseur de 3 mm .....	210
Figure 114: État de la glace après deux minutes d'excitation par balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V <sub>pp</sub> (Essai 12) .....	211
Figure 115: Plaque plane avec une accrétion de glace .....	217
Figure 116: Plaque excitée par 4 actuateurs piézoélectriques .....	219
Figure 117 : Cas 1, Distribution des déformations principales maximales pour les 6 fréquences identifiées .....	221
Figure 118: Déformations principales maximales à l'interface glace/plaque pour les simulations du Cas 1.....	222
Figure 119: Plaque excitée par 5 actuateurs piézoélectriques .....	223

Figure 120: Cas 2, Distribution des déformations pour les 4 fréquences générant des déformations surpassant les 200 $\mu\text{m/m}$ .....	225
Figure 121: Déformations principales maximales à l'interface glace/plaque pour les simulations du Cas 2.....	226
Figure 122 : Cas 3, Distribution des déformations pour les 6 fréquences générant des déformations surpassant les 200 $\mu\text{m/m}$ .....	228
Figure 123 : Déformations principales maximales à l'interface glace/plaque pour les simulations du Cas 3.....	229
Figure 124: Déformations à l'interface de la glace ( $f = 3.3 \text{ kHz}$ ) et état final de la glace lors de l'essai expérimental .....	232
Figure 125: Déplacement maximal de la poutre excitée à son 1er mode de vibration ( $30 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	253
Figure 126: Déplacement maximal de la poutre excitée à son 1er mode de vibration ( $170 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	254
Figure 127: Accélération maximale de la poutre excitée à son 1er mode de vibration ( $30 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	254
Figure 128: Accélération maximale de la poutre excitée à son 1er mode de vibration ( $170 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	255
Figure 129: déplacement maximal de la poutre excitée à son 2 <sup>ième</sup> mode de vibration ( $30 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	255
Figure 130: déplacement maximal de la poutre excitée à son 2 <sup>ième</sup> mode de vibration ( $170 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	256
Figure 131: Accélération maximale de la poutre excitée à son 2 <sup>ième</sup> mode de vibration ( $30 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	256
Figure 132: Accélération maximale de la poutre excitée à son 2 <sup>ième</sup> mode de vibration ( $170 \text{ V}_{\text{pp}}$ appliqué à l'actuateur).....	257
Figure 133: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous $30 \text{ V}_{\text{pp}}$ .....	258
Figure 134: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous $50 \text{ V}_{\text{pp}}$ .....	258
Figure 135: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous $70 \text{ V}_{\text{pp}}$ .....	258
Figure 136: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous $90 \text{ V}_{\text{pp}}$ .....	259
Figure 137: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous $110 \text{ V}_{\text{pp}}$ .....	259
Figure 138: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous $130 \text{ V}_{\text{pp}}$ .....	259

Figure 139: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 150 V <sub>pp</sub> .....	260
Figure 140: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 170 V <sub>pp</sub> .....	260
Figure 141: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 190 V <sub>pp</sub> .....	260
Figure 142: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 30 V <sub>pp</sub> .....	261
Figure 143: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 50 V <sub>pp</sub> .....	261
Figure 144: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 70 V <sub>pp</sub> .....	262
Figure 145: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 90 V <sub>pp</sub> .....	262
Figure 146: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 110 V <sub>pp</sub> .....	262
Figure 147: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 130 V <sub>pp</sub> .....	263
Figure 148: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 150 V <sub>pp</sub> .....	263
Figure 149: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 170 V <sub>pp</sub> .....	263
Figure 150: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous 190 V <sub>pp</sub> .....	264
Figure 151: Déplacement maximal, actuateur à 10 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	265
Figure 152: Déformation $\epsilon_{12}$ maximale, actuateur à 10 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	266
Figure 153: Déplacement maximal, actuateur à 5 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	266
Figure 154: Déformation $\epsilon_{12}$ maximale, actuateur à 5 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	267
Figure 155: Déplacement maximal, actuateur à 20 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	267
Figure 156: Déformation $\epsilon_{12}$ maximale, actuateur à 20 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	268
Figure 157: Déplacement maximal, actuateur à 30 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	268

Figure 158: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, actuateur à 30 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	269
Figure 159: Déplacement maximal, actuateur à 40 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	269
Figure 160: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, actuateur à 40 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	270
Figure 161: Déplacement maximal, actuateur à 50 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	270
Figure 162: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, actuateur à 50 mm de l'encastrement (Mode 10) .....	271
Figure 163: Déplacement maximal, Module de Young égale à 76.7 GPa (Mode 15) .....	272
Figure 164: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, Module de Young égale à 76.7 GPa (Mode 15) .....	272
Figure 165: Déplacement maximal, Module de Young égale à 80.4 GPa (Mode 15) .....	273
Figure 166: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, Module de Young égale à 80.4 GPa (Mode 15) .....	273
Figure 167: Déplacement maximal, Module de Young égale à 84.1 GPa (Mode 15) .....	274
Figure 168: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, Module de Young égale à 84.1 GPa (Mode 15) .....	274
Figure 169: Déplacement maximal, Module de Young égale à 87.7 GPa (Mode 15) .....	275
Figure 170: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, Module de Young égale à 87.7 GPa (Mode 15) .....	275
Figure 171: Déplacement maximal, Module de Young égale à 91.4 GPa (Mode 15) .....	276
Figure 172: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, Module de Young égale à 91.4 GPa (Mode 15) .....	276
Figure 173: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 2 mm (Mode 16) .....	277
Figure 174: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, épaisseur de la plaque égale à 2 mm (Mode 16) .....	277
Figure 175: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 3 mm (Mode 16) .....	278
Figure 176: Déformation $\varepsilon_{12}$ maximale, épaisseur de la plaque égale à 3 mm (Mode 16) .....	278

Figure 177: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 4 mm (Mode 16) .....	279
Figure 178: Déformation $\epsilon_{12}$ maximale, épaisseur de la plaque égale à 4 mm (Mode 16) .....	279
Figure 179: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 5 mm (Mode 16) .....	280
Figure 180: Déformation $\epsilon_{12}$ maximale, épaisseur de la plaque égale à 5 mm (Mode 16) .....	280

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Études sur la Résistance en cisaillement de la glace à un substrat .....	20
Tableau 2: Résumé comparatif des systèmes de protection contre le givre pour hélicoptère.....	32
Tableau 3: Résumé de la revue littéraire sur le dégivrage par actuateurs piézoélectriques .....	45
Tableau 4: Racines de la fonction de fréquence pour une poutre en porte-à-faux .....	62
Tableau 5: Fréquences de résonance de la poutre.....	87
Tableau 6: Coefficient d'amortissement du modèle expérimentale.....	89
Tableau 7: Fréquences de résonance de la plaque plane .....	118
Tableau 8: Analyse des données de décroissance périodiques .....	131
Tableau 9: Analyse des différents coefficients de Rayleigh.....	133
Tableau 10: Cas d'excitations considérés pour la validation.....	135
Tableau 11: Valeurs des coefficients d'amortissement modaux .....	156
Tableau 12 : Variation des fréquences de résonance avec la position des actuateurs .....	162
Tableau 13 : Coefficients de Rayleigh utilisés pour maintenir les coefficients modaux constant avec la variation de la position des actuateurs.....	163
Tableau 14 : Variation des fréquences de résonance dû à l'augmentation de la rigidité.....	168
Tableau 15 : Coefficients de Rayleigh utilisés pour maintenir les coefficients modaux constant avec la variation de la rigidité de la plaque .....	169
Tableau 16 : Variation des fréquences de résonance dû à l'augmentation de l'épaisseur de la plaque.....	173
Tableau 17 : Coefficients de Rayleigh utilisés pour maintenir les coefficients modaux constant avec la variation de l'épaisseur de la plaque .....	175
Tableau 18: Liste des conditions de dégivrage.....	187
Tableau 19: Résumé des résultats des essais de dégivrage.....	214
Tableau 20 : Repartions des fréquences de résonance causant des déformations surpassant les 200 µm/m pour le Cas 1 .....	219
Tableau 21: Repartions des fréquences de résonance causant des déformations surpassant les 200 µm/m pour le Cas 2 .....	224
Tableau 22: Repartions des fréquences de résonance causant des déformations surpassant les 200 µm/m pour le Cas 3 .....	227

# **CHAPITRE 1**

## **INTRODUCTION AU DÉGIVRAGE DES AÉRONEFS**

La glace fait partie du quotidien des citoyens de régions nordiques depuis des milliers d'années. Par le passé, les cours d'eau gelés devenaient des routes, des terrains de chasse et des plateformes de pêche essentiels à la survie hivernale. Il est connu, que la nature a su s'adapter aux difficultés offertes par l'hiver et la glace, mais il n'en est pas toujours de même pour les créations humaines. Par exemple, en 1998, le Québec a été paralysé par la pire tempête de verglas de son histoire. La glace recouvrait toutes structures exposées à la précipitation verglaçante, les surchargeant au point de forcer leur affaissement (Figure 1). La crise du verglas aura été l'une des catastrophes naturelles les plus coûteuses de toute l'histoire du Canada avec 2 milliards de remboursements en assurances aux sinistrés du Québec et de l'Ontario.

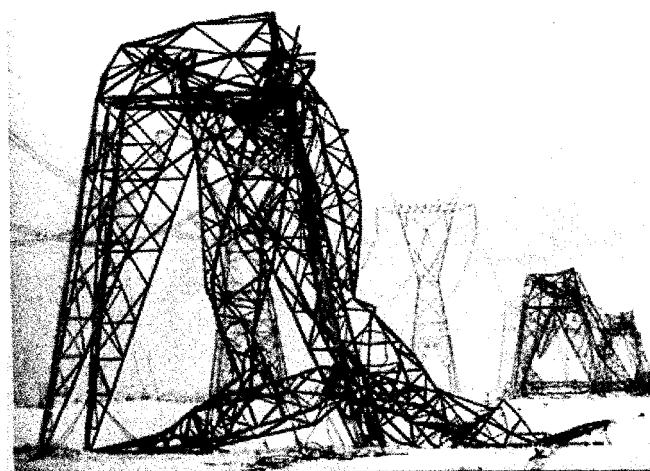


Figure 1: Réseau électrique paralysé par le verglas  
(Photo prise de <http://grandquebec.com/histoire/catastrophe-hydro-quebec/>)

Bien avant la crise du verglas, les gens œuvrant dans le domaine de l'aviation étaient bien conscients du danger que représente le vol dans des conditions météorologiques propices à la formation de givre ou de verglas (Figure 2). Entre 1920 et

1940, l'opération des avions sur de plus longs trajets, à de plus hautes altitudes, à toutes les périodes de l'année et à travers diverses conditions climatiques, a permis de mettre en évidence les effets de la glace sur les aéronefs. Ces effets incluent les pertes de portance des ailes, de la poussée des hélices et de la visibilité du cockpit, qui s'ajoutent à l'augmentation de la traînée et l'obstruction des prises d'air. La glace peut même nuire à la communication radio, causer d'importantes vibrations et bloquer les mécanismes de certaines surfaces amovibles [1].



Figure 2: Aile d'avion recouverte de glace  
(Photo prise de [http://www.terradaily.com/reports/Steering\\_Clear\\_Of\\_Icy\\_Skies\\_999.html](http://www.terradaily.com/reports/Steering_Clear_Of_Icy_Skies_999.html))

Les premiers systèmes de protection contre le givre ont fait leur apparition vers la fin des années 1930, où la possibilité d'utiliser les gaz d'échappement de l'engin pour contrôler l'accumulation de glace sur la surface des ailes et des hélices fut alors étudiée par le NRC [1]. D'autres systèmes ont été considérés par la suite dont ceux à base de fluide antigivre, d'éléments électrothermiques et pneumatiques. Les recherches se poursuivent encore à ce jour afin d'améliorer les systèmes existants et de trouver de nouvelles méthodes

toujours plus efficaces. Malgré l'existence de systèmes de protection, on rapporte plus de 819 morts dans des écrasements d'avions causés par la glace entre 1982 et l'an 2000 [2]. Ces accidents sont principalement reliés à des problèmes de givrage au sol, mais certains sont causés par le givrage en vol ou une mauvaise utilisation du système d'antigivre tel que le vol 90 d'Air Florida, le vol 405 d'USAir, le vol 3272 de Comair et le vol 4184 d'American Eagle [2].

Parmi les différents types d'aéronefs, ce sont les hélicoptères qui sont les plus sévèrement affectés par le givre et aussi les plus difficiles à protéger. Les hélicoptères peuvent fréquemment être exposés à des conditions givrantes, par exemple lors de transport vers les plateformes de forage en mer nordique ou lors d'opération de sauvetage en montagne ou en mer. L'ampleur du problème est telle que les conditions givrantes dans les maritimes au Canada réduisent d'environ un tiers l'utilisation des hélicoptères. Aujourd'hui, les hélicoptères et avions qui ne possèdent pas de système de protection contre la glace, sont interdits de voler en conditions givrantes.

Tous les hélicoptères, commerciaux ou militaires, actuellement homologués pour le vol en conditions givrantes, utilisent des méthodes électrothermiques pour le dégivrage du rotor principal. Ces systèmes, énergivores et lourds, n'ont à ce jour jamais été appliqués aux hélicoptères légers. En réponse à cette problématique, le Consortium pour la Recherche en Aéronautique du Québec (CRIAQ) a réuni Bell Helicopter Textron, l'Université du Québec à Chicoutimi, le Laboratoire international des matériaux antigivre (LIMA), le CNRC ainsi que Transtronic inc. dans le but d'étudier et de développer de nouvelles

avenues pour le dégivrage des hélicoptères légers. Le projet ENV414 en est actuellement à sa deuxième phase et s'intitule *Systèmes de dégivrage à basse puissance pour hélicoptères légers – Phase 2.*

Ce mémoire de maîtrise est réalisé dans le cadre du projet ENV414 et est proposé en vue du développement d'un tel système pour accroître la sécurité et l'utilisation des petits hélicoptères dans des régions où la glace représente un risque. Le système envisagé utilise des actuateurs piézoélectriques pour exciter une structure à ses fréquences de résonance afin de produire des déformations à l'interface glace/substrat suffisamment grandes pour la dégivrer. Ce projet propose d'étudier la modélisation numérique de ce type de système dans le but de développer un outil de conception et d'analyse. De plus, le projet vise à mieux comprendre les paramètres influençant la conception de ces systèmes tels que le positionnement des éléments piézoélectriques ainsi que la rigidité et l'épaisseur de la structure à dégivrer.

Ce premier chapitre présente la problématique en profondeur de même que les thèmes importants qui s'y rattachent tels que : les différents types de glace, l'adhérence de la glace et les systèmes de dégivrages existants. Il inclut aussi une revue de la littérature sur le dégivrage par éléments piézoélectriques, une justification de l'approche retenue ainsi que les objectifs fixés pour ce projet.

## **1.1 Présentation de la problématique du givrage des aéronefs**

Les problèmes causés par l'accumulation de glace sur les aéronefs sont nombreux et parfois désastreux. La glace accumulée au sol ou pire, en vol, peut : dégrader les performances aérodynamiques de l'appareil, obstruer les prises d'air, augmenter et déséquilibrer le poids de l'appareil, réduire la visibilité du pilote et exposer l'appareil à des risques d'impacts avec des projectiles de glace qui se détachent. Parmi les appareils susceptibles de voler en conditions givrantes, ce sont les hélicoptères qui sont les plus sévèrement affectés par l'accrétion de givre. La plus petite taille du profil aérodynamique formant les pales de rotor et l'importante vitesse à laquelle elles tournent y favorisent l'accumulation rapide de la glace.

Un évènement d'accrétion de glace en vol à lieu lorsqu'un appareil traverse un nuage composé de gouttelettes d'eau à l'état surfondé, soit des gouttelettes à une température sous le point de congélation [3]. Le taux d'accrétion et le type de glace résultant déterminent l'intensité de la dégradation des performances aérodynamiques que subit l'hélicoptère. Spécifiquement, la glace a pour effet de réduire les forces de portance produites par l'écoulement d'air autour du profil aérodynamique et d'augmenter les forces de traînées. Si l'engin est incapable de fournir la puissance nécessaire pour compenser la dégradation aérodynamique, il y a réduction de la vitesse de rotation du rotor due à un manque de puissance, l'hélicoptère perd de sa manœuvrabilité et de sa poussée pouvant conduire à son écrasement. Aussi dramatique soit l'effet des vibrations violentes causées par une distribution inégale de la glace sur le rotor, celles-ci peuvent endommager l'appareil et affecter la manœuvrabilité de sorte qu'il peut être nécessaire d'atterrir d'urgence.

Pour promouvoir la sécurité des aéronefs exposés à des risques de vol en conditions givrantes, des normes ont été établies par l'Agence Européenne de la Sécurité Aérienne (EASA, autrefois la JAA) et la Federal Aviation Administration (FAA). Selon les normes européennes du CS 29 [4] (autrefois JAR 29) et son équivalent Américain, le FAR 29, concernant les gros hélicoptères, aucun hélicoptère ne peut voler en connaissance de conditions givrantes jugées sévères. Sous la norme du CS 29, un hélicoptère peut être certifié pour trois niveaux d'autorisation pour le vol en conditions givrantes [5].

Le premier niveau, l'autorisation zéro, stipule qu'un pilote ne peut délibérément rencontrer ou se diriger vers un endroit où la présence de conditions givrantes est connue. Si, par inadvertance, un hélicoptère se retrouve dans une telle région, il doit immédiatement la quitter. Ce niveau de certification englobe la majorité des hélicoptères commerciaux. Le deuxième niveau, l'autorisation limitée, permet à un hélicoptère de voler dans une certaine enveloppe de conditions givrantes à condition qu'il puisse, à la suite d'un processus d'homologation, le faire en toute sécurité. Le manufacturier doit équiper les prises d'air de l'hélicoptère, les tubes de Pitot et le pare-brise du cockpit de systèmes de protection contre la glace. De plus, l'hélicoptère doit être doté d'un moyen pour mesurer le taux d'accrétion de glace afin d'assurer que les conditions givrantes ne deviennent pas trop sévères sans que le pilote ne s'en aperçoive. Le troisième niveau, l'autorisation complète, permet aux hélicoptères de voler dans les conditions givrantes décrites à l'appendice C du CS 29. Pour obtenir cette autorisation, le manufacturier doit équiper le rotor principal et le rotor de queue, le stabilisateur, ainsi que les prises d'air de l'hélicoptère, les tubes de Pitot et le pare-brise du cockpit d'un système de protection contre la glace. Un processus de

certification doit alors être conduit afin de démontrer que l'hélicoptère peut voler de façon sécuritaire dans l'enveloppe des conditions atmosphériques givrantes contenue dans l'appendice C du CS 29.

En matière de l'homologation des hélicoptères de petite taille en vol sous condition givrante, le manufacturier d'hélicoptère doit se conformer à la *Certification Specification for Small Rotorcrafts* [6] (CS 27 ou FAR 27). Le CS-27 stipule que pour une autorisation complète, cette catégorie d'hélicoptère doit être en mesure de voler de façon sécuritaire dans les conditions atmosphériques décrites dans l'appendice C du CS 29/FAR 29.

En règle général, le système de protection contre la glace d'un hélicoptère avec autorisation complète fonctionne en mode dégivrage au niveau du rotor principal et en mode antigivre pour le rotor de queue [5]. Le dégivrage est habituellement réalisé à l'aide d'éléments chauffants intégrés lors de la conception des pales du rotor principal. Pour alimenter ces éléments chauffants, l'ajout de deux génératrices (une pour la redondance) est nécessaire. Or, le poids induit par ces équipements supplémentaires a d'importantes répercussions au niveau de la capacité de chargement lors du transport. De plus, le système de protection alourdit considérablement les opérations de maintenance. Ces aspects négatifs rendent les utilisateurs d'hélicoptères réticents à acheter des appareils homologués avec une autorisation complète pour le vol en condition givrante. Il est donc nécessaire de développer des méthodes de dégivrage ou antigivre à faible consommation énergétique, permettant d'éliminer les problématiques engendrées par l'opération de systèmes

thermiques et promouvoir la sécurité des vols d'hélicoptères dans les zones où le givre est un risque.

## **1.2 Survol de la physique de l'accrétion de glace**

Le givrage en vol des aéronefs est causé par des nuages dont la température des gouttelettes d'eau est inférieure au point de congélation ( $0^{\circ}\text{C}$ ). Les gouttelettes d'eau en état de surfusion se solidifient au contact d'une surface froide qui correspond aux composantes non protégées de l'aéronef. Le taux d'accrétion et la quantité de glace accumulée dépendent des propriétés physiques du corps tel que sa taille et sa géométrie, son finis de surface, du temps d'exposition et de sa vitesse, mais aussi des conditions météorologiques telles que la température de l'air, la teneur en eau liquide (LWC) et la taille des gouttelettes d'eau formant le nuage [3]. La teneur en eau liquide d'un nuage est une mesure de densité qui représente la quantité d'eau contenue dans l'air. Par définition, c'est la masse d'eau liquide ce qui exclut l'eau sous forme de vapeur, contenue par unité de volume du nuage, exprimé en gramme d'eau par mètre cube d'air [7]. Selon le type de nuage, le contenu d'eau liquide peut varier de 0.1 à 2.9 g/m<sup>3</sup>. La taille des gouttelettes d'eau qui composent un nuage peut varier considérablement. Afin de simplifier la caractérisation des gouttelettes d'eau, la distribution des tailles dans un nuage est représentée par le diamètre volumétrique médian (MVD). Typiquement, le MVD varie de 15 et 50  $\mu\text{m}$ . Ces propriétés, ainsi que la vitesse de l'air et la géométrie de l'objet,

influencent l'efficacité de collection, un paramètre permettant de quantifier le nombre de gouttelettes d'eau qui entre en contact avec la surface de l'objet ou de la glace déjà accumulée.

Le degré de surfusion des gouttelettes d'eau influence la quantité d'eau qui se transforme en glace et la vitesse de solidification ainsi que la forme que prend la glace [8]. Le degré de surfusion se traduit principalement par la quantité de chaleur latente que peuvent absorber l'air et le substrat. Selon le degré de surfusion, différents types de glace peuvent se former; soit le givre lourd et le verglas, ou encore le givre léger lorsque les teneurs en eau liquide sont très faibles ou que le taux d'humidité est très élevé.

### **1.2.1 Le givre lourd**

La formation du givre à lieu lorsque toute l'eau liquide composant une gouttelette en surfusion gèle à l'impact, caractéristique d'une accrétion en régime sec. Le taux élevé de solidification emprisonne de l'air à l'intérieur de la matrice de glace, expliquant pourquoi l'aspect du givre est généralement rugueux et d'un blanc immaculé. La densité du givre est diminuée par la présence des bulles d'air, où elle se situe entre 600 et 850 kg/m<sup>3</sup>. La température de la glace est toujours inférieure à la température de solidification de l'eau, mais supérieure à celle de l'air ambiant. En raison de la solidification rapide, une accrétion de glace peu sévère ou sur une courte période aura tendance à épouser la forme de l'objet, par exemple le givre accumulé sur les portions plus près du rotor de la pale présentée à la

Figure 3. Pour des cas d'accrétions plus sévères et de longues durées, l'accumulation de glace peut modifier considérablement la géométrie de l'objet, par exemple l'extrémité de la pale présentée à la Figure 3.



Figure 3: Pale d'hélicoptère avec dépôt de givre [9]

### 1.2.2 Le Verglas

Lorsque le taux de solidification est insuffisamment élevé pour une solidification complète des gouttelettes d'eau en surfusion à l'impact, l'accrétion est dite en régime humide et la glace formée est le verglas. Dans ce cas, seulement une fraction de l'eau contenue dans la gouttelette se solidifie tandis que l'autre fraction demeure liquide et ruisselle sur l'objet pour se solidifier plus loin que son point d'impact. Le régime humide est caractérisé par une température de surface égale à la température de solidification de l'eau et par une fraction solide qui est comprise entre 0 et 1. La solidification plus lente des gouttelettes donne au verglas son apparence translucide et les accrétions ont tendance à former des cornes (Figure 4).

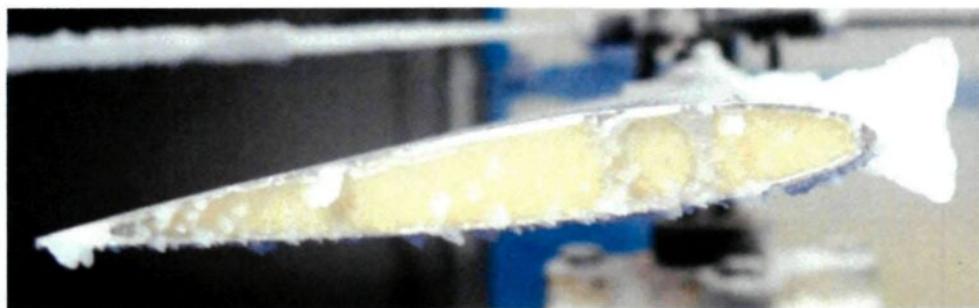


Figure 4: Forme d'accrétion typique du verglas sur le bord d'attaque d'une pale [10]

Les cornes sont séparées par la ligne de stagnation en raison du phénomène de ruissellement qui démarre au point de stagnation. En aéronautique, le régime humide d'accrétion de glace est généralement le plus pénalisant, car la formation des cornes affecte considérablement la forme aérodynamique du profil ce qui modifie les caractéristiques de portance et de traînée des pales d'hélicoptères. Des expériences réalisées au Laboratoire international des matériaux antigivre sur un modèle réduit d'un rotor d'hélicoptère permettent de constater le phénomène. La Figure 5 montre l'augmentation de la puissance requise pour maintenir la vitesse de rotation du rotor à 3 220 RPM sous une accrétion de verglas (Température de l'air à -10°C, teneur en eau liquide de 0.842 g/m<sup>3</sup>, diamètre médian des gouttelettes de 26.7 µm et vitesse du vent de 16 m/s). Au moment où débute l'accrétion, la puissance nécessaire est de 1 140 W, la puissance augmente linéairement jusqu'à 4 704 W à un taux de 36 W/s et rechute dû à l'arrachement de la glace. Pour des conditions identiques à une température de -20°C, l'accrétion est en régime sec et le taux d'augmentation de la puissance est de 16 W/s. À des températures près du point de congélation, la forme de la glace épouse parfaitement le profil et le verglas est généralement moins pénalisant que le givre dû à sa surface lisse.

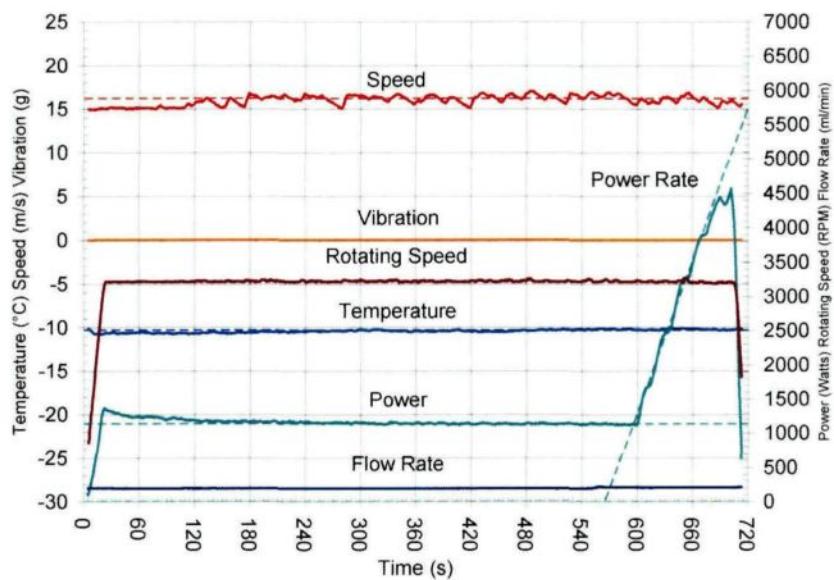


Figure 5: Effet d'une accrétion de givre sur la puissance du rotor [10]

### 1.2.3 Le givre léger

Moins important au niveau des quantités de glace accumulées que les autres types de givrage, le givre léger se forme lors de la gelée où il y a solidification de la vapeur d'eau contenue dans l'air au contact avec un substrat dont la température est inférieure à la température de solidification de l'eau. En dépit du fait que la gelée est un phénomène peu important en matière de quantité de glace, il peut altérer considérablement la rugosité de la surface du profil réduisant significativement leurs performances aérodynamiques.

### **1.3 Adhésion de la glace à un substrat**

Quiconque s'intéresse au développement de système de déglaçage mécanique doit aborder la question de l'adhérence de la glace à une surface. Pourquoi est-ce que la glace adhère à tous les solides, quelle est la force de l'adhérence et les paramètres qui l'affectent? Pour répondre à ces questions, il faut connaître la nature du substrat et la force des liaisons moléculaires responsable de l'adhésion de la glace. Différentes expériences ont été conduites afin de quantifier la force d'adhérence de la glace à un substrat et d'identifier par le fait même les mécanismes physiques en jeu. Malgré tout le travail accompli, l'adhérence de la glace demeure un phénomène complexe qui soulève plus de questionnements que de réponses. Cette section présente au lecteur un résumé des connaissances actuelles sur le sujet de l'adhésion de la glace.

#### **1.3.1 Mécanismes physiques de l'adhésion de la glace à un substrat**

Avant sa solidification, soit quelques nanosecondes suivant l'impact, l'eau sous forme de gouttelettes ou de ruisselets mouille partiellement la surface du substrat et complètement lorsque l'eau forme un film. La surface de contact et les forces moléculaires entre l'eau et la surface sont des paramètres importants pour expliquer l'adhésion. Il est possible de classifier les mécanismes moléculaires susceptibles de contribuer à l'adhérence de la glace en trois grandes catégories, soit les liaisons covalentes ou chimiques, les forces de van der Waal et les liaisons ioniques (interaction électrostatique). D'autre part, si la

tension de surface est inférieure à la pression exercée par l'eau, l'eau peut pénétrer et remplir les cavités formées par les rugosités de la surface. Suivant la solidification, une certaine fraction de l'adhérence de la glace est donc causée par son emprise mécanique sur la surface.

Les liaisons covalentes sont des liaisons chimiques dans lesquelles les atomes mettent en commun au moins un électron provenant d'une de ses couches externes afin de former un doublet d'électrons. Évidemment, ce type d'interaction dépend en grande partie de la nature chimique du substrat. La liaison covalente n'est pas considérée comme un mécanisme dominant de l'adhérence de la glace puisque la glace adhère aussi aux surfaces n'ayant aucune affinité avec les molécules d'eau.

Les forces de van der Waals sont quant à elles des forces électriques d'attraction et de répulsion, autres que celles résultantes des liaisons covalentes et ioniques, présentes entre les molécules. Ces forces agissent entre n'importe quelles substances et sur une portée relativement longue. Les liaisons dues aux forces de van der Waals sont instables, car elles sont causées par une polarisation momentanée des molécules. Ces forces, en raison de leur omniprésence, contribuent certainement à l'adhésion de la glace, mais ne sont pas considérées comme un mécanisme d'importance.

L'interaction électrostatique est reconnue depuis plusieurs années comme un facteur d'importance dans les phénomènes d'adhérence. Deux solides contenant des charges électriques opposées, espacées ou encore, non compensées, seront attirés l'un vers l'autre par des forces électrostatiques. Contrairement à la liaison covalente, la liaison ionique n'est

pas dirigée ni localisée. Il n'existe pas de liaison purement ionique, un certain degré de liaison covalente est toujours présent. Plus l'électronégativité est forte, plus la liaison est ionique. Ryzhkin et Petrenko [11] ont produit un modèle simple basé sur les propriétés électriques de la surface de la glace afin d'étudier l'importance des liaisons ioniques au niveau de la force d'adhérence. Ils ont démontré que les liaisons ioniques jouent un rôle majeur au niveau de l'adhérence de la glace par la prédiction de l'énergie adhésive. Le modèle permettait aussi de fournir des explications au sujet du comportement de la force d'adhérence en fonction du temps et de la température. Petrenko et Peng [12] ont développé une méthode afin d'étudier le rôle du lien hydrogène dans l'adhésion de la glace. En recouvrant des métaux d'une monocouche auto-assemblée aux propriétés soit fortement hydrophobes, soit fortement hydrophiles, ils ont observé une corrélation entre la force d'adhérence de la glace et l'angle de contact de l'eau à la surface. En déterminant la fraction de la force d'adhésion due aux liens hydrogènes, ils ont démontré que la quantité de liaisons hydrogènes augmente significativement l'adhérence de la glace.

Aux mécanismes influençant la force d'adhésion de la glace à un substrat, il faut aussi considérer la nature de la surface, la structure de la glace à l'interface et le type de glace accrétée. Plusieurs travaux ont été réalisés afin de confirmer l'existence d'une relation entre la rugosité de surface, la mouillabilité et la force d'adhérence. Les aspérités à la surface du substrat agissent comme points d'ancre pour la glace, ce qui permet d'augmenter la force d'adhérence à une surface rugueuse par rapport à une surface lisse [13, 14].

La structure de la glace à l'interface peut aussi influencer l'adhérence. C'est au moment de l'accrétion que la solidification de la glace produit les plus grands cristaux. Quelques heures suivant l'accrétion, la glace peut se recristalliser en plus petits cristaux [15]. L'évolution temporelle de la glace doit donc aussi être considérée dans la prédiction de la force d'adhérence.

Finalement, le type de glace accréti aura un impact sur la surface de contact à l'interface glace/substrat. Le verglas aura tendance à mieux recouvrir une surface que le givre en raison de son taux de solidification plus faible qui minimise la quantité d'air emprisonnée dans la matrice de glace. Le givre est donc caractérisé par une surface de contact plus petite dû au taux de solidification élevé qui emprisonne l'air.

### **1.3.2 Valeur de la force d'adhérence de la glace**

Plusieurs expérimentations ont été réalisées depuis 1950 afin d'étudier la force d'adhérence de la glace sur divers substrats. Différentes approches ont été utilisées; essais de flexion permettant d'étudier la résistance en traction/compression de la glace ainsi que la résistance au cisaillement de l'interface glace/substrat, essais en chargement axial de la glace provoquant une contrainte normale à l'interface glace/substrat, essais de torsion pour l'étude de la résistance au cisaillement de l'interface glace/substrat, et essais d'arrachement de la glace par des forces centrifuges. Deux types de rupture sont observés, la rupture cohésive qui a lieu dans le corps de la glace et la rupture adhésive qui a lieu spécifiquement

à l'interface glace/substrat. Les études révèlent que les efforts en traction favorisent la rupture cohésive, où une mince couche de glace demeure sur la surface à la suite de la rupture. Les efforts en cisaillement favorisent quant à eux la rupture adhésive, type de rupture caractérisée par le détachement complet de la glace à l'interface.

Les revues de littérature réalisées par Scavuzzo et al. [16] et par Ramanathan [17], permettent de bien résumer les résultats expérimentaux sur la valeur de la résistance en cisaillement de la glace à un substrat (Tableau 1 [18-25]). La variabilité observée dans les mesures expérimentales de la force d'adhérence est inévitable, étant attribuable à plusieurs facteurs; rugosité et température du substrat, qualité/pureté de la glace utilisée (si glace artificielle), type de glace accrétée, vitesse des gouttelettes d'eau à l'impact avec le substrat et la taille des gouttelettes. Les écarts observés dans les mesures, même sous un protocole expérimental strict, confirment la nature stochastique de la résistance au cisaillement de la glace à son substrat [24]. Les recherches démontrent que la force d'adhérence augmente linéairement avec l'abaissement de la température du substrat lorsque relativement près du point de fusion et qu'elle cesse d'augmenter après une température limite. Les expériences démontrent aussi l'importance de la rugosité de surface sur la force d'adhérence, pouvant l'augmenter d'un facteur 10. L'absence d'une valeur unique de la force d'adhérence de la glace complique grandement la tâche de conception des systèmes de dégivrage mécaniques, toutefois ces résultats permettent d'identifier l'ordre de grandeur des contraintes nécessaire pour forcer la rupture de la glace.

Le Laboratoire international des matériaux antigivre (LIMA) de l'Université du Québec à Chicoutimi a aussi étudié la force d'adhérence de la glace à l'aide de l'essai d'adhésion par force centrifuge [26] (CAT) qui y a été développé. La force d'adhérence de la glace sur l'aluminium a été mesurée pour des accumulations de glace obtenue par précipitation sous des conditions expérimentales strictement contrôlées dans la chambre climatique du LIMA, un processus plus représentatif de la glace atmosphérique. Le CAT s'effectue en deux étapes, premièrement la glace est accumulée par précipitation sur l'extrémité d'une petite poutre en aluminium, puis la poutre glacée est tournée en augmentant sa vitesse de rotation jusqu'à l'arrachement de la glace sous l'effet de la force centrifuge. Des capteurs piézoélectriques permettent de déterminer l'instant d'arrachement et de calculer la force d'adhérence de la glace ainsi que la contrainte de cisaillement correspondant à la contrainte d'adhésion de la glace [7]. Une contrainte d'adhésion de  $0.51 \pm 0.04$  MPa [26] a été mesurée à -10°C pour un dépôt de verglas sur une surface d'aluminium 6061-T6 de 0.7µm de rugosité.

Un second protocole d'essai développé au LIMA permet d'étudier spécifiquement la contrainte d'adhésion de la glace sur l'aluminium pour les pales d'hélicoptère [27]. Le « Spinning Rotor Blade » ou SRB, est un modèle de rotor d'hélicoptère réduit par un facteur de 1/18. Le rotor qui a un diamètre de 0.78 m est entraîné par un moteur de 7.46 kW (10 HP), il atteint des vitesses en bout de pale de 130 m/s. Les pales ont une corde de 69.64 mm et mesure 0.315 m en longueur, leurs géométries est celui d'un profil NACA 0012 extrudé de l'aluminium 6066-T6. Le SRB permet de reproduire fidèlement un évènement d'arrachement de la glace accrétée sur les pales du rotor, et cela à faible coût

avec une excellente répétitivité (en deçà de 30%) et une excellente sensibilité (5%), pour des températures comprises entre -5 et -20°C.

Tableau 1: Études sur la Résistance en cisaillement de la glace à un substrat.

Auteur(s)	Type de glace	Substrat	Méthode expérimentale	Résistance au cisaillement (MPa)			Commentaire
				Min.	Moy.	Max.	
Loughborough et al.	Artificielle	Aluminium	Force centrifuge et essais de torsion	---	1.52	---	La résistance augmente avec l'abaissement de la température
	Artificielle	Cuivre		---	0.85	---	
	Artificielle	Polymères		1.03	---	1.17	
Laforte, Phan and Druez	Verglas et givre artificielle	Cable en aluminium	Accumulation en soufflerie givrante	0.067	---	0.40	La résistance augmente avec la rugosité et la vitesse du vent
Itagaki et al.	Artificielle, accrétée avec impact	Aluminium	Force centrifuge	0.002	---	0.11	Importante variation des résultats dû à des problèmes de vibrations
Jellinek	Artificielle (glace de neige)	Acier Inoxydable (surface usinée)	Essais de torsion	---	0.60	1.67	La rugosité de surface augmente de façon importante la résistance au cisaillement
	Artificielle (glace de neige)	Acier Inoxydable (surface fini mat)	Essais de torsion	---	0.26	---	
	Artificielle (glace de neige)	Acier Inoxydable (surface polie miroir)	Essais de torsion	---	0.067	---	
Raraty et Tabor	Artificielle	Acier Inoxydable	Essais de torsion	---	1.96	---	Cette valeur est pour un échantillon de glace annulaire à -10°C. Impurités sur la surface réduisent l'adérence
Stallbrass et Price	Artificielle, accrétée en soufflerie réfrigérée	Aluminium	Force centrifuge	0.026 à 6.7°C	---	0.127 à -15°C	La propreté de la surface n'était pas contrôlé lors de ces expérimentations
Bascom et al.	Artificielle	Acier Inoxydable	Charge de cisaillement appliquée de façon quasi-statique à l'aide d'un montage à plaques parallèles	---	1.63	---	Les mesures étaient effectuées à une température de 6°C, ce qui peut avoir réduit la résistance mesuré
Scavuzzo & Chu	Artificielle	Aluminium	Charge de cisaillement appliquée de façon quasi-statique à l'aide d'un montage à plaques parallèles	0.2	---	1.03	Valeurs obtenue à -16°C, glace formé artificiellement en soufflerie réfrigérée. Recherche exhaustive démontrant la variabilité naturelle de la résistance en cisaillement. Étude paramétrique, consulter le document pour plus d'information

L'évènement d'arrachement de glace est identifié par une réduction soudaine de la puissance requise pour maintenir la vitesse de rotation du SRB. Pour calculer la contrainte

d'adhésion de la glace, un bilan des forces est utilisé par rapport à la taille du morceau de glace arraché, les forces aérodynamiques, de flexion et de vibration sont considérées négligeables par rapport à la force centrifuge. Des essais ont été réalisés dans la soufflerie givrante du LIMA pour des teneurs en eau liquide de  $0.84 \text{ g/cm}^3$ , un diamètre médian des gouttelettes d'eau de  $26.7 \pm 2.6 \mu\text{m}$ , pour une vitesse de vent de  $15 \pm 2.6 \text{ m/s}$  à une température de  $-15 \pm 0.5^\circ\text{C}$ . La contrainte d'adhérence de la glace sur l'aluminium 6066-T6 estimé à l'aide du SRB est de  $0.21 \pm 0.06 \text{ MPa}$ .

Finalement, une étude récente a été conduite par une étudiante au doctorat en ingénierie de l'Université du Québec à Chicoutimi sur l'étude de la déformation à la rupture par traction, flexion et torsion d'un substrat givré [28]. Basée sur des mesures expérimentales rigoureuses, l'étude suggère que la combinaison de contraintes en cisaillement et ces contraintes normales faciliteraient le dégivrage ou la fissuration de la glace. Les résultats démontrent que des déformations d'environ  $200 \mu\text{m/m}$ , produit par flexion, seraient suffisantes pour dégivrer un substrat recouvert de 5 à 15 mm de givre lourd à  $-10^\circ\text{C}$ .

#### **1.4 Types de systèmes de protection contre le givre pour hélicoptères**

À l'exception du rotor principal, les systèmes de protection contre la glace utilisés pour les hélicoptères sont essentiellement identiques à ceux utilisés pour les aéronefs à ailes fixes [29]. Par contre, la protection du rotor principal est une problématique unique et

réservée aux hélicoptères. Des recherches y sont consacrées depuis le début des années 1950, et différents systèmes ont été explorés. Aujourd’hui, tous les hélicoptères, commerciaux ou militaires, certifiés pour le vol en conditions givrantes utilisent des méthodes électrothermiques pour le dégivrage du rotor principal. Par contre, d’autres systèmes sont étudiés dans le but de réduire les coûts, le poids et l’énergie d’opération des systèmes de protection contre la glace. Les chercheurs ont étudié des systèmes de dégivrage pneumatique, électro-impulsif, électro-vibratoire, micro-ondes à haute fréquence ainsi que des systèmes antigivre à base de fluide. Cette section est donc consacrée à la description de ces systèmes et à l’identification de leurs avantages et inconvénients.

#### **1.4.1 Système de dégivrage électrothermique**

Les systèmes de protection électrothermiques peuvent opérer en mode dégivrage, antigivre par évaporation et antigivre en régime humide. Bien que l’idéal soit de ne permettre aucune accumulation de givre, la protection en mode antigivre évaporation est rarement appliquée en raison de l’importante demande énergétique. Effectivement, le mode antigivre nécessite une puissance importante afin de maintenir la température de la surface suffisamment élevée afin de tout évaporer l’eau, autrement elle s’écoule et gèle aux endroits non protégés de l’aile ou de la pale [30]. Pour cette raison, les systèmes électrothermiques sont habituellement utilisés en mode dégivrage. Dans ce cas, une certaine accumulation de givre est tolérée avant la mise en marche du système thermique. La

chaleur fond une fraction de la glace formant un film d'eau entre la glace et le substrat. À ce moment, les forces centrifuges et aérodynamiques présentes sur le rotor sont suffisantes pour forcer le détachement de la glace. Cette opération cyclique permet donc de minimiser la consommation énergétique du système toute en minimisant l'écoulement de l'eau.

Pour les hélicoptères, la glace s'accumule principalement sur une longueur moyenne correspondant à 15% de la corde du profil sur la surface supérieure de la pale, et sur 25% sur sa surface inférieure [29]. Pour un hélicoptère de petite taille, la corde du profil est de 0.53 m pour le rotor principal et de 0.29 m pour le rotor de queue tandis que la longueur de la pale est de 14.63 m pour le rotor principal et de 2.59 m pour le rotor de queue [10].

Pour les hélicoptères, le flux de chaleur est assuré par des éléments chauffants installés derrière la bande de protection contre l'érosion recouvrant le bord d'attaque. La puissance est assurée par une génératrice et l'ajout d'une bague collectrice est nécessaire pour la distribution de l'électricité vers les éléments chauffants.

Les avantages de ce type de système sont principalement au niveau de la fiabilité et de la durabilité. Par contre, les systèmes électrothermiques requièrent beaucoup de puissance, même lorsqu'opérés en mode dégivrage. La puissance requise qui est de l'ordre de 27 W/po<sup>2</sup> est supérieure à la capacité normale d'un hélicoptère, nécessitant l'installation d'un système électrique secondaire avec redondance. Conséquemment, le poids d'un tel système devient lui aussi problématique et ne peut être installé sans pénalité majeure sur de petits hélicoptères. De plus, l'opération cyclique des systèmes électrothermiques en mode

dégivrage peut provoquer l'accumulation de faible quantité de givre résiduel en raison de l'écoulement de l'eau liquide vers des régions non protégées.

#### **1.4.2 Système de dégivrage pneumatique**

L'invention du dégivrage pneumatique appartient à la compagnie B.F Goodrich, qui en 1923, a appliqué cette technologie avec succès sur diverses composantes d'un avion. Le principe est simple, mais difficilement applicable au rotor principal d'un hélicoptère. Le bord d'attaque de la pale est préalablement recouvert par une membrane élastique dont des chambres à air y sont intégrées (Figure 6). De l'air est soutiré de la turbine de l'hélicoptère pour l'inflation des chambres à air. La déformation surfacique ainsi produite est suffisante pour fissurer et détacher la glace préalablement accumulée. L'inflation est rapide, environ 2 secondes [29], par contre la déflation est plus lente et peut durer jusqu'à 30 secondes. Le poids et la demande énergétique d'un tel système sont négligeables. Par contre, il est important qu'une couche de glace suffisamment épaisse soit accumulée avant l'inflation afin de dégivrer la structure efficacement tout en évitant la formation d'un pont de glace par-dessus la membrane gonflable [31].

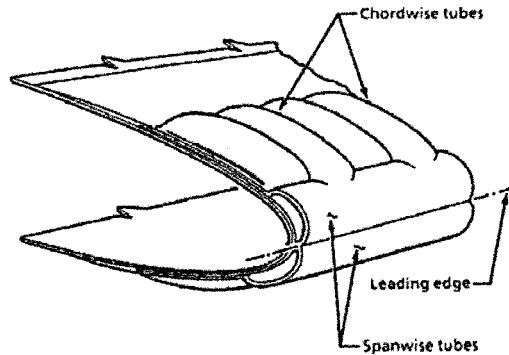


Figure 6: Principe de fonctionnement d'un système de dégivrage pneumatique [29]

Ce type de système s'est montré efficace au fil des ans sur les avions de toutes tailles, par contre son application sur les hélicoptères est impossible. L'augmentation importante du torque lors de l'inflation peut être problématique, de même que la résistance à l'érosion de la membrane due aux vitesses élevées de la pale [29] et de la forte pression exercée par l'air qui nécessite une pression pneumatique élevée. De plus, l'utilisation cyclique du système permet l'accumulation de glace résiduelle dont la rugosité peut être importante [31]. Le système doit aussi être utilisé conjointement avec un système de détection de l'épaisseur de la glace accrétée afin de dégivrer efficacement avec le système pneumatique. Ceci est d'autant plus difficile puisque la glace ne s'accumule pas de façon uniforme sur une pale tournante, contrairement à une aile fixe.

#### **1.4.3 Système de dégivrage par impulsion électromagnétique**

Parmi la famille des systèmes de dégivrage par déformation surfacique, il existe les systèmes à impulsions électromagnétiques (EIDI). Contrairement aux systèmes

pneumatiques, ce type de système déforme directement le recouvrement du bord d'attaque de l'aile ou de la pale.

Les actuateurs électromagnétiques sont formés par des bobinages à plat de fil de cuivre. Ceux-ci sont solidement fixés à l'intérieur de la structure de la pale, un espace vide d'environ 1 mm les sépare du bord d'attaque de la pale [32] (Figure 7). Les enroulements sont reliés à une banque de condensateurs à haut voltage par des fils à faible résistance et inductance. À l'actionnement du système, l'énergie est déchargée vers les enroulements produisant un champ magnétique. La variation rapide du champ magnétique induit des courants de Foucault dans le recouvrement métallique du bord d'attaque de la pale. Afin d'augmenter l'intensité des courants de Foucault, l'épaisseur du bord d'attaque est souvent doublée aux endroits correspondant à un actuateur électromagnétique. Les champs magnétiques opposés ainsi induits produisent une force répulsive de très courte durée (fraction d'un millième de seconde) de l'ordre de quelques centaines de livres. Deux impulsions successives en l'espace de 5 secondes sont nécessaires pour le dégivrage; la première impulsion provoque la fissuration et un détachement partiel de la glace, la deuxième impulsion éjecte les fragments de glace [30].

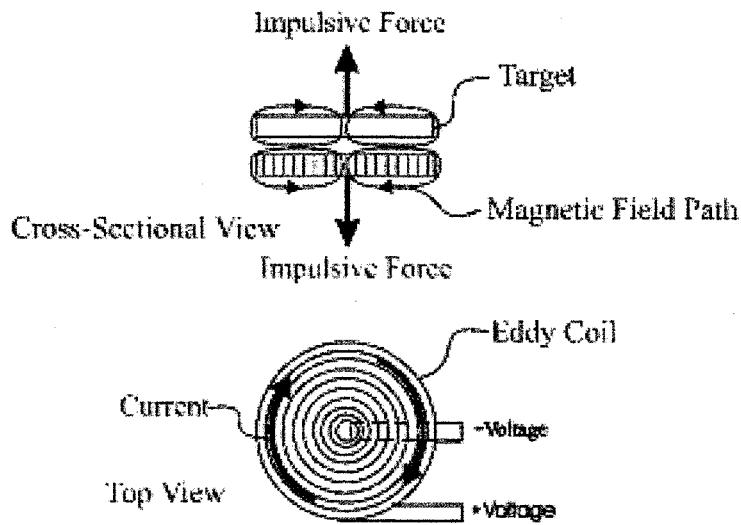


Figure 7 : Schématisation d'un système de dégivrage par impulsions électromagnétiques [32]

Les systèmes de dégivrage à impulsion électromagnétique ont été expérimentés sur plusieurs types d'avion, allant du petit Cessna au Boeing 767, avec d'excellents résultats [29]. Un système de 3 kW pesant environ 54.4 kg (120 lb) serait nécessaire pour une application sur le rotor principal et de queue d'un hélicoptère de taille moyenne. La faible demande énergétique par rapport au système électrothermique rend ce type de système attrayant. Par contre, l'installation des enroulements à l'intérieur des pales d'hélicoptère peut s'avérer problématique en raison du manque d'espace, de même que la plus grande rigidité du recouvrement du bord d'attaque peut nuire aux déformations produites. De plus, la rupture par fatigue du recouvrement est une probabilité non négligeable et les champs magnétiques produits, selon les matériaux en place, peuvent causer des interférences magnétiques avec d'autres instruments de l'appareil [30].

#### **1.4.4 Système de dégivrage électro-vibratoire**

Le dégivrage électro-vibratoire est une autre méthode de dégivrage par déformation surfacique. Ce type de système a premièrement été étudié et expérimenté en laboratoire en 1978 par Bell Hélicoptère, financé par l'Armée américaine [29]. Le principe est simple, une source vibratoire excite la pale du rotor principal à des fréquences correspondantes aux fréquences naturelles principales de la pale. Le but est d'atteindre des forces G suffisantes pour forcer le détachement de la glace. Les vibrations étant produites par la rotation de deux masses excentriques de 567 g (1.25 lb), entraînées par un moteur de 0.5 HP. Les essais ont été réalisés sur une pale expérimentale de 0.533 m (21 pouces) de chorde et de 14.6 m (48 pieds) de diamètre, le givre était produit en chambre climatique par des gicleurs, la température variant de -5 à -15°C. La majorité de la pale a été dégivrée, à l'exception des extrémités, en appliquant des vibrations de 45 Hz produisant des forces de 25 à 35 G durant seulement 2 secondes.

La principale faiblesse de ce type de système est qu'il est nécessaire de le combiner à un système de dégivrage électrothermique pour le dégivrage des extrémités de la pale. De plus, la durée de vie de la pale peut être écourtée par les charges cycliques produites par le système vibratoire.

#### **1.4.5 Système de dégivrage/antigivrage par micro-ondes à haute fréquence**

L'utilisation croissante des matériaux composites tels que les fibres de verre et les fibres de carbone en aéronautique a remis en question l'efficacité pratique des systèmes thermiques de protection contre le givre. La faible conductivité thermique de ces matériaux rend l'application d'éléments chauffants difficiles, sans oublier les risques de surchauffe locale pouvant causer la délamination des matériaux composites. La délamination peut se produire à des températures aussi basses que 50°C. En réponse à cette problématique, l'utilisation de micro-ondes à haute fréquence pour le dégivrage ou l'antigivrage de structures d'aéronef a été étudiée par Feher et Thumm [34]. Les composites en fibres de carbone absorbent l'énergie des micro-ondes à 30 GHz, ce qui permet de réchauffer le matériau efficacement et de maintenir une température supérieure à 0 °C à la surface externe. Les composites en fibres de verre n'absorbent pas les micro-ondes, mais les transmettent vers l'environnement extérieur. La glace absorbe une certaine partie de l'énergie transmise par le matériau ce qui provoque sa fonte. Les émissions sont par contre problématiques en raison des risques importants quant à la santé des passagers et aux interférences avec les instruments électroniques de l'appareil.

#### **1.4.6 Système à base de fluide antigivrant**

Ce type de protection contre le givre a été premièrement utilisé sur des ailes d'avions lors de la Deuxième Guerre mondiale. Le bord d'attaque des ailes de ces avions

était poreux, permettant l'injection d'éthylène glycol sur les régions où la glace s'accumulait [30]. Ce principe a été repris plus tard par différents producteurs d'hélicoptères avec la différence de fonctionner en mode antigivrant, soit une protection en continu ne permettant aucune ou une très faible accumulation de givre. Ce type de système, développé et expérimenté par Bell Hélicoptère sur le UH-1 en 1960 et 1961, consistait en un réservoir d'une mixture d'alcool et de glycérine, un système de contrôle pour le débit de fluide envoyé vers les rotors principaux et de queue, et d'un système de distribution dans les pales de ces deux rotors (Figure 8) [29]. Une pompe électrique assurait la distribution du fluide dans le système. Une bague collectrice, utilisant la force centrifuge produite par la vitesse de rotation du rotor, transférait le fluide d'une buse fixe vers les conduits flexibles installés dans les pales tournantes. Des rainures machinées dans les pales et des trous d'échappements assuraient la distribution du fluide sur toute la longueur du bord d'attaque.

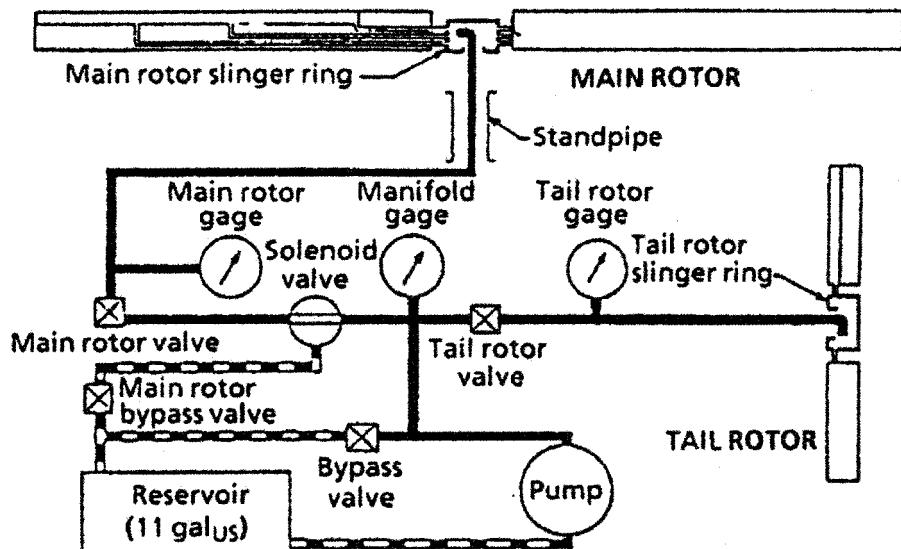


Figure 8 : Schématisation d'un système antigivrage à base de fluide [29]

Les expérimentations réalisées par Bell Hélicoptère ont démontré que pour un débit massique de 0.41 kg/min (0.9 lb/min) de fluide protégeaient adéquatement les deux rotors du UH-1 pour des conditions où la teneur en eau liquide (LWC) était de 0.8 g/m<sup>3</sup> et des températures allant jusqu'à -20°C. Pour un réservoir de 41.6 litres (11 gallons), le système assurait une protection d'une heure et 24 minutes. En raison de l'efficacité et de la fiabilité de ce type de système, Bell recommandait son développement à plus grande échelle, mais cela n'a jamais été réalisé en raison d'un manque de financement [29].

Ce type de système à l'avantage de ne permettre aucune accumulation de givre, tout en minimisant les pénalités aérodynamiques de l'hélicoptère. De plus, le système à une demande énergétique négligeable. Par contre, le système permet une protection d'une durée limitée par la taille du réservoir. Plus le réservoir est important, plus la masse ajoutée à l'hélicoptère est importante. Pour un réservoir de 41.6 litres, le poids du système était évalué à 88 kg (194 lb), ce qui handicape considérablement la capacité de chargement des hélicoptères de petite taille.

#### **1.4.7 Résumé des différentes méthodes de protection contre le givre**

Dans l'état de l'art des systèmes de dégivrage/antigivrage applicable aux hélicoptères, Coffman a produit un tableau comparatif incluant cinq des six méthodes de protection couvertes dans cette section (Tableau 2). Les valeurs comprises dans le tableau ont été calculées pour une valeur de teneur en eau liquide de 0.5 g/m<sup>3</sup> et adaptées pour

l'hélicoptère à 4 pales Bell Model 412. Le système à micro-ondes de hautes fréquences a été ajouté au tableau comparatif par Palacios [35].

La forte demande énergétique du système de protection électrothermique (le système le plus simple) qui excède 20 kW ainsi que le poids important de la majorité des systèmes qui excède 50 kg est la motivation derrière le développement de nouvelles méthodes de dégivrage ou d'antigivrage novateur. Ceci en dépit du fait que le système pneumatique réponde aux principaux critères, sa faible résistance à l'érosion et la pression pneumatique élevée en fait un système peu intéressant.

Tableau 2: Résumé comparatif des systèmes de protection contre le givre pour hélicoptère [29, 35]

Système de protection	Poids (kg)	Puissance requise (kW)	Effets sur la performance	Risque de reflux d'eau (Runback)	Risque de projectiles de glace détachés	Technologie présentement appliquée
Électrothermique	73.5	26	Augmentation de 10% du torque au rotor principal	Oui	Oui	Oui
Pneumatique	24.5	Négligeable	Augmentation de 10% du torque au rotor principal	Non	Oui	Sur aile fixe seulement
Impulsion électromagnétique	54.4	1	Augmentation de 10% du torque au rotor principal	Non	Oui	Sur aile fixe seulement
Électro-vibratoire	54.4	1.3	Augmentation de 10% du torque au rotor principal	Non	Oui	Non
Micro-ondes à hautes fréquences	--	15	--	Oui	Non	Non
Fluide antigivrant	88	Négligeable	Aucune pénalité	Non	Non	Oui

Les méthodes en cours de développements sont prometteuses, mais le défi est toujours d'actualité due à la complexité du problème de protection « en vol » et par la

nécessité d'une applicabilité aux appareils de toutes tailles et sur une vaste gamme de matériaux et de géométries.

### **1.5 Dégivrage au moyen d'actuateurs piézoélectriques**

L'application d'actuateurs piézoélectriques pour le dégivrage des structures d'aéronefs est un concept relativement nouveau et en plein essor. L'intérêt que portent les chercheurs envers ce type de système est alimenté par la possibilité de réduire l'énergie nécessaire pour la protection contre le givre des aéronefs. Le dégivrage par actuateurs piézoélectriques entre dans la catégorie des méthodes de dégivrage par déformations mécaniques. Ce type de système exploite l'effet piézoélectrique inverse, phénomène où un matériau se déforme sous l'effet d'un champ électrique. La puissance et la fréquence d'excitation des actuateurs piézoélectriques permettent de générer des ondes mécaniques dans le substrat pour rompre l'adhérence de la glace. Cette section offre une revue de littérature sur l'état de l'art du dégivrage par actuateurs piézoélectriques et présente le mécanisme de dégivrage retenu dans le cadre de ce projet.

### **1.5.1 Revue de littérature sur le dégivrage par éléments piézoélectriques**

Il est difficile d'identifier l'origine même du concept de dégivrage par actuateurs piézoélectriques. En contrôle non destructif, les ultrasons sont utilisés depuis plusieurs années afin d'étudier l'intégrité et les propriétés d'une structure. Les ondes ultrasonores sont produites, entre autres, à l'aide de transducteurs piézoélectriques. Différents types d'ondes peuvent être générées, dont les ondes transversales horizontales (ondes TH). Ces ondes ont l'avantage d'interagir directement avec le joint d'adhésion. Les ondes TH sont donc utilisées pour étudier la qualité des joints d'adhésion de matériau composite [36, 37]. Bien que le contrôle non destructif étudie principalement la transmission, la réflexion et l'absorption de l'onde ultrasonore, l'onde de cisaillement horizontale de surface permet de générer des contraintes au niveau du joint d'adhésion.

Des études réalisées au Japon à la fin des années 1990 ont permis d'observer la fonte de l'hélium 4 solide à une température de 0.8 K sous l'effet de pulsation d'ondes sonores [38]. Une étude subséquente avançait que la fonte était causée par la pression de radiation acoustique causée par le passage de l'onde sonore [39]. Des vibrations ultrasoniques ont été utilisées avec succès par des chercheurs japonais en 1998 afin de réduire l'accumulation de givre sur une plaque en duralumin [40]. La plaque, réfrigérée à -20°C, reposait dans une atmosphère de 2°C et d'humidité relative près de 100%. La plaque vibrait en flexion à une fréquence de 37 kHz sous l'action d'un transducteur de type Langevin. Une corrélation entre l'amplitude des vibrations et la masse de givre collectée a

été observée, des amplitudes de  $3.1 \mu\text{m/m}$  réduisaient l'accumulation de givre de 60%. Le phénomène est attribué au mouvement du noyau atomique des cristaux de glace qui ne peuvent demeurer et croître à la surface de la plaque.

Une première enquête de dégivrage de pales d'hélicoptères à l'aide d'actuateurs piézoélectriques a été réalisée par Ramanathan et al. [17] au début des années 2000. L'idée consistait à utiliser des ondes transversales horizontales, produites à l'aide d'actuateurs piézoélectriques, pour briser l'adhésion entre la glace et son substrat. Ceci requiert de surpasser la résistance en cisaillement du lien d'adhésion de la glace au substrat. La méthode s'appuyait entre autres sur des observations réalisées en 1959 par Jellinek [22] montrant que l'adhésion de la glace sur le substrat était considérablement plus vulnérable aux contraintes de cisaillements qu'aux contraintes normales. Le montage expérimental utilisé consistait en une plaque en aluminium ( $36 \times 18 \times 0.16 \text{ cm}^3$ ) sur laquelle un actuateur piézoélectrique était fixé, une couche de glace artificielle recouvrait une région de la plaque quelques pouces devant l'actuateur. L'actuateur était excité à une fréquence de 1 MHZ, fréquence correspondant à la fréquence de résonance de l'actuateur (Fréquence d'admittance maximale). Les essais réalisés par Ramanathan n'ont pas permis d'observer de rupture ni de détachement instantané de la glace. Le détachement de la glace se produisait à la suite d'une excitation sur une période d'une centaine de secondes, l'effet combinatoire des contraintes de cisaillements et de l'énergie thermique dissipée par l'actuateur en serait responsable selon l'auteur. Les contraintes de cisaillements produites par les ondes étaient inférieures à la résistance en cisaillement de l'interface glace/aluminium. Des ondes de Rayleigh, onde de surface caractérisée par un mouvement

elliptique vertical des particules dans la direction de propagation, ont aussi été propagées à la surface d'une plaque d'aluminium de 25.4 mm d'épaisseur. Les contraintes n'étant pas de nature transverse, ces ondes ne réussissaient pas à détacher la glace, mais pouvaient causer sa fissuration.

Des recherches semblables furent réalisées en parallèle par Venna et al. dans l'intention d'exploiter la plus faible résistance de l'adhérence de la glace aux efforts de cisaillement [41]. Des actuateurs piézoélectriques, placés directement sous les régions glacées, étaient utilisés afin de produire des contraintes de cisaillement local capables d'affaiblir l'interface glace/substrat pour ensuite procéder au dégivrage à l'aide de forces d'impulsions normales à la surface. Les propriétés de polarisation des actuateurs piézoélectriques étaient exploitées pour produire ces deux types d'efforts. Contrairement à Ramanathan, Venna opérait les actuateurs à des fréquences correspondantes aux principales fréquences de résonance de la structure à dégivrer. Les expérimentations furent réalisées sur un profil prototype NACA 0012 en aluminium, retenu rigidement aux extrémités par des boulons, reproduisant la géométrie du bord d'attaque d'une aile. Les actuateurs étaient positionnés sur la ligne de stagnation du profil d'aile et de la glace y était artificiellement accrétée dans une chambre réfrigérée. La fréquence d'opération et la puissance nécessaire au dégivrage furent déterminées numériquement et validées expérimentalement. Les expérimentations n'ont pas permis d'observer de dégivrage instantané tel qu'anticipé lorsque des contraintes et des accélérations suffisantes sont engendrées. Compte tenu de la température du milieu (-7 à -15°C), le temps avant le dégivrage complet variait entre 67 à 251 secondes.

Kandagal et Venkatraman publient en 2005 un article sur le dégivrage d'une plaque plane en aluminium ( $15 \times 15.5 \times 0.15 \text{ cm}^3$ ) à l'aide de vibrations produites par des actuateurs piézoélectriques [42]. Les fréquences d'actuations correspondaient aux fréquences de résonances de la plaque en porte-à-faux. L'excitation du quatrième mode de résonance (805 Hz) a provoqué le détachement instantané de certaines régions glacées de la plaque, et ce, sans l'influence de la chaleur dégagée par les actuateurs. Des simulations numériques ont été réalisées en rétroaction afin de mieux comprendre le mécanisme de dégivrage. Les résultats montraient que les contraintes en traction produite par ce mode de résonance étaient inférieures à la résistance en traction de la glace. En revanche, les contraintes de cisaillement générées sur la surface étaient dans une gamme susceptible de causer la rupture du lien d'adhésion de la glace à son substrat. Les fréquences excitées lors de ces expérimentations étaient considérablement basses en raison des limitations techniques de leurs installations. L'excitation de modes de résonance à plus haute fréquence favorise la génération de contraintes de cisaillement en raison des modes de déformations beaucoup plus ondulées.

Les recherches sur l'utilisation d'actuateurs piézoélectriques pour des applications de dégivrage ont progressé à travers les travaux de Jose L. Palacios. Il a débuté par des expérimentations destinées à démontrer le concept. En utilisant un actuateur tubulaire afin d'exciter la résonance en torsion d'un tube en aluminium, il empêcha avec succès toute accrétion de glace sur la surface du tube [43]. Les conditions climatiques étaient reproduites à l'aide d'un système de ventilation refroidi à l'azote liquide et d'un système de gicleur d'eau, la surface en aluminium était contrôlée à  $-25^\circ\text{C}$ . Le système était par contre

incapable de fonctionner en mode dégivrage. En 2006, Palacios publie deux articles axés sur l'étude des modes de dispersion des ondes TH ultrasonique sur une plaque plane dans le but d'optimiser le rayon d'action et les contraintes de cisaillement produites à l'interface glace/substrat [44, 45]. À l'aide d'un appareil pour mesurer l'adhésion de la glace [46], des expérimentations sur une plaque en aluminium ont montré que des ondes ultrasoniques de 87 kHz et de 450 V d'amplitude réduisait l'adhésion de la glace de 70%, la température de la plaque était mesurée -4°C [44]. Plus la fréquence d'excitation approchait la fréquence de résonance de l'actuateur fixé à l'aluminium, plus la résistance d'adhésion diminuait et plus la température de la plaque augmentait. Encore une fois, il est difficile d'affirmer, quel pourcentage de la réduction de l'adhérence de la glace était dû au réchauffement de l'interface. Dans le cadre de sa thèse de doctorat, Palacios réussit à détacher instantanément une couche de glace de 2.54 mm accrétée sur une plaque d'acier de 0.711 mm d'épaisseur. L'actuateur piézoélectrique en forme de disque était excité à sa fréquence de résonance radiale (28.5 kHz) au moyen d'une puissance de 50 Watts [35]. Ce résultat avait été prédit à l'aide de simulations numériques réalisées sur le logiciel ATILA lorsque la contrainte de cisaillement surpassait 1.66 MPa. L'étude des modes de dispersion des ondes ultrasoniques lui a permis de cibler deux modes de vibration (202 et 505 kHz) générant de forts coefficients de concentration de contrainte de cisaillement à l'interface (CCCI). Pour les exciter, Palacios a conçu deux actuateurs dont les fréquences de résonance concordaient avec les modes de dispersion prédicts (202 et 505 kHz). La validation expérimentale n'a toutefois pas été concluante, les actuateurs étant incapables à ces hautes fréquences de générer des contraintes suffisantes pour détacher la glace, et ce malgré les forts coefficients

de concentration de contraintes à l'interface. Des actuateurs ayant des fréquences de résonance inférieures à 100 kHz sont recommandés pour des applications de dégivrage puisque les contraintes induites diminuent avec l'augmentation de la fréquence d'actuation. La puissance est la quantité d'énergie fournie par unité de temps donc, pour une puissance donnée, plus la fréquence est élevée plus l'énergie transmise sera faible.

Un projet expérimental destiné à démontrer le concept d'un système de protection contre le givre à base d'actuateurs piézoélectriques a aussi été réalisé au Laboratoire international des matériaux antigivre (LIMA) à la fin des années 2000 [47]. Quinlan et Laforte ont étudié les performances de plusieurs types et configurations d'actuateurs piézoélectriques en effectuant des mesures de déformations sur des plaques planes en aluminium ( $23 \times 9 \text{ cm}^2$ ). Différents types d'appuis (appui simple, encastré, collé à une surface et à plat au sol) et d'épaisseurs de plaques (1 et 0.4 mm) ont été considérés. Ces études préliminaires ont permis l'identification de l'actuateur piézoélectrique le plus performant pour des applications de dégivrage. Il fut démontré que les actuateurs générant des déformations atteignant ou surpassant les  $200 \mu\text{m/m}$ , en absence de glace, réussissaient à dégeler complètement la plaque plane. Aucun dégivrage n'a été réalisé à l'aide de fréquences d'actuation ultrasonique, des restrictions techniques rendaient impossible l'utilisation des actuateurs à leur pleine puissance pour des fréquences élevées. Contrairement aux autres études, les actuateurs étaient utilisés à fréquences variables, soit par modulation ou par le balayement cyclique d'une bande de fréquence. Le type d'actuateur retenu lors des essais préliminaires a ensuite été appliqué sur divers montages destinés à reproduire la structure d'une pale d'hélicoptère. Les contraintes générées par les

actuateurs piézoélectriques étaient insuffisantes pour dégivrer des bords d'attaque en composite et en titane. Des essais réalisés sur une surface recourbée en aluminium simulant le bord d'attaque d'une pale ont produit des résultats encourageants. Des essais en soufflerie givrante ont permis d'observer le dégivrage instantané du bord d'attaque de la structure (Figure 9 ).

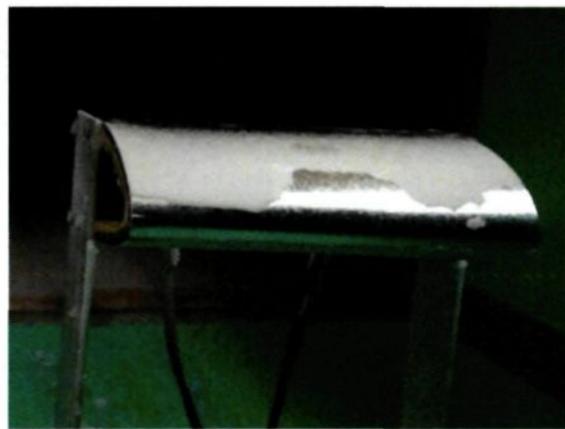


Figure 9: Dégivrage d'une surface recourbée à l'aide d'actuateurs piézoélectriques [47]

En 2009, Zhu et al. étudie numériquement et expérimentalement l'impact de l'ajout de discontinuités sur la surface d'une plaque en aluminium sur les contraintes de cisaillements produites à l'interface de la glace sous l'effet d'ondes ultrasoniques transversales horizontales produites par un actuateur piézoélectrique [48]. Un montage similaire à celui utilisé par Palacios [35] est utilisé; un actuateur en forme de disque est placé au centre du dessous d'une plaque en aluminium de 1.02 mm d'épaisseur ( $30.5 \times 30.5 \text{ cm}^2$ ), avec des couches de glace accumulées en chambre réfrigérée sur certaines régions de la surface. Le montage est reproduit selon différentes configurations d'espacement et de taille de trous formant les discontinuités sur le dessous de la plaque. Les

discontinuités ont pour rôle de guider et de concentrer les ondes TH aux régions destinées à être déglacées. L'actuateur est excité à sa fréquence de résonance ( $\sim 31.5$  kHz) afin de minimiser l'énergie de dégivrage. Selon la configuration, les résultats numériques prédisent une augmentation des contraintes de cisaillements à l'interface de la glace pouvant atteindre 400% près des discontinuités et aux alentours de 200% pour les autres régions. Les résultats expérimentaux montrent le détachement instantané de la glace accrétée, ce qui confirme que les contraintes de cisaillements induites par l'actuateur surpassent la résistance d'adhésion de la glace. Les prédictions numériques de la puissance requise pour le dégivrage selon les différentes configurations concordaient avec les résultats expérimentaux. Le dégivrage était prédit numériquement lorsque la contrainte de cisaillement atteignait 2 MPa en considérant le module de Young de la glace égale à 7.1 GPa, la puissance requise expérimentalement était en moyenne de 27% inférieure, ce qui s'explique par une contrainte d'adhésion plus vraisemblablement dans les environs de 1.6 MPa. Une puissance de 30 Watts était suffisante pour dégivrer la plaque avec discontinuités, 78 Watts étaient nécessaires pour la plaque sans les discontinuités. La puissance de dégivrage pouvait être diminuée davantage, soit aussi faible que 6 Watts, par l'optimisation de l'espacement entre les discontinuités.

### 1.5.2 Résumé de l'état de l'art du dégivrage par éléments piézoélectriques

L'étude des travaux antérieurs sur le dégivrage à l'aide d'actuateurs piézoélectriques permet de constater que deux mécanismes de dégivrage différents sont exploités. Le premier est basé sur la propagation d'ondes transversales horizontales à l'interface glace/substrat, illustré à la Figure 10. Ces ondes sont caractérisées par le mouvement transversal des particules par rapport à la direction de propagation.

Le principe est simple, atteindre des déplacements suffisants pour créer des contraintes en cisaillement surpassant la force d'adhérence de la glace. Les ondes sont produites par l'excitation de l'actuateur piézoélectrique à sa fréquence de résonance, un phénomène ultrasonique. L'étude des modes de dispersion des ondes est nécessaire afin d'optimiser le rayon d'action et les contraintes produites à l'interface. Une mauvaise propagation des ondes ou l'incapacité d'engendrer des contraintes suffisamment importantes à l'interface de la glace peut compromettre le fonctionnement du système de dégivrage. Seuls Palacios et Zhu ont appliqué cette technique avec succès en forçant le détachement de façon instantané des couches de glaces accumulées sur une plaque plane. En intégrant des discontinuités destinées à guider et focaliser les ondes TH, Zhu a réussi à dégivrer des couches de glace sur une plaque plane à l'aide d'une puissance de seulement 6 Watts [48]. Puisque la fréquence de résonance des actuateurs se produit à des fréquences surpassant les 20 kHz, aucun bruit n'est audible par l'oreille humaine.

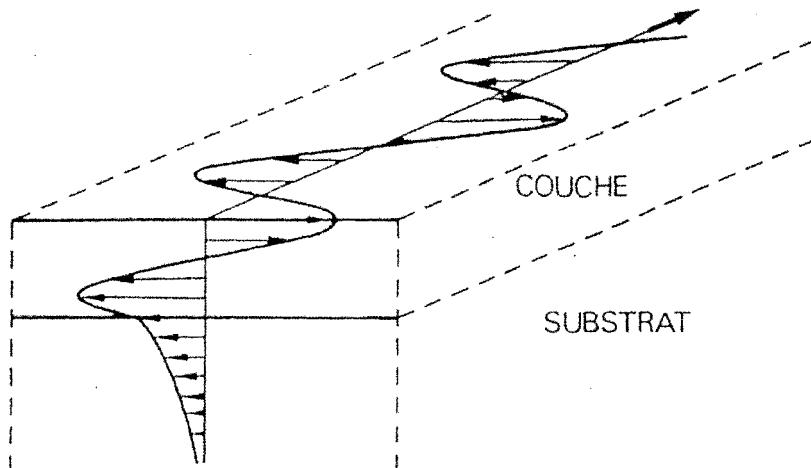


Figure 10: Propagation d'une onde transversale horizontale sur un matériau composite [49]

Le second mécanisme de dégivrage par actuateurs piézoélectriques observé dans l'étude des travaux antérieurs est le dégivrage par la résonance de la structure. Sous l'influence d'une force cyclique et selon les conditions aux limites, une structure peut se déformer d'une infinité de façons. Ces différentes façons de vibrer font référence aux modes naturels de la structure, la Figure 11 montre les 9 premiers modes de vibration d'une plaque plane encastrée sur ses quatre côtés. Les fréquences d'actuations utilisées sont considérablement plus basses et correspondent à l'une des réponses naturelles de la structure à dégivrer. L'amplitude des déformations de la structure résonante est la clé pour le détachement et la fissuration de la glace. Cette méthode s'apparente à la technique de dégivrage électro-vibratoire [29] qui consistait à exciter les pales du rotor principal à leurs fréquences naturelles produisant des accélérations suffisantes pour forcer le détachement de la glace. Au lieu de mettre la pale en résonance sur sa longueur, le principe consiste à faire

vibrer le bord d'attaque à des modes de vibrations produisant le plus de déformations possible.

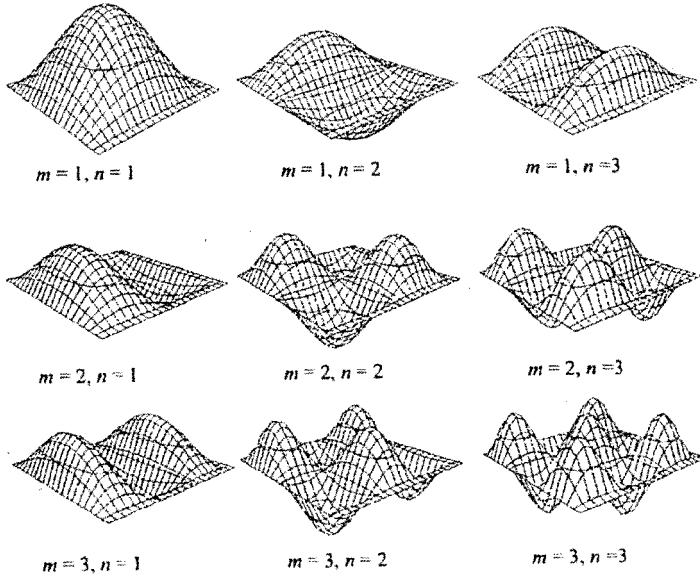


Figure 11: Les neufs premiers modes naturels d'une plaque plane encastrée chaque coté [50]

Ces ondulations permettent de bomber et contracter la glace recouvrant la structure, produisant des déplacements résultants en contraintes normales et de cisaillements, capables de fissurer et de détacher la glace. Cette méthode a été appliquée avec succès par Kandagal [42] et par Quinlan et Laforte [47]. Puisque les fréquences d'actuation sont dans la bande sonore, les actuateurs piézoélectriques produisent un bruit aigu audible à l'oreille humaine. Pour assurer le fonctionnement de ce type de système, il est impératif d'atteindre de fortes amplitudes de déformations flexionnelles afin de produire les contraintes de cisaillements surpassant la contrainte d'adhérence de la glace. Cette méthode permet

d'exploiter un phénomène d'amplification naturelle qui permet de réduire la puissance requise pour dégivrer.

Les différents travaux réalisés sur le dégivrage mécanique d'une structure à l'aide d'éléments piézoélectriques sont résumés au Tableau 3.

Tableau 3: Résumé de la revue littéraire sur le dégivrage par actuateurs piézoélectriques

	Fréquence d'actuation	Structure utilisée	Résonance de l'actuateur	Mécanisme de dégivrage exploité	Dégivrage instantané	Puissance	Bruit audible
Ramanathan	Ultrasonique (1 MHz)	Plaque plane (aluminium)	Oui	$\sigma_{xy}$ dû aux Ondes TH > Résistance adhésive de la glace	Non, détachement après plus de 100 sec, fonte de la glace	50 Watts par actuateur	Non
Venna et al.	Sonique (1 kHz)	Profile NACA 0012 (aluminium)	Non	$\sigma_{xy}$ et $\sigma_{xz}$ dû à la résonance de la structure > Resistance adhésive ou cohésive de la glace	Non, détachement après plus de 100 sec, fonte de la glace	100 Watts par actuateur	Oui
Kandagal et Venkatramas	Sonique (805 Hz)	Plaque plane (aluminium)	Non	$\sigma_{xy}$ et $\sigma_{xz}$ dû à la résonance de la structure > Resistance adhésive ou cohésive de la glace	Oui, mais pas sur la totalité de la structure	N/A	Oui
Palacios	Ultrasonique (28.5 kHz)	Tube et Plaque plane (acier)	Oui	$\sigma_{xz}$ dû aux Ondes TH > Résistance adhésive de la glace	Antigivrage du tube. Dégivrage instantané d'un dépôt local de glace (actuateur en forme de disque)	50 Watts par actuateur	Non
Quinlan et Laforte	Sonique (0 à 1.5 kHz)	Plaque plane et surface recourbée (aluminium)	Non	$\sigma_{xy}$ et $\sigma_{xz}$ dû à la résonance de la structure > Resistance adhésive ou cohésive de la glace	Observé pour la plaque plane et pour les surfaces recourbées moins rigides	14 Watts par actuateur	Oui
Zhu et al.	Ultrasonique (31.5 kHz)	Plaque plane (Aluminium)	Oui	$\sigma_{xz}$ dû aux Ondes TH > Résistance adhésive de la glace	Dégivrage instantané d'un dépôt local de glace (actuateur en forme de disque)	6 à 30 Watts par actuateur	Non

### 1.5.3 Justification du mécanisme de dégivrage retenu pour ce projet

Comme souligné dans la revue de la littérature, les actuateurs piézoélectriques peuvent être utilisés de différentes manières pour le dégivrage d'une pale. Entre la mise en résonance de la structure à l'aide de fréquences d'actuation relativement basses de l'actuateur et la propagation d'ondes transversales horizontales par la résonance de l'actuateur à haute fréquence, la question se pose : quelle stratégie utiliser?

L'expertise développée au LIMA lors du projet CRIAQ 2.8 réside dans l'excitation des fréquences de résonance de la structure à dégivrer. Cette méthode est jugée prometteuse en raison de l'exploitation du phénomène d'amplification à la résonance qui permet de réduire l'énergie requise pour dégivrer. Jusqu'à présent, tous les travaux ont abordé le sujet de manière plus ou moins empirique avec très peu de fondement théorique. Une meilleure compréhension du fonctionnement de ce type de système au niveau du positionnement des actuateurs ainsi que du contrôle de leur excitation pourrait démontrer le plein potentiel de cette méthode.

Le dégivrage par ondes ultrasonores, en contraste, a été étudié en profondeur à travers deux thèses de doctorat et deux projets de maîtrise et est près d'avoir atteint son plein potentiel. Le concept apparaît prometteur, mais difficile à mettre en place. Le système nécessite l'excitation de fréquences élevées pour mettre l'actuateur piézoélectrique en résonance et une épaisseur de glace précise afin de fonctionner. Cette dernière particularité rend ce type de méthode moins attrayante en raison de la difficulté que représente la mesure de l'épaisseur de la glace sur le rotor.

Ainsi ce projet de maîtrise propose de poursuivre la recherche sur les systèmes de dégivrage piézoélectrique basés sur l'excitation des modes de résonance de la structure. Le développement d'un outil numérique pour la conception et l'analyse de ces systèmes permettront de mieux évaluer leur potentiel à remplacer les systèmes de dégivrage électrothermiques.

## 1.6 Objectifs du projet

Ce projet vise à développer un outil numérique pour assister la conception et l'analyse d'un système de dégivrage piézoélectrique basé sur l'excitation des fréquences de résonance de la structure. Dans le même souffle, le projet a pour but d'étudier les principaux paramètres influençant la performance de ce type de système.

Ainsi, l'objectif principal fixé pour ce projet de maîtrise est d'arriver à simuler, avec une précision acceptable, l'excitation harmonique de différentes structures au moyen d'actuateurs piézoélectriques. Les structures considérées sont une poutre soutenue en porte-à-faux et une plaque plane soutenue entre deux encastrements. Pour chacune de ces structures, la procédure proposée consiste à

- Calculer numériquement les fréquences de résonance et les déplacements dus à l'excitation harmonique de ces fréquences
- Valider les résultats numériques à l'aide de modèles expérimentaux instrumentés

À la suite du processus de validation des simulations numériques, le modèle de la plaque plane sera utilisé afin de conduire une étude paramétrique portant sur l'influence du positionnement des actuateurs, de la rigidité et de l'épaisseur de la structure. Cette étude permet de répondre à l'objectif de hausser la compréhension des paramètres influençant la conception de système de dégivrage piézoélectrique.

Pour terminer, des essais de dégivrage en laboratoire seront utilisés pour étudier la possibilité d'utiliser un critère de dégivrage basé sur la déformation pour prédire numériquement la capacité du système à dégivrer. Ainsi, cette recherche permettra d'évaluer les avantages, les limites et les difficultés associées à l'utilisation de la modélisation numérique comme outil pour la conception et l'analyse de système de dégivrage piézoélectrique.

## **CHAPITRE 2**

### **SIMULATION DE L'EXCITATION HARMONIQUE D'UNE POUTRE EN PORTE-À-FAUX**

Ce chapitre couvre la théorie nécessaire à la modélisation et à l'analyse de système de dégivrage piézoélectrique. Au niveau des actuateurs piézoélectriques, les équations constitutives de la piézoélectricité, la définition de leurs propriétés physiques ainsi que leurs modes de vibration sont abordés. Puis, le calcul des fréquences et des modes de vibration d'une poutre en porte-à-faux est présenté dans le but d'utiliser un cas simple pour illustrer les bases de ce type d'analyse. Finalement, les fondements théoriques derrière l'analyse des vibrations par la méthode des éléments finis sont présentés afin de comprendre le fonctionnement des analyses numériques utilisées dans ce projet.

Dans le but de valider à la fois la modélisation numérique et expérimentale, le cas bien connu de la poutre en porte-à-faux est étudié. L'excitation harmonique de la poutre par un actuateur piézoélectrique est considérée. À l'aide du modèle numérique, une analyse modale est premièrement réalisée afin d'identifier les premières fréquences de résonance de la structure. Puis, une analyse dynamique à l'état stationnaire à solution directe est utilisée afin de simuler l'excitation des fréquences de résonance de la poutre par l'actuateur piézoélectrique. Un modèle expérimental de l'ensemble poutre/actuateur est utilisé afin de valider les résultats numériques.

## 2.1 Théorie

Cette section théorique présente les bases de la piézoélectricité, la définition des propriétés physiques des matériaux piézoélectriques ainsi que les modes de fonctionnement de ce type d'actuateur. Ensuite, le calcul analytique des modes et des fréquences de

résonance pour une poutre en porte-à-faux est présenté. Le concept est étendu aux structures plus complexes à l'aide des méthodes d'analyses fréquentielles par éléments finis. L'analyse modale est abordée, de même que le modèle d'amortissement de Rayleigh ainsi que l'analyse dynamique à l'état stationnaire utilisé pour simuler l'excitation forcée d'une structure par des éléments piézoélectriques.

### 2.1.1 Équations constitutive de la piézoélectricité

L'effet piézoélectrique est relié à la propriété de certains matériaux à se polariser sous l'action d'une contrainte mécanique. Deux propriétés importantes caractérisent le phénomène, la polarisation s'inverse lorsque le sens de la contrainte mécanique est inversé et les charges s'annulent lorsque la contrainte mécanique est retirée. Ceci décrit l'effet piézoélectrique direct. Le phénomène est réversible, un matériau piézoélectrique subira une déformation élastique sous l'influence d'un champ électrique.

Les propriétés uniques des matériaux piézoélectriques s'expliquent par un couplage au niveau de leurs propriétés mécaniques et électriques. Dans sa formulation la plus simple, négligeant l'effet de la température et de l'entropie, le comportement linéaire d'un matériau piézoélectrique peut être exprimé en fonction de quatre grandeurs physiques : la déformation  $S$  [ $\text{m m}^{-1}$ ], la contrainte  $T$  [ $\text{N m}^{-2}$ ], le champ de déplacement électrique  $D$  [ $\text{C m}^{-2}$ ] et le champ électrique  $E$  [ $\text{V m}^{-1}$ ]. Ces grandeurs physiques sont reliées

entre-elles au moyen des paramètres élastiques  $s$ , piézoélectriques  $d$ , et diélectriques  $\epsilon$  (Figure 12).

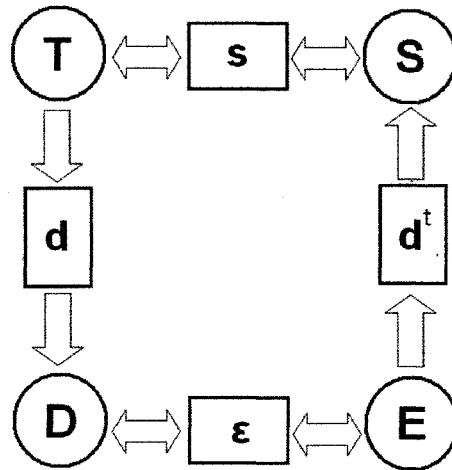


Figure 12: Interactions entre les différentes grandeurs physiques de la piézoélectricité

Les équations constitutives sont ici présentées sous forme matricielle [51]. Les équations 2.1 et 2.2 expriment respectivement la contrainte et le champ de déplacement électrique en fonction de la déformation et du champ électrique affectant le matériau piézoélectrique.

$$\mathbf{T} = \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{e}^t \mathbf{E} \quad 2.1$$

$$\mathbf{D} = \mathbf{e} \mathbf{S} + \mathbf{\epsilon}^S \mathbf{E} \quad 2.2$$

Représentant respectivement la matrice des rigidités à champ électrique constant ou nul, les constantes piézoélectriques et les permittivités à déformations constantes ou nulles.

Dans l'expression 2.1, la matrice de rigidité à champ électrique constant ou nul,  $\mathbf{c}^E$  [N m<sup>-2</sup>], permet de représenter le comportement élastique du matériau tandis que le coefficient piézoélectrique de charge transposé,  $\mathbf{e}'$  [C m<sup>-2</sup>], tient compte de la contribution du champ électrique sur la déformation due à l'effet piézoélectrique directe. Similairement dans l'expression du champ de déplacement électrique (éq. 2.2), le coefficient piézoélectrique quantifie la contribution de l'effet piézoélectrique inverse tandis que la permittivité du matériau à déformation constante ou nulle,  $\mathbf{\epsilon}^S$  [F m<sup>-1</sup>] caractérise le comportement diélectrique du matériau. Ces coefficients sont reliés aux coefficients de la souplesse à champ électrique constant ou nul  $\mathbf{s}^E$  [m<sup>2</sup> N<sup>-1</sup>], de piézoélectrique de charge  $\mathbf{d}$  [C N<sup>-1</sup>] et de la permittivité à contrainte constante ou nulle présentée à la Figure 12 par les relations

$$\mathbf{c}^E = (\mathbf{s}^E)^{-1} \quad 2.3$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{d} \mathbf{c}^E \quad 2.4$$

$$\mathbf{\epsilon}^S = \mathbf{\epsilon}^T - \mathbf{d} \mathbf{c}^E \mathbf{d}^t \quad 2.5$$

Les équations constitutives de la piézoélectricité peuvent être remaniées afin d'être exprimé selon les différentes possibilités de couple de grandeur  $\mathbf{S}$ ,  $\mathbf{T}$ ,  $\mathbf{D}$  et  $\mathbf{E}$ .

### **2.1.2 Forme des matrices piézoélectriques**

Pour un matériau piézoélectrique donné, l'étude cristallographique est nécessaire pour déterminer la forme des matrices élastiques, piézoélectriques et diélectriques. À l'échelle atomique, un matériau sera piézoélectrique seulement si sa structure cristalline est non centro-symétrique. Ainsi 20 des 32 classes cristallines sont susceptibles de présenter un comportement piézoélectrique [52, 53]. Les matrices complètes des coefficients piézoélectriques et des permittivités (ou imperméabilités) sont données pour les différentes classes de symétrie cristalline (Triclinique, monoclinique, orthorhombique, trigonal, tétragonale, hexagonale et cubique) [51].

Le matériau piézoélectrique le plus utilisé aujourd’hui est sans contredit les céramiques Titano-Zirconate de Plomb (PZT). Ferroélectrique à la base, ce type de céramique est rendu piézoélectrique par un procédé de polarisation à la température de Curie. Ce matériau présente un important coefficient de couplage et par modification de la composition de la céramique, il est possible d’obtenir une grande variété au niveau des propriétés élastiques, piézoélectriques et/ou diélectriques. La structure cristalline des PZT est de type orthorhombique de classe pyramidal. Pour ce type de structure cristalline, la matrice des coefficients piézoélectriques et celle des permittivités à contrainte constante ou nulle ont la forme suivante :

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{24} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad 2.6$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}^T = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^T & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{11}^T & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^T \end{bmatrix} \quad 2.7$$

Et la structure de la matrice de rigidité à champ électrique constant ou nul prend la forme suivante, les indices sont répétés afin d'identifier les valeurs redondantes dans la matrice

$$\mathbf{c}^E = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{12}^E & c_{11}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{13}^E & c_{13}^E & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66}^E \end{bmatrix} \quad 2.8$$

### **2.1.3 Coefficient de couplage et modes de vibration d'une plaque piézoélectrique**

La variation d'énergie d'un matériau piézoélectrique est caractérisée à tout moment par le bilan des énergies élastiques et électriques. La conversion d'énergie élastique ( $U_E$ ) en énergie electrostatique ( $U_D$ ) par le matériau, ou vice versa, fait intervenir une quantité énergétique dite de couplage ( $U_M$ ) [51].

$$U = \frac{1}{2} U_E + U_M + \frac{1}{2} U_D = \frac{1}{2} s^E T^2 + E^t dT + \frac{1}{2} \varepsilon^T E^2 \quad 2.9$$

Comme en fait foi l'équation 2.9, les énergies élastiques, de couplages et électrostatiques sont respectivement proportionnelles à la souplesse, au coefficient piézoélectrique et à la permittivité. L'expression du bilan énergétique permet d'introduire une quantité importante dans l'évaluation de la performance d'un actuateur piézoélectrique, le coefficient de couplage. Utilisé pour caractériser l'efficacité de conversion d'énergie élastique en énergie électrique d'un matériau piézoélectrique, le coefficient de couplage  $k$  s'exprime par

$$k = \frac{U_M}{\sqrt{U_E U_D}} \quad 2.10$$

Le coefficient de couplage peut dans certains cas agir à titre de rendement, il est compris entre 0 et 1 et évidemment, plus le coefficient est près de 1, plus le matériau est efficace au niveau de la conversion énergétique. Ce coefficient est souvent rencontré avec des indices de direction, le coefficient de couplage dépend effectivement du mode de vibration du matériau (latéral, longitudinal, cisaillement, etc.) La relation 2.10 peut par contre être problématique, car elle fait intervenir le produit de la matrice des souplesses par la matrice des permittivités, un produit impossible à faire dû à la non-correspondance de leurs dimensions.

Par conséquent, le coefficient de couplage peut être déterminé que pour des cas particuliers de fonctionnement, nommés les modes fondamentaux. On distingue différents modes selon la géométrie du matériau; le mode latéral, le mode en épaisseur et le mode transverse pour les plaques, auxquels s'ajoutent le mode radial pour les disques et les cylindres et le mode barreau pour les barres piézoélectriques. Le mode de vibration latérale d'une plaque piézoélectrique est présenté dans la section suivante en guise d'exemple [51].

### 2.1.3.1 Mode latéral

Aussi appelé le mode 31, le mode de vibration latérale peut être excité pour des lamelles piézoélectriques. Géométriquement, les plaques vibrant selon le mode 31 ont une longueur  $l$  grande par rapport à la largeur  $w$ , tandis que l'épaisseur  $h$ , est très petite par rapport à  $l$  et  $w$  (Figure 13).

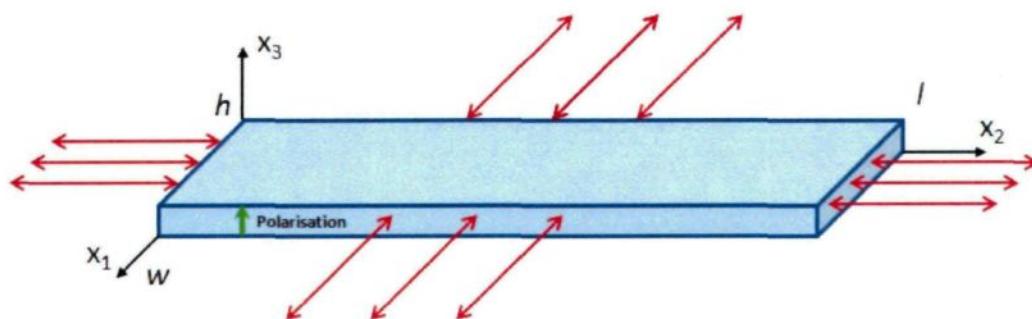


Figure 13: Mode de vibration latéral (effet 31)

La polarisation de la céramique piézoélectrique est orientée selon  $x_3$  et les faces dans le plan  $x_1-x_2$  correspondent à la position des électrodes. Pour ce cas, supposons

l'actuateur parfaitement libre de se déformer dans l'espace. Sous l'influence d'un champ électrique appliqué parallèlement à la direction de polarisation, la plaque se déformera selon chaque direction, mais principalement selon  $x_1$ . La contrainte  $T_1$  est alors non nulle, tandis que les contraintes dans les directions  $x_2$  et  $x_3$  sont négligeables:

$$T_1 \neq 0, T_2 = T_3 = 0 \text{ et } S_1 \neq 0, S_2 \neq 0, S_3 \neq 0 \quad 2.11$$

Du point de vue électrique, le positionnement des électrodes ne permet pas de générer de mouvement ni d'accumulation de charges électriques selon les directions  $x_1$  et  $x_2$ ; le champ de déplacement électrique ainsi que le champ électrique sont donc nuls selon ces directions.

$$D_1 = D_2 = 0, D_3 \neq 0 \text{ et } E_1 = E_2 = 0, E_3 \neq 0 \quad 2.12$$

Ces conditions permettent de simplifier les équations caractéristiques des matériaux piézoélectriques et de solutionner l'équation 2.10 pour obtenir le coefficient de couplage pour le mode 31.

$$k_{31} = \frac{d_{31}}{\sqrt{s_{11}^E \varepsilon_{33}^T}} \quad 2.13$$

Le coefficient  $d_{31}$  étant typiquement négatif puisque l'application d'un champ électrique

positif génère une déformation positive selon la direction  $x_3$ , le coefficient de couplage pour ce mode sera aussi négatif.

#### **2.1.4 Fréquences et modes de résonance des structures mécaniques**

Les structures mécaniques continues peuvent emmagasiner temporairement de l'énergie sous forme potentielle et cinétique, résultant en leur capacité à osciller. Le phénomène de la résonance est relié à l'accumulation d'énergie dans le système lorsqu'excité à une fréquence propre (ou de résonance) du système. Ainsi, les oscillations d'une structure excitée à une fréquence de résonance vont croître de manière importante. L'amplitude des oscillations n'est limitée que par la dissipation d'énergie du système ou encore par ses limites mécaniques.

Une infinité de fréquences de résonance existe pour une structure continue et à chacune de ces fréquences correspondent un mode de résonance et un amortissement modal. Le mode de résonance fait référence à la manière dont la structure vibre pour une fréquence de résonance donnée. Les fréquences et les modes de résonance sont parfois référencés en tant que les valeurs et vecteurs propres d'un système.

Afin d'illustrer les concepts théoriques reliés aux calculs des fréquences de résonance, le cas de la poutre soutenue en porte-à-faux est utilisé. L'équation générale de

vibration latérale d'une barre de rigidité flexionnelle,  $EI$ , constante sur sa longueur s'écrit par [54]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = 0 \quad 2.14$$

Où

$$a^2 = \frac{EI}{\rho A} \quad 2.15$$

Ici,  $\rho$  est la densité du matériau,  $A$  est la section transversale de la barre,  $E$  est le Module de Young,  $I$  est le second moment d'inertie,  $u$  est le déplacement vertical,  $x$  est la coordonnée longitudinale et  $t$  est la variable de temps.

Considérant seulement les modes de vibration normales, modes correspondant à une fréquence propre du système, la déflexion de la poutre en tout point varie de façon harmonique et peut être exprimée par

$$y = X(A \cos pt + B \sin pt) \quad 2.16$$

Où  $X$  est la fonction normale, fonction définissant la forme des modes de vibration considérés, ici  $A$ ,  $B$  sont des constantes. La substitution de 2.16 dans l'équation 2.14 produit

une expression permettant d'obtenir la fonction normale pour la vibration latérale d'une poutre sous différentes conditions de support.

$$\frac{d^4X}{dx^4} = \frac{p^2}{a^2} X = k^4 X \quad 2.17$$

La solution générale à l'équation 2.17 peut être exprimée de façon pratique sous la forme

$$X = C_1(\cos kx + \cosh kx) + C_2(\cos kx - \cosh kx) + C_3(\sin kx + \sinh kx) + C_4(\sin kx - \sinh kx) \quad 2.18$$

Les constantes  $C_i$  sont déterminés en fonction des conditions limites appliquées aux extrémités de la barre en vibration. Pour le cas d'une poutre en porte-à-faux, une extrémité est encastrée tandis que l'autre est libre. À un encastrement, la déflexion ainsi que sa dérivée est nulle.

$$(1) X = 0 \text{ et } (2) \frac{dX}{dx} = 0 \text{ à } x = 0 \quad 2.19$$

Pour ce qui est de l'extrémité libre, le moment de flexion ainsi que la force de cisaillement sont nuls

$$(3) \frac{d^2X}{dx^2} = 0 \text{ et } (4) \frac{d^3X}{dx^3} = 0 \text{ à } x = L \quad 2.20$$

Sous ces conditions, la solution générale peut être simplifiée pour obtenir l'équation de fréquence de la barre en porte-à-faux

$$\cos kL \cosh kL = -1 \quad 2.21$$

Les six premières racines de la fonction de fréquence pour une barre en porte-à-faux sont présentées au Tableau 4.

Tableau 4: Racines de la fonction de fréquence pour une poutre en porte-à-faux

$k_1 L$	$k_2 L$	$k_3 L$	$k_4 L$	$k_5 L$	$k_6 L$
1.875	4.694	7.855	10.996	14.137	17.279

La  $i^{\text{ème}}$  fréquence de résonance d'une poutre soutenue en porte-à-faux est donnée par

$$f_i = \frac{ak_i^2}{2\pi} = \frac{k_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad 2.22$$

Le cas d'une poutre en porte-à-faux a ici été présenté puisque celui-ci est suffisamment simple pour être résolu. Ce type de calcul peut être effectué par des méthodes numériques pour toute structure mécanique.

## **2.1.6 Modélisation numérique de l'excitation forcée d'un système par des actuateurs piézoélectriques**

Pour modéliser l'excitation harmonique de différentes structures par des actuateurs piézoélectriques, le logiciel d'éléments finis Abaqus est utilisé. Abaqus est fréquemment utilisé dans les entreprises et les instituts de recherches en ingénierie; il est reconnu pour sa capacité à traiter un large éventail de type de matériaux et de problèmes multi-physiques.

La solution aux problèmes de nature piézoélectriques est obtenue au moyen d'éléments finis dotés de six degrés de liberté de déplacement et de 3 degrés de liberté de potentiel électrique. Ce type d'élément permet d'attribuer à un matériau les équations constitutives de la piézoélectricité et d'appliquer les équations des bilans d'énergie mécanique et électrique couplée nécessaires à la modélisation d'un matériau piézoélectrique.

Dans le cadre de ce projet deux types d'analyse sont utilisées, l'analyse modale et l'analyse dynamique linéaire à l'état stationnaire à solution directe.

### **2.1.6.1 Analyse modale**

L'analyse d'extraction des valeurs propres, ou analyse modale, est couramment utilisée en ingénierie pour le calcul des fréquences et des modes de résonance d'une structure. L'extraction des valeurs propres est une procédure numérique simple qui est à la base de plusieurs méthodes utilisées pour résoudre des systèmes dynamiques linéaires à plusieurs degrés de liberté.

En élément fini, l'équation de mouvement d'une structure est exprimée par

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad 2.23$$

Où  $\mathbf{M}$  est la matrice de masse,  $\mathbf{C}$  la matrice d'amortissement,  $\mathbf{K}$  la matrice de rigidité,  $\mathbf{u}$  est la matrice colonne de déplacements nodaux et  $\mathbf{f}$  est la matrice colonne des forces nodales. Afin de résoudre les fréquences et les modes de résonance, la matrice  $\mathbf{f}$  est négligée et le problème est exprimé sous forme de valeurs et vecteurs propres [55]

$$[\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + \mathbf{K}] \{\boldsymbol{\varphi}\} = 0 \quad 2.24$$

Ici,  $\lambda$  représente les valeurs propres et  $\boldsymbol{\varphi}$  le vecteur propre. Le problème peut être simplifié davantage en négligeant l'effet de l'amortissement et en assumant que  $\mathbf{K}$  est semi-définie positive. Ceci assure des valeurs et des vecteurs propres réels et la relation 2.24 se simplifie à :

$$[-\omega_i^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}] \{\boldsymbol{\varphi}\} = 0 \quad 2.25$$

Où  $\omega_i$  est la fréquence circulaire des fréquences de résonance. Abaqus permet d'utiliser différentes méthodes pour résoudre l'analyse modale, la méthode de Lanczos est définie par défaut.

### **2.1.6.2 Représentation de l'amortissement**

L'amortissement est un mécanisme de dissipation d'énergie présent dans tout système réel. Son influence est déterminante au niveau de la précision des simulations numériques lorsqu'une fréquence de résonance est excitée harmoniquement.

L'amortissement est une grandeur physique complexe qui peut difficilement être déterminée théoriquement. L'amortissement structural fait référence aux mécanismes de dissipation d'énergie par friction interne et aux joints de connexion entre deux composantes mécaniques. L'amortissement de type visqueux est toujours présent lorsqu'une structure se déplace dans un gaz ou un fluide. Les modèles d'amortissement visqueux sont les plus simples et sont par conséquent fréquemment utilisé pour remplacer les forces d'amortissement complexe.

Le modèle d'amortissement le plus fréquemment utilisé est celui de Rayleigh. L'amortissement de Rayleigh exprime le coefficient d'amortissement d'un système en fonction d'une contribution proportionnelle de la masse et de la rigidité de la structure [55]

$$\mathbf{C} = \alpha_R \mathbf{M} + \beta_R \mathbf{K} \quad 2.26$$

Où  $\alpha_R$  et  $\beta_R$  sont les coefficients de Rayleigh. Ces deux coefficients permettent d'exprimer le coefficient d'amortissement d'un mode de résonance,  $\zeta_i$ , en fonction de la fréquence de résonance

$$2\zeta_i \omega_i = \alpha_R + \omega_i^2 \beta_R \quad 2.27$$

Les coefficients de Rayleigh peuvent être déterminés si les coefficients d'amortissement modaux et les fréquences de résonances sont connus pour deux modes, par exemple

$$\begin{aligned} \alpha_R + \omega_1^2 \beta_R &= 2\zeta_1 \omega_1 \\ \alpha_R + \omega_2^2 \beta_R &= 2\zeta_2 \omega_2 \end{aligned} \quad 2.28$$

La solution de ce système à deux équations deux inconnus est simplement

$$\begin{aligned} \alpha_R &= 2\omega_1 \omega_2 \frac{(\omega_2 \zeta_1 - \omega_1 \zeta_2)}{(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \\ \beta_R &= \frac{2(\omega_2 \zeta_2 - \omega_1 \zeta_1)}{(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \end{aligned} \quad 2.29$$

Ainsi, l'amortissement de Rayleigh permet de calculer le coefficient d'amortissement modal pour chaque fréquence de résonance. À basse fréquence, l'amortissement proportionnel à la masse est plus important tandis qu'à haute fréquence

l'amortissement proportionnel à la rigidité est plus important. Le coefficient d'amortissement modal peut être déterminé expérimentalement par différentes méthodes. La méthode de la bande passante à mi-puissance est basée sur l'amplitude de vibration aux environs d'une fréquence de résonance, Figure 14.

La méthode consiste à identifier la fréquence de résonance, fréquence à laquelle l'amplitude est maximale et à identifier les fréquences où l'amplitude est égale à  $1/\sqrt{2}$  de l'amplitude maximale. Le coefficient d'amortissement est ensuite obtenu par

$$\zeta_0 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0} \quad 2.30$$

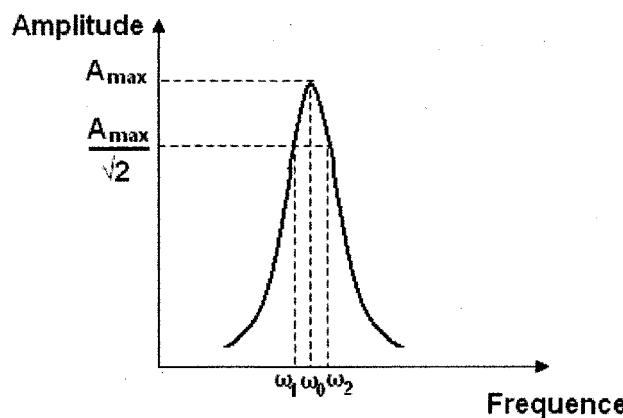


Figure 14: Méthode de la bande passante à mi-puissance

Une autre méthode fréquemment utilisée pour approximer l'amortissement d'une structure est la méthode du décrément logarithmique. Le coefficient d'amortissement est déduit du taux de diminution de l'amplitude d'une oscillation libre (Figure 15) [5, 6]. Cette

méthode n'est valide que pour des systèmes sous amortie ( $\zeta < 1$ ). La procédure requiert l'étude de l'historique des amplitudes d'oscillations suite à une impulsion ou bien à l'arrêt soudaine d'une excitation forcée.

Le décrément logarithmique,  $\delta$ , est défini en tant que le logarithme naturel du quotient entre deux amplitudes maximales distancé de  $n$  oscillations.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left( \frac{x_0}{x_{n+1}} \right) \quad 2.31$$

Le décrément logarithmique peut ensuite être relié au coefficient d'amortissement par

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad 2.32$$

En réarrangeant l'équation il devient possible d'exprimer le rapport d'amortissement en fonction du décrément logarithmique

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 - \delta^2}} \quad 2.6$$

Lorsqu'un montage expérimental est en place, ces méthodes peuvent être utilisées afin de calculer des coefficients de Rayleigh nécessaire pour représenter l'amortissement dans le domaine fréquentiel des analyses numériques.

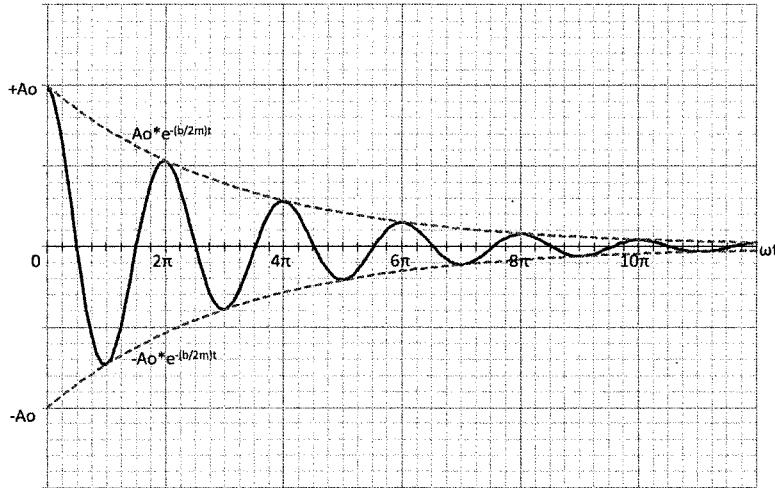


Figure 15: Exemple d'une oscillation sous amortie

### 2.1.6.3 Analyse dynamique linéaire à l'état stationnaire à solution directe

Pour simuler numériquement l'excitation harmonique d'une structure par un actuateur piézoélectrique, l'analyse dynamique linéaire à l'état stationnaire à solution directe est utilisée. Les analyses à solution directes sont les seules à permettre l'utilisation d'éléments piézoélectriques dans Abaqus.

La réponse à l'état stationnaire d'une structure soumis à une excitation forcée est obtenue en solutionnant l'équation [55]

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = fe^{i\omega t}$$

2.7

En assumant que la solution à l'état stationnaire est harmonique avec la fréquence  $\omega$  conduit à

$$[\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C}] \mathbf{u} = \mathbf{f} e^{i\omega t} \quad 2.8$$

La solution à l'équation 2.35 est donnée par

$$\mathbf{u} = [\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C}]^{-1} \mathbf{f} e^{i\omega t} \quad 2.9$$

La solution peut être évaluée par différentes méthodes. Abaqus utilise une méthode de perturbation qui consiste à calculer une solution approchée due à une perturbation par une linéarisation à partir d'un état précédent connu. L'analyse à solution directe, contrairement aux autres analyses dynamiques disponibles dans Abaqus, ne requiert pas une analyse modale préalable. De plus, l'analyse à solution directe est la plus précise, mais aussi la plus coûteuse d'un point de vue de temps de calcul. Ce type de méthode est recommandé pour simuler l'excitation harmonique de structure possédant des propriétés physiques non linéaire et qui peut varier avec la fréquence.

Dans la section suivante, la validité des principes théoriques élaborés sera vérifiée par l'étude de l'excitation forcée d'une poutre en porte-à-faux par un actuateur piézoélectrique.

## 2.2 Étude de l'excitation forcée d'une poutre en porte-à-faux

En premier lieu, ce projet considère la simulation numérique de la vibration forcée d'une poutre soutenue en porte-à-faux par un actuateur piézoélectrique. L'exercice vise à valider la modélisation de l'actuateur piézoélectrique ainsi que les analyses numériques utilisées à l'aide d'un montage expérimental aux relations physiques simples, peu onéreux et facile à instrumenter.

Plus précisément, l'excitation du premier et du second mode de résonance de la poutre est étudié. Ceci est réalisé par l'application d'une tension sinusoïdale aux bornes de l'actuateur piézoélectrique dont la fréquence est égale à la valeur de la fréquence naturelle visée de la poutre. L'amplitude de déplacement et l'accélération à l'extrémité libre de la poutre résultant de l'excitation sont utilisées pour comparer les résultats numériques aux résultats expérimentaux. Expérimentalement, l'amplitude de déplacement est mesurée à l'aide d'images capturées par une caméra haute vitesse tandis que l'accélération est mesurée à l'aide d'un accéléromètre.

### 2.2.1 Description du problème de la poutre en porte-à-faux

L'ensemble poutre/actuateur utilisé est illustré à la Figure 16. La poutre est faite d'aluminium 6061-T6 de module d'élasticité égal à 68.9 GPa et la valeur du coefficient de Poisson est considérée égale à 0.33.

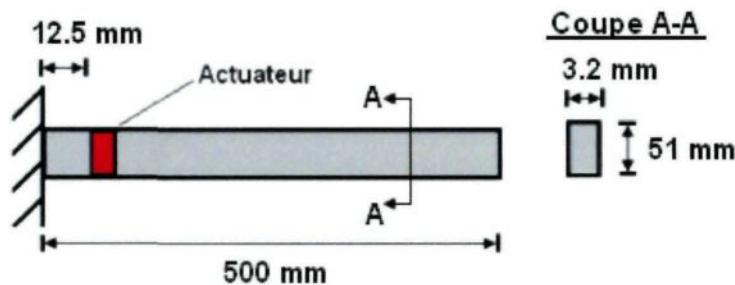


Figure 16: Poutre en porte-à-faux activée par un actuateur piézoélectrique

L’actuateur piézoélectrique est fixé sur la surface de la poutre à une distance de 12.5 mm de l’encastrement à l’aide de l’adhésif Eccobond 286, la préparation de surface préalable au collage est décrite à l’Annexe I. L’actuateur utilisé est le modèle QP20n fabriqué par la compagnie MIDÉ, Figure 17.



Figure 17: Actuateur QP20n de MIDÉ [56]

Les dimensions de l’actuateur sont de 50.8 x 25.4 x 0.762 mm. Ce type d’actuateur est fait de deux lamelles de matériaux PZT collées l’une par-dessus l’autre (Figure 18), chaque lamelle est contenue entre deux électrodes afin de polariser le matériau à travers son épaisseur. Ce type d’actuateur fonctionne donc selon le mode latéral.

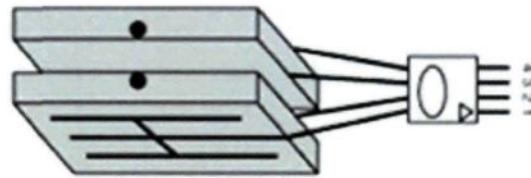


Figure 18: Schéma de principe de l'actuateur QP20n, Un voltage positif est appliqué aux connecteurs 2 et 3 [56]

Les dimensions de ces lamelles piézoélectriques sont données par le fabricant, soit 46 x 21 x 0.254 mm. L'actuateur est modélisé en un seul bloc selon les dimensions de la lamelle piézoélectrique, mais d'épaisseur double. Les propriétés élastiques, diélectriques et piézoélectriques sont telles que définies par le fabricant [56] :

Coefficient piézoélectrique de charge

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 584.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 584.5 & 0 & 0 \\ -190 & -190 & 390 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * 10^{-12} \left[ \frac{\text{m}}{\text{V}} \text{ ou } \frac{\text{C}}{\text{N}} \right] \quad 2.10$$

Propriétés diélectriques

$$\boldsymbol{\epsilon}^T = \begin{bmatrix} 15.32 & 0 & 0 \\ 0 & 15.32 & 0 \\ 0 & 0 & 15.05 \end{bmatrix} * 10^{-9} [\text{F m}^{-1}] \quad 2.11$$

## Propriétés élastiques

$$c^E = \begin{bmatrix} 107.31 & 58.20 & 58.98 & 0 & 0 & 0 \\ 58.20 & 99.84 & 52.84 & 0 & 0 & 0 \\ 58.98 & 52.84 & 91.98 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 21.05 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 22.57 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 22.57 \end{bmatrix} * 10^9 [\text{Pa}] \quad 2.12$$

### 2.2.2 Modèle numérique de l'ensemble poutre/actuateur

La modélisation numérique est entièrement réalisée à l'aide du logiciel de calcul par éléments finis Abaqus/standard. La façon de procéder pour la création du modèle est fort simple. Premièrement, les entités géométriques des composantes du système sont conçues séparément. Puis les propriétés des différents matériaux sont définies et associées aux entités géométriques correspondantes. Ensuite, chaque identité est maillée et assemblée afin de créer le modèle numérique du système. Les conditions limites ainsi que les contraintes liant une pièce à l'autre sont définies au niveau de l'assemblage. À ce point, les analyses numériques désirées sont définies et les simulations peuvent être lancées.

#### 2.2.2.1 Géométrie, attribution des propriétés physiques et maillage

Deux corps volumiques doivent être définis pour ce problème, la poutre rectangulaire et l'actuateur piézoélectrique. Pour l'actuateur, une extrusion est effectuée à

partir d'un schéma rectangulaire de dimensions égales à celle de la lamelle piézoélectrique : 46 mm de longueur par 21 mm de largeur. Le profil rectangulaire est extrudé sur une distance de 0.508 mm. Le matériau de type PZT est ensuite créé dans le logiciel selon les informations présentées à la section 2.2.1, les propriétés élastiques et piézoélectriques sont anisotropes et les propriétés diélectriques sont orthotropes. Le matériau est attribué à l'entité géométrique représentant l'actuateur. Puisque les propriétés du matériau dépendent de la direction, celui-ci doit aussi être associé à un système cartésien afin de les orienter correctement avec le modèle géométrique, Figure 19.

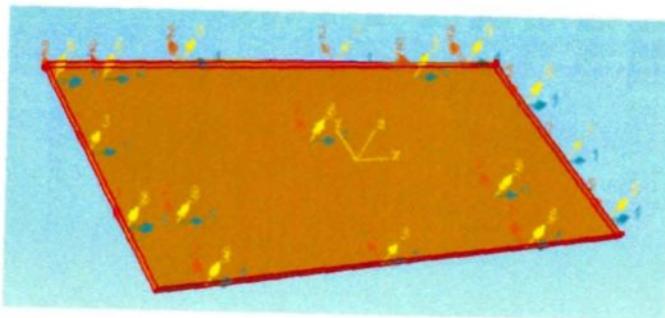


Figure 19 : Modèle numérique de l'actuateur QP20n

Une procédure similaire est répétée pour la poutre. Une extrusion est effectuée à partir d'un schéma rectangulaire de dimensions égales à 500 mm de longueur par 51 mm de largeur. Le profil rectangulaire est extrudé sur une distance de 3.2 mm, Figure 20. Un matériau est créé pour l'aluminium 6061-T6. Pour un matériau isotrope, seulement le module de Young et le coefficient de Poisson doivent être définis, respectivement considérés égale à 68.9 GPa et 0.33. De plus, il est possible de définir à cette étape les coefficients de Rayleigh nécessaire pour tenir compte de l'amortissement du système. Le matériau est ensuite associé au corps volumique représentant la poutre.

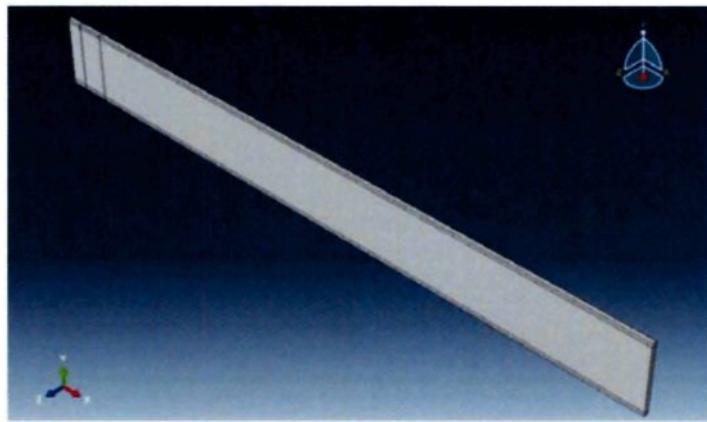


Figure 20 : Modèle numérique de la poutre

La poutre est maillée en utilisant des éléments hexaédriques à intégration réduite, désignés C3D8R, cet élément en forme de brique possède un nœud à chaque coin pour un total de 8. L'actuateur piézoélectrique est quant à lui maillé à l'aide d'éléments hexaédriques piézoélectriques, C3D8E, élément également en forme de brique et possédant un nœud à chaque coin. Ce type d'élément possède des degrés de liberté à la fois électriques et mécaniques afin de traiter les problèmes de nature piézoélectrique.

Pour le maillage, la longueur ainsi que la largeur de l'actuateur ont été découpées en 10 segments égaux de sorte qu'on retrouve un total de 100 éléments sur la face, Figure 21. L'épaisseur est quant à elle divisée en 5 segments de sorte l'actuateur est constitué de 500 éléments C3D8E. La taille des éléments peut être raffinée au besoin.

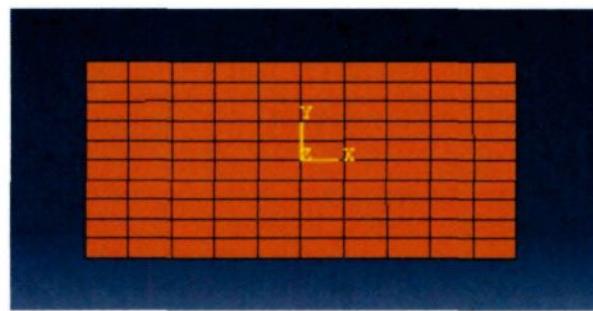


Figure 21: Maillage de l'actuateur

Le maillage de la poutre est contrôlé dans la région où l'actuateur piézoélectrique est fixé. Dans cette région, le maillage de la poutre est identique au maillage de l'actuateur piézoélectrique, Figure 22. Cette configuration permet une coïncidence parfaite des nœuds de l'actuateur aux nœuds de la poutre, ce qui est désiré pour définir la contrainte reliant l'actuateur à la poutre. L'épaisseur de la poutre est divisée en 6 segments permettant d'observer la variation de contrainte à travers l'épaisseur de la poutre. La longueur et la largeur sont quant à elle divisées respectivement en 106 et 12 segments, totalisant 7632 éléments pour représenter numériquement la poutre. Le raffinement des maillages est considéré suffisant aux fins de cette étude.

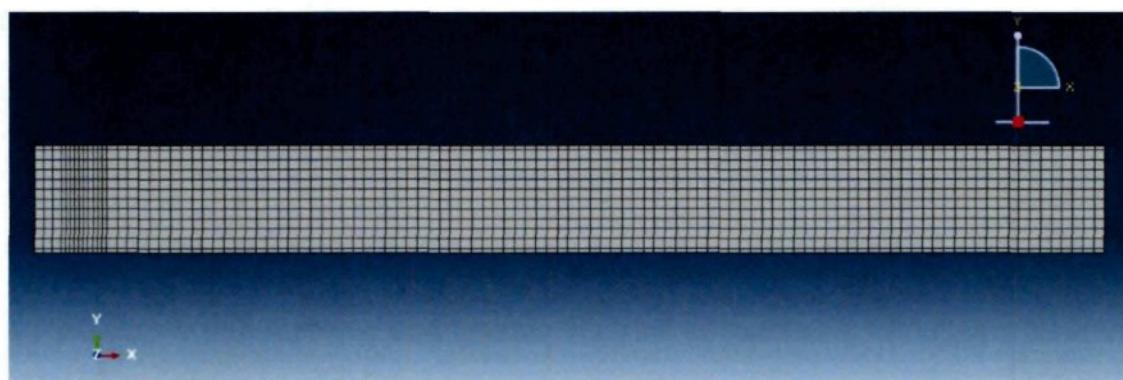


Figure 22: Maillage de la poutre

### 2.2.2.2 Assemblage, contraintes et conditions limites

La fonction d'assemblage d'Abaqus permet de réunir dans le même espace l'actuateur et la poutre. Lors de l'assemblage, des contraintes de positionnements sont utilisées afin de définir l'emplacement initial de chaque composante. En utilisant des contraintes de type « distance face-à-face », l'actuateur est positionné à la position spécifiée à la définition du problème, Figure 16. Par contre, la proximité entre deux faces ne suffit pas à relier mécaniquement les deux composantes. Une contrainte d'attachement est utilisée afin de relier la surface de l'actuateur à la surface de la poutre, Figure 23. Lors de la définition de cette contrainte, la surface de l'actuateur est définie comme surface maîtresse et la surface de la poutre en contact avec l'actuateur comme surface esclave. Ceci modélise donc une liaison parfaite entre l'actuateur et la poutre.

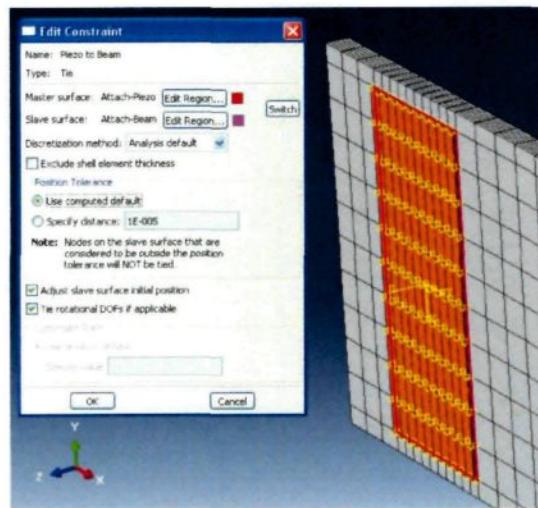


Figure 23: Définition de la contrainte d'attachement

Des conditions limites de déplacement/rotation nul et de potentiel électrique sont utilisées pour ce problème. Pour chaque analyse, la poutre est considérée comme encastrée à son extrémité droite. Une condition limite restreignant tout déplacement et rotation de la poutre au lieu d'encastrement est utilisée, Figure 24.

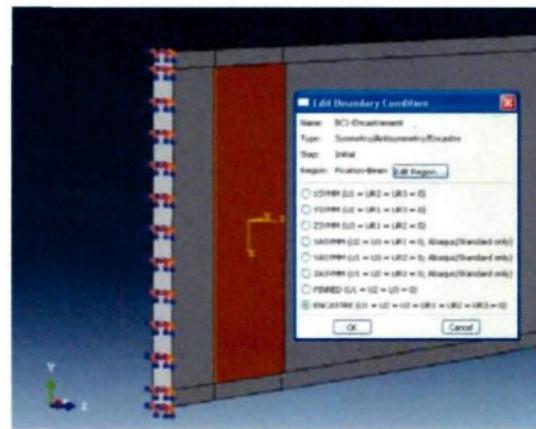


Figure 24: Condition limite d'encastrement

De plus, pour chaque analyse, une condition limite de potentiel électrique nul est appliquée au nœud du coin inférieur gauche de l'actuateur. On assure le potentiel nul sur toute la face inférieure de l'actuateur à l'aide d'une contrainte forçant la valeur imposée à tous les nœuds de cette face, simulant ainsi une électrode. Lors des essais dynamiques, une condition limite de potentiel électrique non nul est appliquée au nœud du coin supérieur gauche. Une seconde contrainte est utilisée pour forcer la valeur imposée à tous les nœuds composant la face supérieure de l'actuateur. La valeur de la condition limite électrique varie sinusoïdalement lors d'une analyse dynamique, simulant ainsi l'excitation électrique de l'actuateur piézoélectrique.

### **2.2.2.3 Analyses numériques et cas de simulations**

Pour simuler l'excitation harmonique de la poutre, deux différentes analyses sont utilisées : l'analyse modale et l'analyse dynamique à l'état stationnaire. L'extraction des valeurs propres sert uniquement à calculer les fréquences de résonance ainsi que la forme des modes de vibration. L'analyse modale est utilisée pour calculer les six premiers modes de résonances et les résultats sont comparés à valeurs analytiques et expérimentales à la section 2.2.4.1.

À la suite de l'identification des fréquences de résonance de la poutre, différents essais dynamiques sont réalisés aux fréquences correspondantes au premier et second mode de résonance. Pour l'excitation des deux premiers modes de vibration, neuf amplitudes de voltage sont considérées : 30, 50, 70, 90, 110, 130, 150, 170 et 190 V<sub>pp</sub>, les résultats sont présentés à la section 2.2.4.4.

### **2.2.3 Validation expérimentale du modèle de la poutre en porte-à-faux**

Un modèle expérimental est utilisé pour vérifier la validité des simulations numériques réalisées aux fréquences de résonance. Le modèle expérimental sert à identifier la valeur des six premières fréquences de résonance, l'amortissement modal ainsi qu'à étudier le déplacement à l'extrémité libre de la poutre lorsqu'excité au premier et second

mode de résonance. Cette section présente le modèle expérimental ainsi que les procédures utilisées.

### **2.2.3.1 Montage expérimental de l'ensemble poutre/actuateur**

Le montage expérimental consiste en une barre rectangulaire en aluminium 6061-T6 soutenu en porte-à-faux à l'aide d'un étau, Figure 25. L'étau utilisé est très massif et est fixé à la base d'une table de fraiseuse. Une forte pression est appliquée à l'aide de l'étau afin de reproduire l'encastrement de la poutre d'aluminium. L'actuateur piézoélectrique QP-20n est fixé à la surface de la poutre à l'aide de l'adhésif Eccobond 286 à l'emplacement présenté précédemment à la Figure 16. Une caméra à haute vitesse MotionBLITZ EoSens Cube 7, capable de 285 000 images par seconde, est utilisée conjointement à une règle afin de mesurer le déplacement de la poutre.



Figure 25 : Montage de la poutre en porte-à-faux

Un accéléromètre PCB 352C22 de Piezotronics est collé à l'extrémité de la poutre, Figure 26. Cet instrument permet la mesure de l'accélération en un point donné. Le PCP 353C22 est léger (0.5 g) et permet de lire des fréquences comprises entre 1 et 10 000 Hz d'amplitude de  $\pm 5000 \text{ m/s}^2$  avec une sensibilité de  $\pm 15\%$ .



Figure 26: Accéléromètre PCB 352C22

Le signal provenant de l'accéléromètre est dirigé vers le conditionneur 480E09 de Piezotronics pour ensuite être lu par le système d'acquisition de donnée Gen2i-2 Bridge 200iso (Figure 27), capable d'un taux d'acquisition maximal de 800 kHz, largement suffisant pour cette étude.

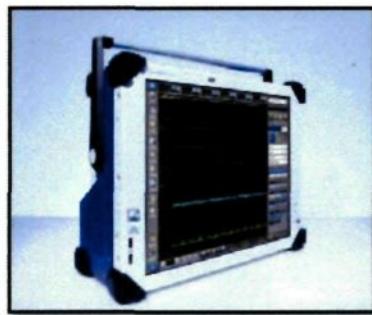


Figure 27: Système d'acquisition de données Gen2i

Pour exciter l'actuateur piézoélectrique, l'amplificateur linéaire EPA-104  $\pm 200 \text{ V}$  de Piezo Systems est utilisé conjointement au générateur de fonction Agilent 33120A. Le

générateur de fonction permet de contrôler la fréquence d'excitation tandis que l'amplificateur permet d'atteindre le voltage désiré. Un oscilloscope est branché à la sortie de l'amplificateur afin de mesurer la tension appliquée à l'actuateur. On peut voir ces équipements à la Figure 28.

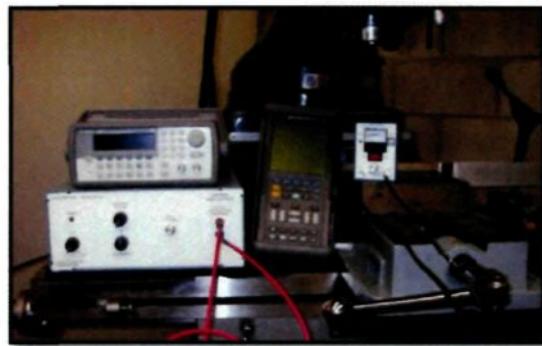


Figure 28 : Équipements électroniques

### **2.2.3.2 Identification des fréquences de résonances**

L'extraction des fréquences naturelles de la poutre en porte-à-faux réalisé à l'aide du modèle numérique est validée à l'aide du montage expérimental. La méthodologie utilisée consiste à varier manuellement la fréquence d'excitation de l'actuateur jusqu'à ce que la fréquence d'excitation corresponde à une fréquence de résonance de la poutre. Ceci est indiqué par l'amplification de l'intensité de vibration de la poutre, facilement observable à l'aide des mesures provenant de l'accéléromètre. L'étude est limitée à l'identification des six premières fréquences de résonance, les fréquences identifiées sont

comparées aux résultats numériques et aux valeurs analytiques calculées par l'équation 2.22.

### **2.2.3.3 Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement**

Les coefficients d'amortissement caractérisant le premier et le second mode de résonance de la poutre sont identifiés à l'aide de la méthode de la bande passante présentée à la section 2.1.6.2. Ces deux coefficients sont ensuite utilisés afin d'intégrer l'amortissement dans le modèle numérique. La procédure expérimentale est simple, la poutre est préalablement excitée à  $100 \text{ V}_{\text{pp}}$  à la fréquence de résonance visée et l'amplitude de l'accélération à l'extrémité libre de la poutre est mesurée. Cette mesure est multipliée par  $2^{-1/2}$ , identifiant l'amplitude de l'accélération inférieure de 3 dB par rapport à l'amplitude maximale obtenue à la résonance. La fréquence d'excitation est réduite jusqu'à ce que l'amplitude de l'accélération atteigne la valeur de -3 dB, cette fréquence est enregistrée. La même procédure est répétée, mais en augmentant la fréquence. Le coefficient d'amortissement est calculé pour chaque mode de résonance par l'équation 2.30.

#### **2.2.3.4 Amplitude de déplacement sous une excitation harmonique**

Pour le premier et le second mode de résonance de la poutre seulement, l'amplitude de déplacement et d'accélération à l'extrémité libre est mesurée aux fins de comparaison avec les simulations numériques.

La procédure consiste à exciter initialement l'actuateur à la fréquence de résonance visée à un voltage de  $30 \text{ V}_{\text{pp}}$ . La caméra haute vitesse est utilisée pour capturer une série d'images du cycle de déplacement de la poutre. Les mesures provenant de l'accéléromètre pour un cycle de déplacement complet à un taux d'acquisition 2.5 kHz. La valeur du voltage d'excitation est ensuite augmentée par saut de  $20 \text{ V}_{\text{pp}}$  et la procédure est répétée, jusqu'à un voltage de  $190 \text{ V}_{\text{pp}}$ . Ainsi le déplacement et l'accélération pour l'excitation du premier et second mode de résonance sont étudiés pour des excitations à 30, 50, 70, 90, 110, 130, 150, 170 et  $190 \text{ V}_{\text{pp}}$ .

#### **2.2.4 Résultats de la validation du modèle numérique de la poutre en porte-à-faux**

Cette section présente les résultats numériques et expérimentaux obtenus pour l'identification des fréquences de résonance et des amplitudes des vibrations dues à l'excitation forcée du premier et deuxième mode de la poutre.

#### **2.2.4.1 Extraction des valeurs propres; résultats numériques, théoriques et expérimentaux**

Le

Tableau 5 présente les six premières fréquences de résonance de la structure obtenue théoriquement, numériquement et expérimentalement. Les fréquences de résonance sont déterminées expérimentalement en variant la fréquence d'actuation et en observant la lecture provenant d'un accéléromètre positionné à l'extrémité libre de la poutre. L'amplitude du signal provenant de l'accéléromètre atteint un maximum au voisinage de chaque fréquence de résonance.

La valeur analytique des fréquences de résonance est quant à elle obtenue à l'aide de l'équation 2.22 et de l'information présentée précédemment au Tableau 4. Par exemple, pour le calcul de la première fréquence de résonance :  $k_1L = 1.875$ ,  $E = 68.9$  GPa,  $\rho = 2\ 700$  kg/m<sup>3</sup>

$$f_1 = \frac{k_1^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = \frac{\left(\frac{1.875}{0.5}\right)^2}{2\pi} \sqrt{\frac{(68.9 * 10^9) \left(\frac{0.051 * 0.0032^3}{12}\right)}{2700 * 0.051 * 0.0032}} = 10.44 \text{ Hz} \quad 2.13$$

La valeur numérique des fréquences de résonance est obtenue à l'aide de l'analyse modale réalisée sur le modèle numérique de la poutre en porte-à-faux.

Tableau 5: Fréquences de résonance de la poutre

Méthode	Fréquences de résonance (Hz)						Écart moyen par rapport à la valeur analytique
	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$	$f_6$	
<b>Analytique</b>	10.4	65.0	182.0	356.7	589.6	880.7	
<b>Numérique</b>	10.6	65.9	183.8	359.5	593.64	886.4	1.1 %
<b>Expérimentale</b>	10.1	63.4	175.9	344.4	569.4	849.6	3.4%

Le

Tableau 5 mets en évidence que les trois méthodes utilisées pour évaluer les fréquences de résonance de la poutre en porte-à-faux sont en accord. Les résultats montrent que la solution analytique aux modes de résonance diffère des résultats numériques en moyenne que de 1.1%. Cette même différence est en moyenne de 3.4% pour les résultats obtenus expérimentalement, différence qui peut résulter d'un encastrement imparfait et de légère différences des propriétés mécaniques et dimensionnelles de la poutre. La forme et la fréquence des 6 premiers modes de vibration prédis par l'analyse fréquentielle sont présentées à la Figure 29.

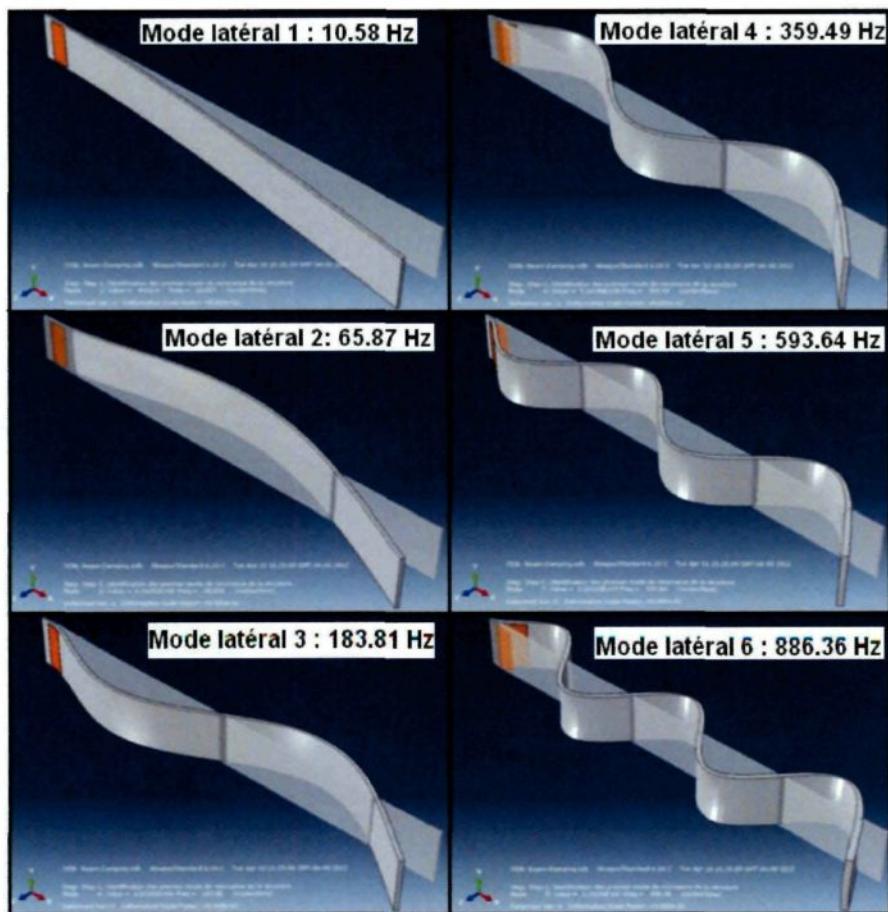


Figure 29 : Les six premiers modes de vibration latérale de la poutre en porte-à-faux

#### **2.2.4.3 Résultats de la détermination expérimentale du coefficient d'amortissement**

Le coefficient d'amortissement caractérisant le premier et le second mode de résonance de la poutre a été évalué à l'aide de la méthode de la bande passante.

L'amplitude de l'accélération mesurée à l'extrémité de la poutre est utilisée lors des essais expérimentaux.

La fréquence de résonance a été préalablement identifiée en balayant la fréquence d'actuation aux alentours d'une réponse maximale. La fréquence générant la réponse maximale d'accélération était notée et le facteur  $1/\sqrt{2}$  appliquée. La fréquence d'excitation était ensuite augmentée (et diminuée) jusqu'à ce que la valeur de l'accélération corresponde à  $a_{max}/\sqrt{2}$ , produisant ainsi les fréquences  $\omega_1$  et  $\omega_2$ . La procédure a été appliquée aux deux premiers modes de résonance, les résultats obtenus sont résumés au Tableau 6.

Tableau 6: Coefficient d'amortissement du modèle expérimental

	$a_{max}$	$\omega_0(\text{hz})$	$A_{max}/\sqrt{2}$	$\omega_1(\text{hz})$	$\omega_2(\text{hz})$	$\zeta$
<b>Mode 1</b>	$28.5 \text{ m/s}^2$	10.06	$20.15 \text{ m/s}^2$	9.986	10.108	0.0061
<b>Mode 2</b>	$189.5 \text{ m/s}^2$	62.73	$134.00 \text{ m/s}^2$	62.514	62.998	0.0038

Les coefficients d'amortissements identifiés pour les deux premiers modes de résonance permettent de solutionner l'équation 2.29 :

$$\alpha_R = 0.018 \text{ et } \beta_R = 0.00058$$

Les coefficients de Rayleigh sont ajoutés au modèle numérique dans l'étape de définition du matériau de la poutre afin d'inclure l'influence de l'amortissement dans le modèle numérique lors des essais dynamiques.

#### **2.2.4.4 Validation de l'amplitude de vibration**

L'excitation forcée de la poutre est simulée à l'aide d'une analyse dynamique à l'état stationnaire à solution directe. Les résultats numériques sont validés en comparant le déplacement et l'accélération à l'extrémité libre de la poutre avec les mesures effectuées sur le modèle expérimental. Une caméra haute vitesse et un accéléromètre sont utilisés pour effectuer les mesures. Cette section présente dans un premier temps les résultats des simulations numériques puis les mesures expérimentales de déplacement et d'accélération à l'extrémité libre de la poutre en porte-à-faux pour ensuite en faire la comparaison.

##### *2.4.4.4.1 Résultats des simulations numériques*

Le modèle numérique permet d'obtenir plusieurs informations sur la poutre en vibration harmonique, plus précisément les déplacements, déformations, contraintes ainsi que la vitesse et l'accélération en tout point du modèle, et ce à tout instant du mouvement harmonique. Tous les résultats présentés dans cette section correspondent à leur valeur maximale au cours du cycle harmonique.

Les simulations couvrent deux fréquences, soit 10.58 Hz et 65.87 Hz, pour différents voltages appliqués aux bornes de l'actuateur piézoélectrique (30 à 190 V<sub>pp</sub>). Un exemple de résultats obtenu est présenté à la Figure 30, l'ensemble des résultats numériques peut être consulté à l'annexe II.

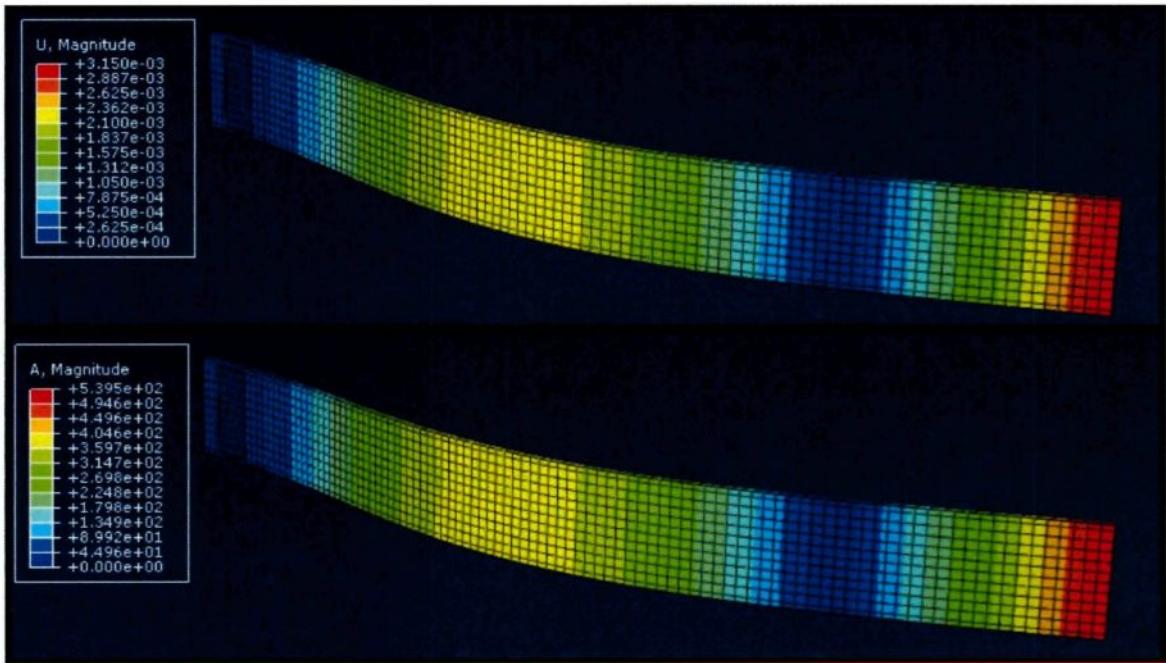


Figure 30: Champs de déplacement (a) et d'accélération (b) de la poutre excitée à son 2<sup>ième</sup> mode de vibration (170 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

Lorsque le déplacement de la poutre est maximal, la vitesse de déplacement est nulle et l'accélération est maximale, les deux résultats présentés à la Figure 30 sont donc au même instant. La forme d'onde du deuxième mode est caractérisée par la présence d'un seul nœud, à cet endroit le déplacement et l'accélération sont nuls (régions bleues).

L'endroit de déplacement et d'accélération maximal le long de la poutre est naturellement à l'extrémité libre. Pour le cas présenté à la Figure 30, ils sont respectivement de 3.15 mm et de 53.95 m/s<sup>2</sup>. L'ensemble des résultats des simulations numériques est présenté à la Figure 31.

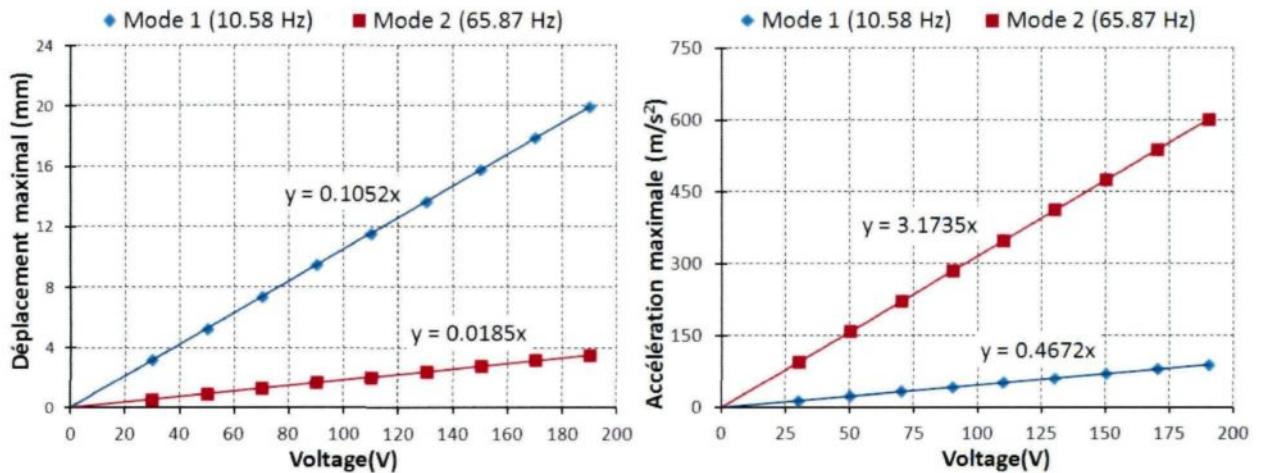


Figure 31: Simulation numérique du déplacement et de l'accélération en fonction du voltage appliquée

Les simulations numériques démontrent que l'augmentation de l'amplitude de déplacement et d'accélération évolue linéairement avec l'augmentation de la tension électrique appliquée à l'actuateur. Considérant la forme du 1<sup>ier</sup> et 2<sup>ième</sup> mode (Figure 29), l'amplitude de déplacement devrait être plus grande pour le premier mode que le deuxième, ce qui est confirmé par les simulations numériques. Pour l'accélération, bien que le déplacement du 2<sup>ième</sup> mode soit considérablement inférieur à celui du premier, la fréquence de ce mode est en revanche plus élevée. Les résultats montrent que l'accélération du deuxième mode est plus élevée que celle du premier mode.

#### 2.4.4.4.2 Mesures expérimentales de déplacement et d'accélération

Dans le but de valider les simulations numériques, les cas de simulations ont été reproduits en laboratoire à l'aide du montage présenté à la section 2.2.3. La fréquence d'actuation pour chaque mode correspond à la fréquence de résonance identifiée sur le

modèle expérimental. Le voltage est mesuré aux bornes de l'actuateur à l'aide d'un oscilloscope.

L'amplitude de déplacement est déterminée en photographiant le déplacement de la poutre au-dessus d'une échelle graduée. Les photographies sont effectuées à l'aide d'une caméra haute vitesse. De plus, un accéléromètre fixé à l'extrémité libre est utilisé afin de mesurer l'accélération. Les essais expérimentaux couvrent donc les deux premiers modes (10.1 Hz et 63.4 Hz) excités par l'application d'un voltage sinusoïdale aux bornes de l'actuateur piézoélectrique d'amplitude variant de 30 à 190 V<sub>pp</sub>.

La Figure 32 montre la position de la poutre aux instants où le déplacement est maximal pour l'excitation du premier mode à 150 V<sub>pp</sub>. L'échelle est graduée en 1/64<sup>e</sup> de pouce, l'amplitude de déplacement est déterminée par la différence des amplitudes maximales obtenues dans les deux directions et en divisant par deux le résultat.

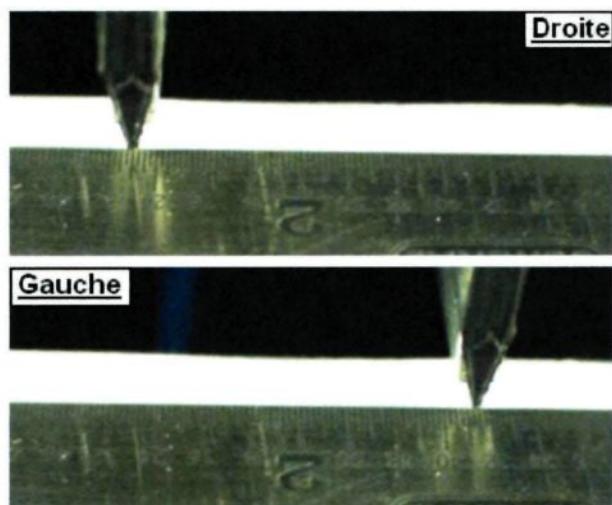


Figure 32 : Amplitude de déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 150 V<sub>pp</sub>

Pour les mesures obtenues à l'aide d'images prises par la caméra haute vitesse, Figure 32, l'amplitude de déplacement à l'extrémité libre de la poutre est simplement

$$d_{amp} = \frac{\left( \left( 2'' + \frac{28}{64}'' \right) - \left( 1'' + \frac{34}{64}'' \right) \right)}{2} * \frac{25.4 \text{ mm}}{1''} = 11.5 \pm 0.4 \text{ mm} \quad 2.14$$

Un second exemple de résultats est présenté à la Figure 33, l'amplitude de déplacement étant moins important pour le second mode de vibration la résolution des images prises par la caméra haute vitesse pouvait être réduite. L'amplitude de déplacement mesuré à l'aide de la Figure 33 est

$$d_{amp} = \frac{\left( \left( 2'' + \frac{8}{64}'' \right) - \left( 1'' + \frac{8}{64}'' \right) \right)}{2} * \frac{25.4 \text{ mm}}{1''} = 3.18 \pm 0.4 \text{ mm} \quad 2.15$$

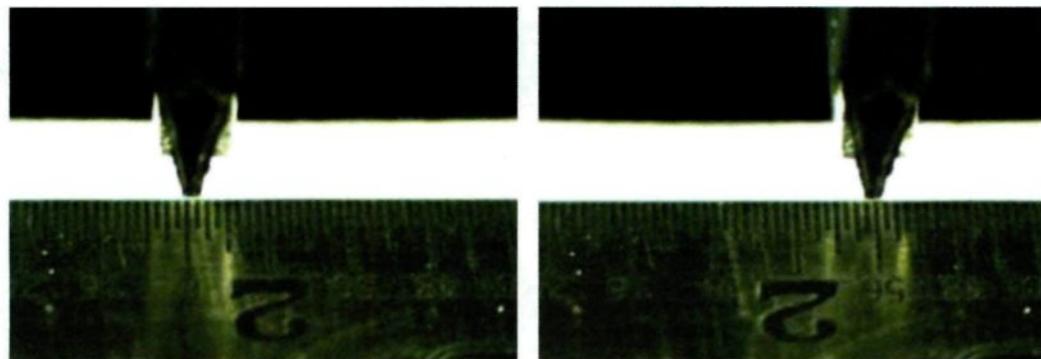


Figure 33 : Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excité à 63.4 Hz sous 150 V<sub>pp</sub>

L'ensemble des images utilisées pour mesurer l'amplitude de déplacement de l'extrémité libre de la poutre peut être consulté à l'annexe II. L'amplitude de déplacement mesurée pour les différents cas d'excitation est présentée à la Figure 34.

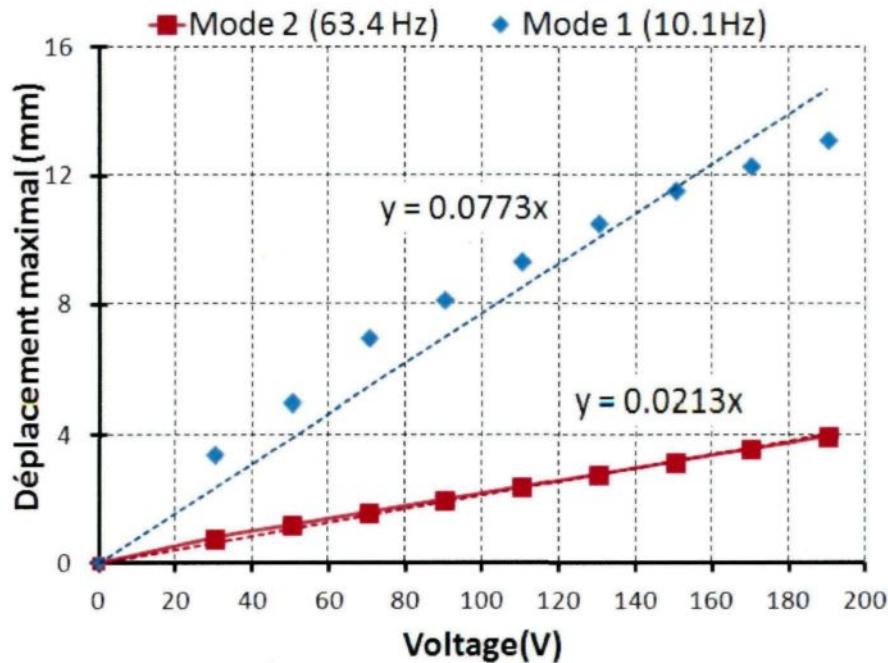


Figure 34: Déplacement maximal en fonction du voltage appliquée obtenu expérimentalement

Les résultats présentés à la Figure 34 montrent une relation linéaire entre le déplacement et la tension électrique appliquée aux bornes de l'actuateur. Similairement aux résultats numériques, le premier mode présente le plus grand déplacement. La linéarité du second mode est supérieure à celle obtenue pour le premier mode.

Lorsqu'excitée harmoniquement à une fréquence de résonance, la poutre forme une onde stationnaire. À chaque endroit le long de la poutre, à l'exception des nœuds, le

déplacement et l'accélération varient dans le temps de façon sinusoïdale. À l'aide de l'accéléromètre positionné à l'extrémité libre de la poutre et du système d'acquisition de données, l'évolution de l'accélération dans le temps a été enregistrée pour chaque cas d'excitation. La Figure 35 montre l'accélération pour différents cas d'excitation du premier mode de vibration de la poutre.

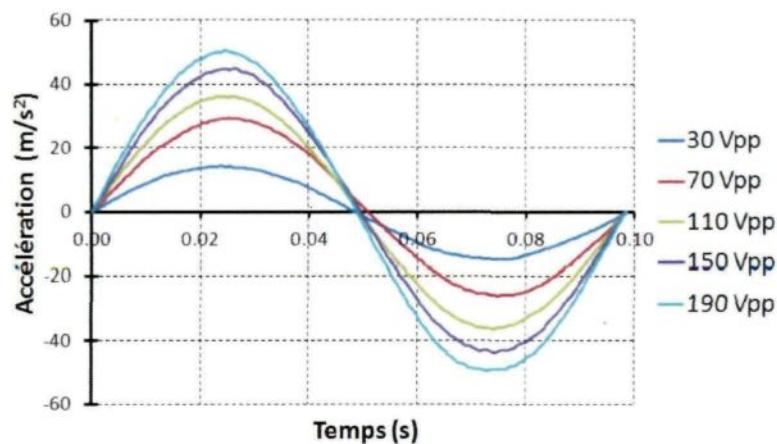


Figure 35 : Accélération en fonction du temps à l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz

Les données recueillies ont été utilisées afin d'étudier la relation de l'accélération maximale en fonction du voltage appliqué pour chaque cas d'excitation, Figure 36.

Les données d'accélération sont en accord avec les mesures de déplacement réalisées avec la caméra haute-vitesse. L'accélération augmente linéairement avec un certain décalage par rapport à l'origine. Comme observée dans les simulations numériques, l'accélération est plus grande pour le second mode que pour le premier en raison de la fréquence plus élevée.

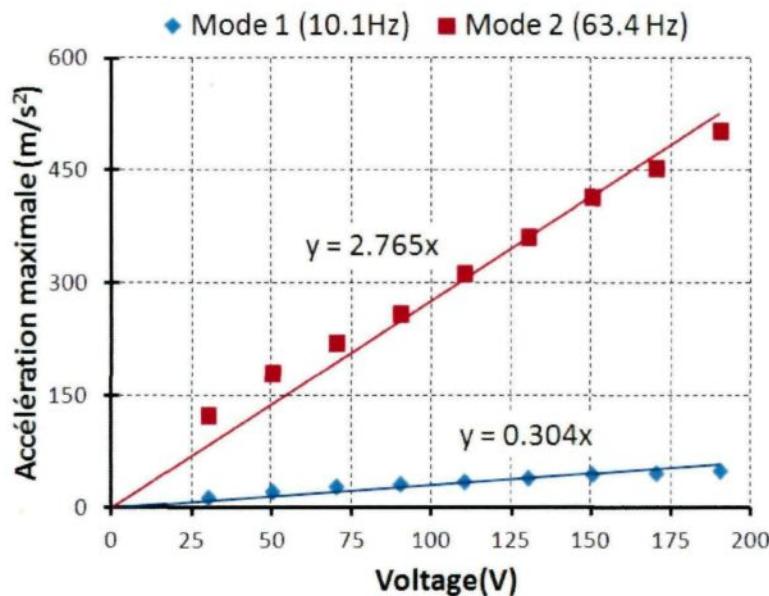


Figure 36 : Accélération maximale obtenue expérimentalement en fonction du voltage appliqué

#### 2.4.4.4.3 Comparaison des mesures numériques et expérimentales

La Figure 37 montre le déplacement maximal en fonction de la tension appliquée pour le premier mode prédit numériquement et mesuré expérimentalement. Pour les essais à 30, 50 et 70 V<sub>pp</sub>, les résultats numériques sont en parfait accord avec les mesures expérimentales. Pour les tensions plus élevées, l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux croît de sorte qu'à 190 V<sub>pp</sub>; le déplacement prédit par le modèle numérique est de 20 mm tandis que celui mesuré était de 13 mm.

Contrairement aux résultats numériques, les résultats expérimentaux ne sont pas parfaitement linéaires. En fait, le taux d'augmentation de l'amplitude semble diminuer à deux reprises, soit à 70 V<sub>pp</sub> et 170 V<sub>pp</sub>. Si le taux d'augmentation entre 30 et 70 V<sub>pp</sub> avait

été maintenus, les deux droites seraient presque identiques. Pour une utilisation entre 0 et 200 V<sub>pp</sub>, l'erreur maximale est d'environ 35%.

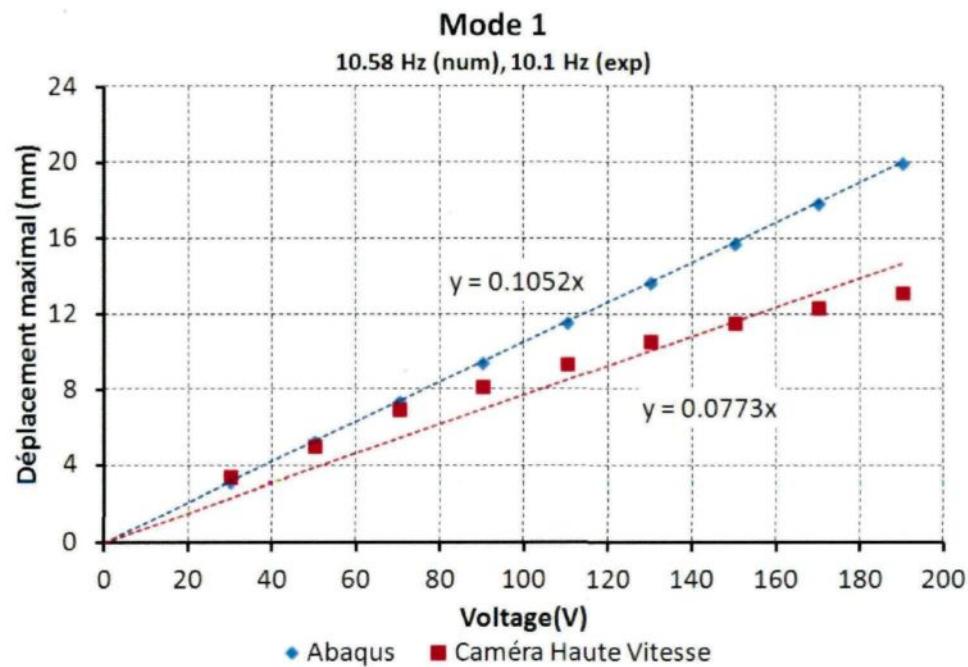


Figure 37 : Déplacement maximal de l'extrémité libre de la poutre excitée à son premier mode de vibration

L'accélération maximale en fonction de la tension appliquée prédite numériquement et celle mesurée expérimentalement pour le premier mode sont présentées à la Figure 38. Les mesures d'accélérations corroborent les résultats de déplacement présentés à la Figure 37. Pour le premier mode, le modèle numérique est en accord avec les résultats expérimentaux pour des voltages appliqués de 0 à 70 V<sub>pp</sub>. Au-delà de 70 V<sub>pp</sub>, le taux d'augmentation de l'accélération du modèle expérimental diminue. À 190 V<sub>pp</sub>, l'accélération à l'extrémité libre de la poutre est prédite à 89 m/s<sup>2</sup> tandis qu'elle a été mesurée à 51 m/s<sup>2</sup>, soit 43% d'écart.

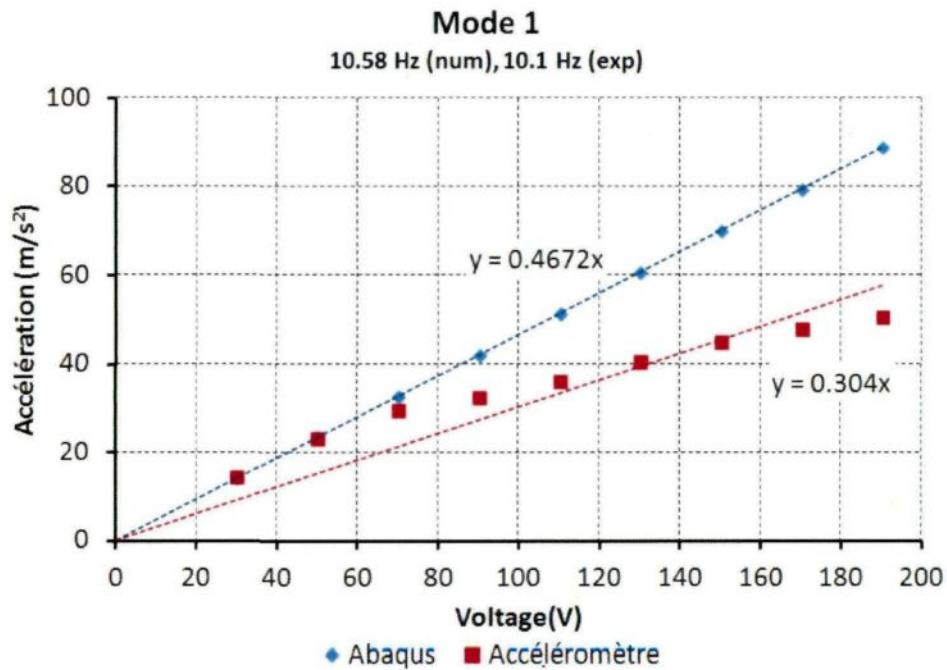


Figure 38 : Accélération maximale à l'extrémité libre de la poutre excitée à son premier mode de vibration

La Figure 39 montre le déplacement maximal en fonction de la tension appliquée pour le second mode obtenu numériquement et expérimentalement. Pour le deuxième mode, les résultats numériques et expérimentaux montrent une excellente concordance pour tous les cas d'excitation. L'effet du décalage par rapport à l'origine des résultats expérimentaux est ici moins évident, à 190 V<sub>pp</sub> le déplacement prédict numériquement est de 3.5 mm tandis qu'il a été mesuré à 4 mm, soit 12.5% d'écart.

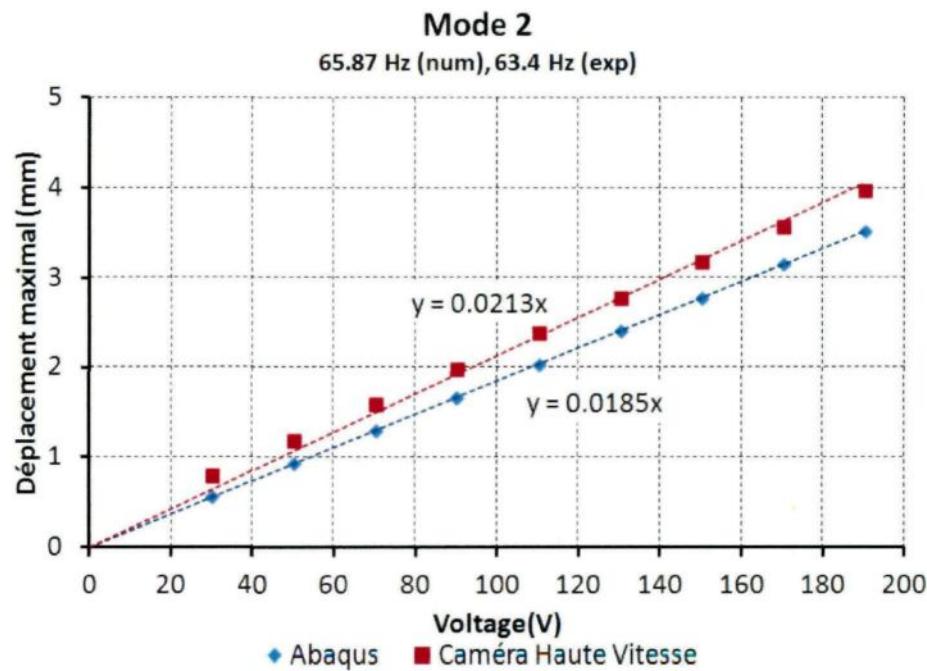


Figure 39 : Déplacement maximal de l’extrémité libre de la poutre excitée à son deuxième mode de vibration

L’accélération maximale en fonction de la tension appliquée prédite numériquement et mesurée expérimentalement pour le second mode est présentée à la Figure 40. Tel que pour le déplacement, l’accélération calculée par les simulations numériques est similaire à celle mesurée expérimentalement. Il est intéressant de noter que la droite obtenue par les résultats numériques augmente plus rapidement que celle obtenue par les mesures expérimentales. Cela est dû à la fréquence d’excitation plus élevée pour exciter le deuxième mode lors des simulations numériques.

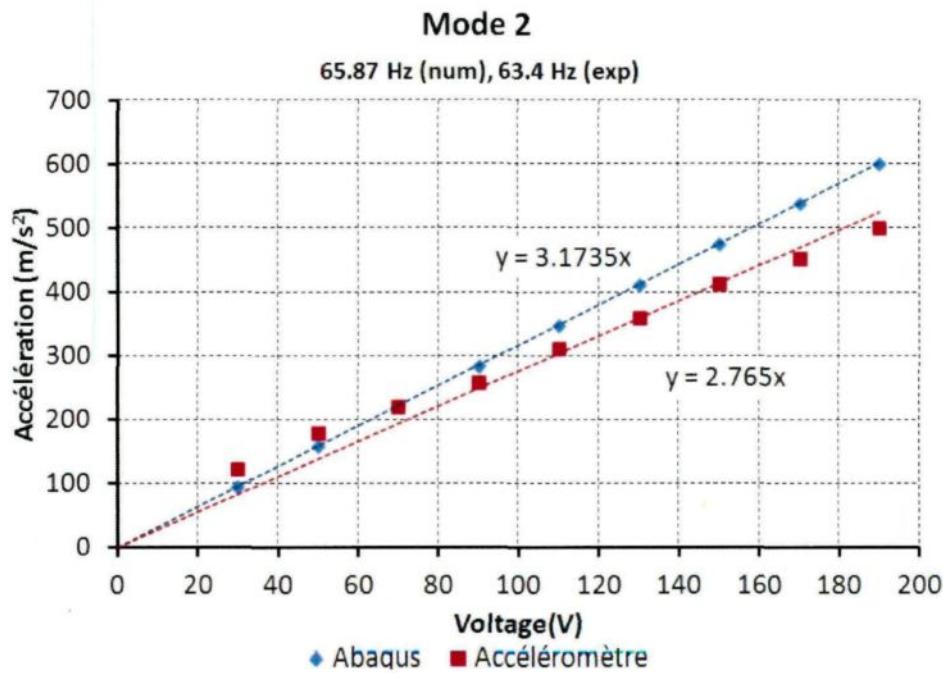


Figure 40 : Accélération maximale à l’extrémité libre de la poutre excitée à son deuxième mode de vibration

## 2.2.5 Analyse des résultats de la validation du modèle de la poutre en porte-à-faux

Une poutre en porte-à-faux a été utilisée afin d’effectuer une validation expérimentale des simulations numériques dans le cas où un actuateur piézoélectrique est utilisé pour exciter la structure à une fréquence de résonance.

Pour valider l’analyse modale, la fréquence de résonance des six premiers modes latéraux de la poutre calculée numériquement a été comparée aux fréquences obtenues analytiquement et expérimentalement.

Pour valider l'analyse dynamique à l'état stationnaire, l'excitation du premier et du second mode de résonance de la poutre a été simulée et reproduit expérimentalement pour des tensions appliquées de 30 à 190 V<sub>pp</sub>. Le déplacement à l'extrémité libre de la poutre a été mesuré expérimentalement à l'aide d'images provenant prises par une caméra haute-vitesse tandis que l'accélération a été mesurée à l'aide d'un accéléromètre. Les mesures expérimentales ont ensuite été comparées aux résultats provenant des simulations numériques.

La validation de l'analyse modale a démontré sans surprises que le modèle numérique prédit précisément les modes ainsi que les fréquences de résonance de la poutre. Effectivement, l'écart relatif entre les résultats numériques et analytiques n'était que de 1.1% en moyenne. L'écart était de 3.4% entre les résultats expérimentaux et analytiques. L'étude a permis de valider à la fois les simulations numériques, mais aussi le montage expérimental. Les excellents résultats expérimentaux démontrent que le système de support est suffisamment rigide pour simuler un encastrement et que les propriétés de l'aluminium sont effectivement similaires à celles supposées dans le modèle numérique. Par contre, il en demeure imparfait et une certaine perte d'énergie dans l'encastrement est inévitable.

L'obtention du coefficient d'amortissement pour le premier et le second mode par la méthode de la bande passante a démontré la nature fortement sous-amortie du système considéré ( $\zeta_1 = 0.0061$  et  $\zeta_2 = 0.0038$ ). Malgré le faible amortissement, il est nécessaire d'inclure une certaine forme d'amortissement dans le modèle numérique afin d'obtenir des résultats représentatifs lorsqu'une fréquence de résonance est excitée.

Les résultats de l'analyse dynamique à l'état stationnaire réalisée pour le 1<sup>ier</sup> et 2<sup>ième</sup> modes ont été comparés aux mesures expérimentales. Un maillage fin a été utilisé pour les analyses de sorte que les résultats numériques ne présentaient aucun changement avec la variation de la taille des éléments. Globalement, l'étude comparative tend à confirmer la validité des simulations numériques. Les résultats numériques démontrent une relation parfaitement linéaire entre l'amplitude de déplacement la tension appliquée pour une fréquence donnée. Le comportement linéaire de l'actuateur est en accord avec la théorie et est aussi supporté par les résultats expérimentaux. À l'aide de la caractérisation de l'amortissement, les amplitudes de déplacement obtenu numériquement sont similaires aux amplitudes de déplacements mesurées sur le montage expérimental, spécialement pour le deuxième mode.

Les résultats obtenus pour le premier mode suggèrent une variation du facteur d'amplification à la résonance, Figure 41. Cette modification pourrait être causée par un relâchement de l'étau utilisé pour soutenir la poutre en porte-à-faux. Le relâchement serait causé par la vibration de la poutre, modifiant légèrement la valeur de la fréquence de résonance. Puisque la fréquence d'excitation n'était pas contrôlée, il est donc fort probable que l'excitation était quelque peu différente de la fréquence de résonance.

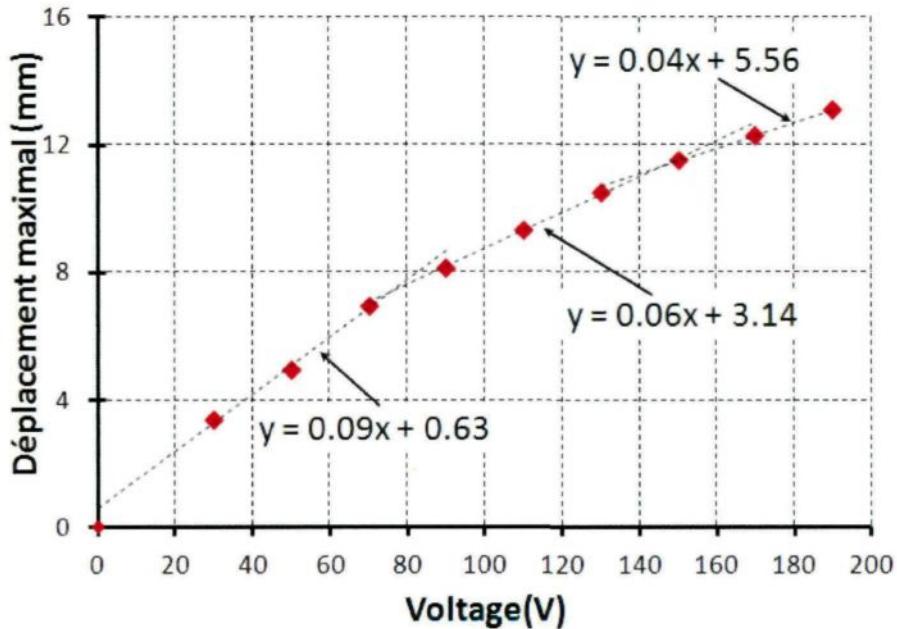


Figure 41: Modification du facteur d'amplification lors de l'excitation du premier mode

## 2.3 Résumé du Chapitre 2

Le chapitre 2 présente divers concepts théoriques en liens avec le sujet de ce projet de maîtrise qui est la modélisation de système de dégivrage piézoélectrique. Ainsi, les équations de la piézoélectricité de même que les propriétés physiques de ce type de matériau ont été abordées. En vue d'introduire le lecteur à l'étude de la résonance des structures mécaniques, la théorie derrière le calcul analytique des fréquences et des modes de résonance d'une poutre soutenue en porte-à-faux a été présentée. Enfin, une introduction

à l'analyse des vibrations par la méthode des éléments finis est présentée afin de démontrer les principes sur lesquels s'appuie le logiciel numérique utilisé dans le cadre de ce projet.

Comme point de départ pour ce projet, le cas bien connu de l'excitation forcée d'une poutre en porte-à-faux a été considéré. L'exercice a été réalisé dans le but de valider la modélisation de l'actuateur piézoélectrique ainsi que la définition des analyses numériques. Simultanément, l'exercice a permis de valider les procédures expérimentales utilisées pour valider les simulations numériques. Les résultats de la validation ont démontré la capacité du modèle numérique à prédire les fréquences et les modes de résonance, de même qu'à simuler avec une bonne précision l'excitation harmonique de la structure. Les concepts explorés dans ce chapitre seront appliqués pour étudier l'excitation d'une structure plus complexe, soit une plaque plane soutenue par deux encastrements.

## **CHAPITRE 3**

### **SIMULATION DE L'EXCITATION HARMONIQUE D'UNE PLAQUE PLANE**

Ce chapitre reprend les procédures élaborées au Chapitre 2 pour la poutre en porte-à-faux et les appliquent à une plaque plane. La plaque plane est modélisée numériquement à l'aide d'Abaqus et un modèle expérimental est conçu pour la validation des simulations numériques. Le modèle expérimental est utilisé afin de caractériser l'amortissement modal par la méthode du décrément logarithmique. Une validation rigoureuse de l'analyse modale est réalisée de même que pour l'excitation harmonique de la plaque à différents modes de vibration et intensités d'excitation. Le modèle numérique est par la suite utilisé afin d'étudier l'influence de la rigidité et de l'épaisseur de la plaque, de même que de la position de l'actuateur piézoélectrique sur l'amplitude des déplacements produits par l'excitation de différents modes de vibrations.

### **3.1 Description de la modélisation du système de la plaque plane**

Afin d'étudier la modélisation d'un système de dégivrage par éléments piézoélectriques, une plaque plane rectangulaire encastrée sur la longueur est utilisée. La plaque offre un milieu continu apte à étudier les paramètres clés à la conception d'un système de dégivrage piézoélectrique pour n'importe qu'elle autre structure à parois minces. Avantageusement à ce projet, l'utilisation d'une plaque plane permet de simplifier la validation expérimentale.

La Figure 42 montre le système considéré pour la validation du modèle numérique d'un système de dégivrage par éléments piézoélectriques. Une plaque plane en aluminium

2024-T3 est supportée par quatre barres en acier. L'encastrement sur la longueur permet d'étudier l'excitation des modes de vibration d'une peau vibrante, une pression est appliquée entre chaque barre d'acier afin d'empêcher tout déplacement et rotation de la plaque à l'endroit de support.

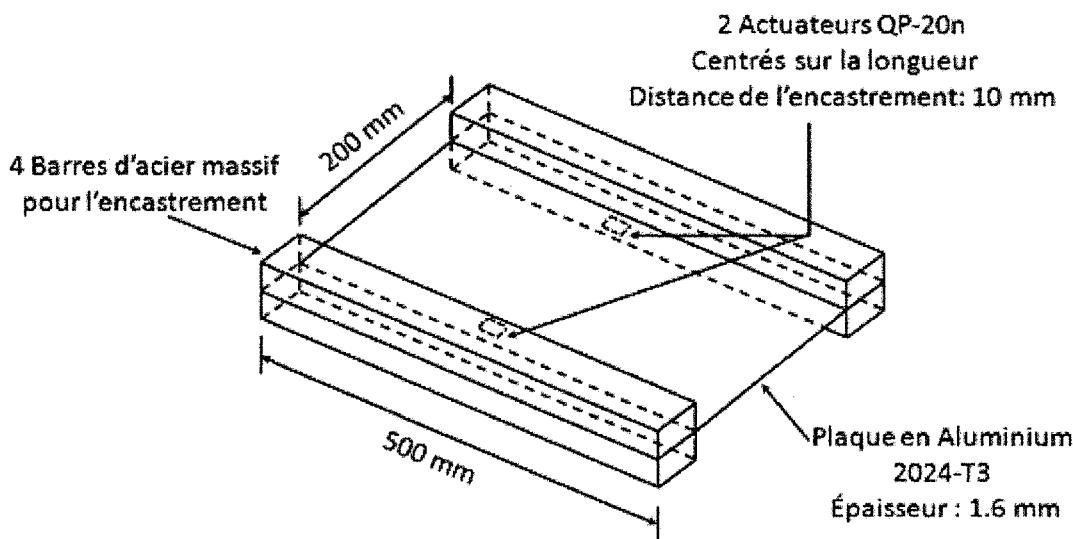


Figure 42: Schéma du montage de la plaque plane

L'excitation de la plaque s'effectue au moyen des mêmes actuateurs que ceux utilisés sur la poutre; leurs propriétés mécaniques, électriques et piézoélectriques sont décrites à la section 2.2.1. Les actuateurs sont positionnés à une distance de 10 mm de la zone d'encastrement, centrés sur la longueur de la plaque.

La création du modèle reprend principalement les étapes décrites à la section 2.2.2 pour la poutre en porte-à-faux. Aucune modification n'est apportée à la forme ni au matériau de l'actuateur piézoélectrique. Une contrainte d'attachement de type nœud-à-

nœud est utilisée pour relier mécaniquement les actuateurs à la plaque. Les différences entre les deux modèles résident dans la structure sur laquelle les actuateurs sont fixés et les propriétés physiques de celle-ci. La plaque est soutenue par deux encastrements sur sa largeur.

La plaque plane est modélisée en tant qu'une structure à parois minces, l'épaisseur de la plaque est donc virtuelle. Ceci s'avère pratique pour limiter la taille ainsi que la distorsion des éléments finis puisque l'épaisseur est beaucoup moins grande que la largeur et la longueur de la plaque. La plaque est donc simplement définie selon sa superficie et son épaisseur est attribuée comme propriété de section, Figure 43.

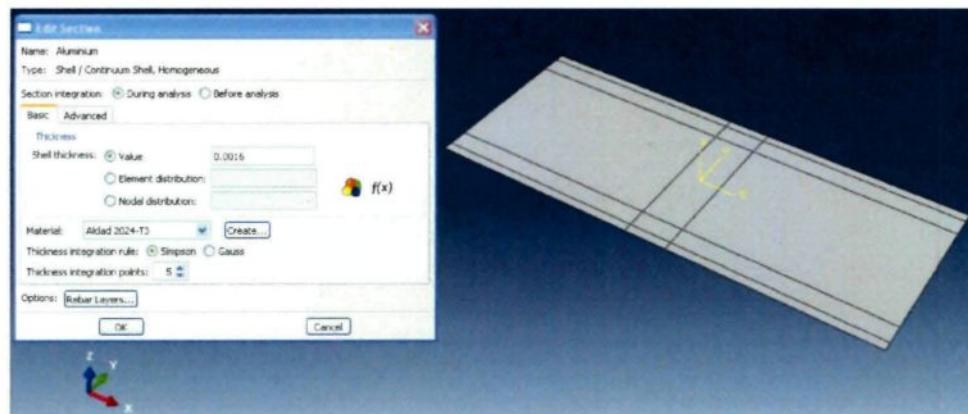


Figure 43 : Modèle numérique de la plaque plane

La superficie de la plaque est découpée en section afin de contrôler le maillage aux régions où les actuateurs piézoélectriques sont fixés à la plaque, tout en assurant une forme rectangulaire à tous les éléments. Le maillage de l'actuateur est identique à celui utilisé dans le modèle de la poutre en porte-à-faux, soit 10 éléments dans le sens de la longueur et

de la largeur et 5 éléments suivant l'épaisseur pour un total de 500 éléments piézoélectriques C3D8E.

Les éléments coquilles S4R sont utilisés pour le maillage de la plaque plane. La taille des éléments de la plaque est identique à ceux utilisés pour l'actuateur aux endroits de fixation afin de définir une contrainte d'attachement de type noeud-à-nœud. Une taille approximative de 5 mm est définie pour tous les éléments hors de la zone de fixation, la plaque est constituée au total de 5 200 éléments, Figure 44.

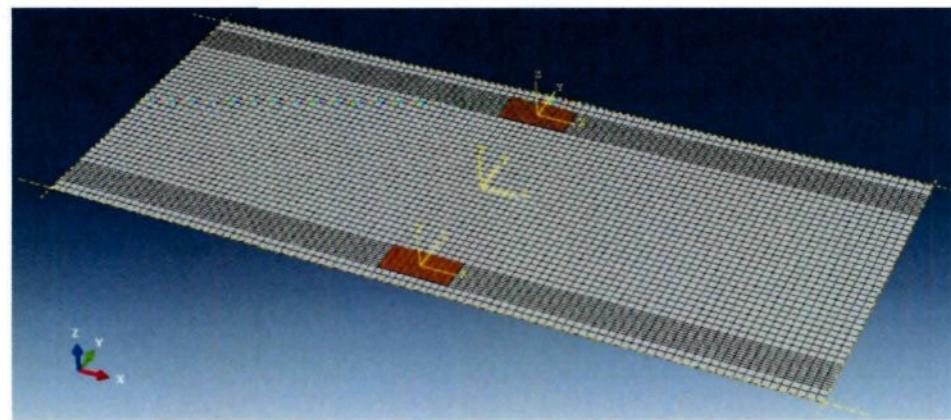


Figure 44: Maillage de la plaque plane

Les propriétés mécaniques attribuées à la plaque plane correspondent aux valeurs de référence pour l'aluminium 2024-T3

- Densité : 2 780 kg/m<sup>3</sup>
- Module d'Élasticité : 73.1 GPa
- Coefficient de Poisson : 0.33

Les propriétés d'amortissement sont définies à l'aide des coefficients de Rayleigh, ceux-ci doivent être identifiés au préalable à l'aide du modèle expérimental.

### **3.2 Procédure pour la validation du modèle de la plaque plane**

En vue de valider le modèle numérique, la forme et la fréquence des modes de vibrations de la plaque ainsi que leurs excitations à différentes amplitudes de voltage sont considérées. Les simulations numériques sont reproduites sur le modèle expérimental afin de comparer les résultats.

L'analyse modale du modèle numérique permet d'identifier les différents modes de vibration et fréquences de résonance de la plaque plane. L'analyse est définie de manière à identifier tous les modes de vibrations compris entre 0 et 2000 Hz. Les fréquences ainsi que la forme des modes de résonance seront obtenues expérimentalement. Les fréquences sont identifiées en balayant la bande fréquentielle, des lectures d'accéléromètres permettent d'identifier les fréquences provoquant l'amplification de l'excitation. Pour chaque fréquence de résonance, la forme du mode est obtenue à l'aide de particules solides recouvrant la plaque.

Avant de procéder aux simulations de l'excitation de la plaque par les actuateurs piézoélectriques, le montage expérimental est utilisé pour caractériser l'amortissement de la plaque. Les coefficients d'amortissement pour différentes fréquences de résonance sont déterminés par la méthode du décrément logarithmique. Les coefficients d'amortissement

sont par la suite utilisés afin de calculer les coefficients de Rayleigh requis pour inclure l'amortissement dans les simulations numériques.

La bande fréquentielle ciblée est par la suite excitée à l'aide d'un seul actuateur alimenté par une tension sinusoïdale de  $100 \text{ V}_{\text{pp}}$  au moyen de l'analyse dynamique à l'état stationnaire. Les résultats numériques permettent d'étudier la variation de l'amplitude de l'accélération à des points ponctuels de la plaque plane en fonction de la fréquence d'excitation. Les résultats numériques sont comparés aux mesures expérimentales enregistrées à l'aide d'accéléromètres positionnés aux points d'investigations.

Parmi les modes de vibration correctement excités à l'aide du montage expérimental, un certain nombre est retenu afin d'étudier la variation de l'accélération en fonction de la tension appliquée aux deux actuateurs piézoélectriques pour une fréquence d'excitation fixée à la fréquence de résonance des modes considérés. Les résultats numériques sont ensuite comparés aux résultats expérimentaux et l'amortissement est ajusté afin d'augmenter la précision des simulations numériques.

La plaque plane en aluminium 2024-T3 (1.6 mm d'épaisseur) utilisée pour le modèle expérimental a été sélectionnée en raison de son excellente planéité. Une étude préliminaire a révélé l'importance de la planéité de la plaque au niveau de la symétrie des modes de vibrations de la plaque [57].

La plaque a été découpée en rectangle de 500 mm par 504.8 mm; la largeur totale est divisée en deux régions de 152.4 mm qui sont contenues dans l'enca斯特ment et une région libre de 200 mm, Figure 45. Les deux régions d'encaissement ont été percées à dix

reprises afin de permettre le passage des boulons pour le serrage des plaques d'acier utilisées pour soutenir la plaque d'aluminium. Les actuateurs sont positionnés conformément au schéma présenté à la Figure 42.

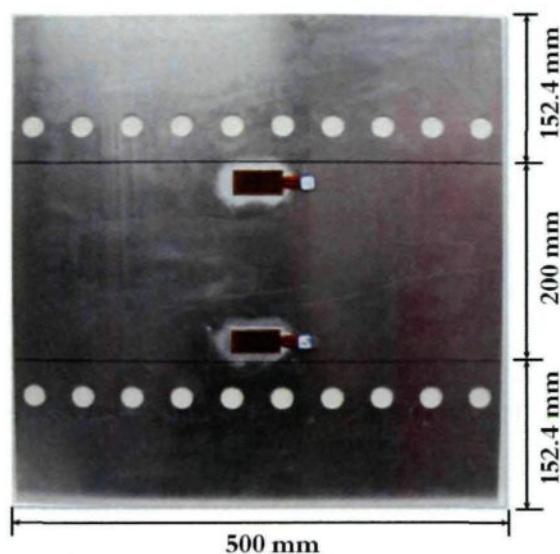


Figure 45 : Plaque plane 2024-T3

La plate-forme de support utilisée pour l'encastrement de la plaque est présentée à la Figure 46. Les plaques d'acier ont une épaisseur de 50.8 mm (2'') et une largeur de 152.4 mm (6''). Les plaques du haut ont une longueur de 533.4 mm (21'') et celles du bas mesurent 660.4 mm (26''). La plateforme est solidement fixée au moyen d'agrafes à une table en acier massive. Au total, 20 boulons sont utilisés pour appliquer et maintenir une pression uniforme le long de la ligne d'encastrement. Au moyen d'une clé dynamométrique, un torque de 130 lb-po est appliqué à chaque boulon.

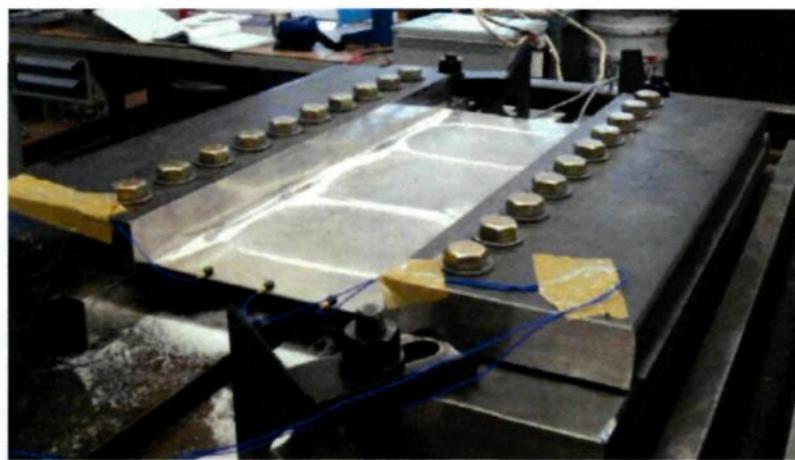


Figure 46: Plate-forme de support

Un total de trois accéléromètres PCB 352C22 de Piezotronics sont fixés au moyen d'un adhésif le long d'un rebord libre de la plaque. Les accéléromètres sont positionnés à une distance de 50 mm l'un de l'autre sur le rebord de la plaque, Figure 47. Les mesures numériques sont prises spécifiquement à ces positions.

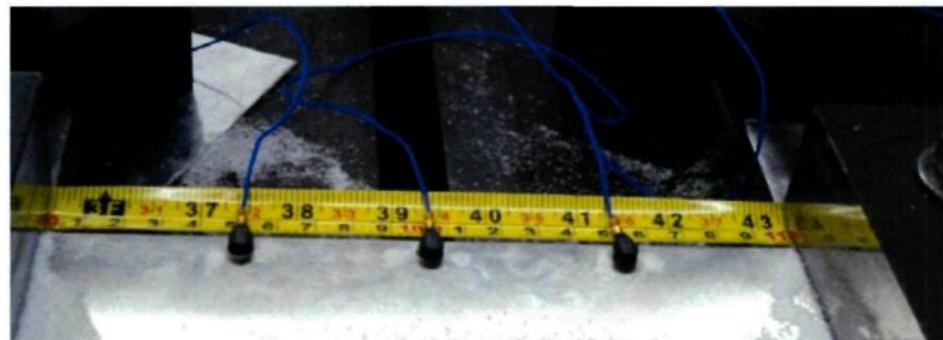


Figure 47: Positionnement des accéléromètres

L'ensemble du montage expérimental est présenté à la Figure 48. Les actuateurs piézoélectriques sont excités au moyen d'une tension sinusoïdale amplifiée provenant d'un générateur de fonction. La tension appliquée aux bornes des actuateurs est mesurée à l'aide

d'un oscilloscope et ajustée à l'aide de l'amplificateur. Le signal provenant des accéléromètres est dirigé vers le conditionneur et ensuite vers le système d'acquisition de donnée dynamique.

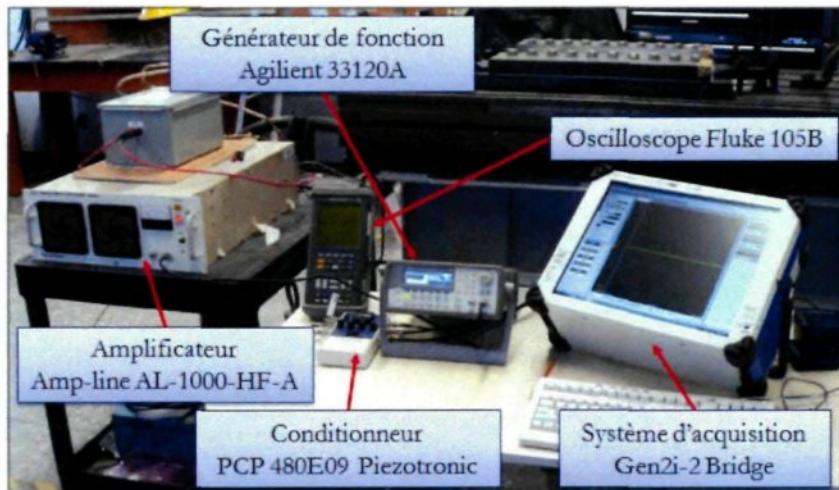


Figure 48: Composantes d'alimentation électrique et de mesures

### 3.3 Validation de l'analyse modale de la plaque plane

Une analyse modale est réalisée sur le modèle numérique afin de calculer les modes et les fréquences de résonance entre 0 et 2 000 Hz. Le modèle expérimental est ensuite utilisé pour en valider les résultats.

Cette section décrit la procédure expérimentale pour l'obtention des fréquences et des modes de résonance sur le montage expérimental et poursuit en présentant simultanément les résultats numériques et expérimentaux. À la suite des résultats obtenus,

la plaque est modifiée par l'ajout d'actuateurs additionnels afin d'exciter certains modes de résonance manquants.

### **3.3.1 Méthodologie expérimentale pour l'identification des fréquences et des modes de résonance**

L'identification expérimentale des fréquences et des modes de résonance (IFMR) est réalisée par balayage fréquentiel de la bande fréquentielle de 0 à 2 000 Hz. Le balayage est effectué manuellement à l'aide du générateur de fonction, en excitant qu'un seul ou les deux actuateurs piézoélectriques en place. Les fréquences de résonance sont précisément identifiées à l'aide des mesures en temps réel provenant des accéléromètres. Au voisinage d'une fréquence de résonance, la réponse de la plaque à l'excitation augmente en amplitude et atteint un maximum à la fréquence de résonance. La forme des modes est obtenue à l'aide de grains de sucre rependus sur la surface. Lorsque l'excitation est maintenue à une fréquence de résonance, les particules solides s'entassent aux régions nodales rendant le mode de résonance visible à l'œil.

### **3.3.2 Résultats numériques et expérimentaux de l'IFMR**

Cette section présente les résultats numériques et expérimentaux. La valeur des fréquences de résonance prédictes numériquement et identifiées expérimentalement est comparée. Ensuite, la forme des modes de résonance prédictes par le modèle numérique est comparée aux résultats expérimentaux.

#### **3.3.2.1 Fréquences de résonances de la plaque plane**

L'ensemble des résultats numériques et expérimentaux est résumé au Tableau 7. Les fréquences de résonance obtenues par le modèle numérique, contrairement à celles obtenues expérimentalement, ne dépendent pas de l'excitation des actuateurs piézoélectriques (voir la section 2.1.6.1). Conséquemment aucune amplitude de déplacement n'est associée aux résultats numériques et tous les modes contenus dans la bande fréquentielle sont identifiés.

L'analyse numérique prédit au total l'existence de 33 modes de résonance dans la bande fréquentielle de 0 à 2 000 Hz. Expérimentalement, 26 modes de résonance sont identifiés lorsqu'un seul actuateur est utilisé pour le balayage fréquentiel. Le nombre de modes excités est réduit à 17 lorsque deux actuateurs sont excités simultanément lors du balayage fréquentiel. Au total, 28 des 33 modes prédicts par le modèle numérique ont été identifiés sur le montage expérimental. La correspondance des modes est confirmée par la

comparaison de la forme des modes de résonance (présentée à la section suivante). L'erreur relative entre les fréquences numériques et expérimentales est en moyenne que de 3%.

Tableau 7: Fréquences de résonance de la plaque plane

Analyse fréquentielle (ABAQUS)		Validation expérimentale				
Mode	Fréquence (Hz)	Mode activé?		Fréquence (Hz)	Erreur Relative (%)	Remarques
		1 Actuateur	2 Actuateurs			
1	223	Oui	Oui	187	16.2	-
2	229	Oui	Oui	217	5.3	-
3	256	Oui	Oui	243	5.2	-
4	304	Oui	Oui	298	2.1	Faible
5	383	Oui	Oui	383	0.1	-
6	495	Oui	Oui	496	0.2	Faible
7	614	Oui	Non	576	6.2	1 Actuateur
8	623	Oui	Oui	595	4.5	Faible
9	641	Non	Oui	647	1.0	2 Actuateurs, Faible
10	655	Oui	Non	623	4.9	Fort
11	715	Oui	Non	731	2.2	Faible
12	796	Oui	Non	769	3.4	Fort
13	822	Oui	Non	828	0.7	Faible
14	912	Oui	Oui	887	2.7	2 Actuateurs, Faible
15	1036	Oui	Oui	1041	0.5	Fort
16	1051	Oui	Non	1030	2.0	Fort
17	1202	Oui	Oui	1146	4.6	Fort
18	1217	Non	Non	-	-	-
19	1229	Non	Non	-	-	-
20	1241	Oui	Oui	1178	5.1	Fort
21	1284	Non	Non	-	-	-
22	1317	Oui	Non	1285	2.4	Faible, deformé
23	1393	Oui	Oui	1339	3.9	Fort
24	1434	Oui	Non	1417	1.2	Fort
25	1521	Oui	Non	1520	0.1	Faible, deformé
26	1566	Oui	Oui	1565	0.1	Fort
27	1656	Oui	Oui	1604	3.1	Fort
28	1676	Non	Non	-	-	-
29	1839	Oui	Non	1832	0.4	Faible, deformé
30	1882	Oui	Non	1901	1.0	Fort, deformé
31	1942	Oui	Non	-	-	-
32	1987	Non	Non	1953	1.7	Fort
33	2038	Oui	Oui	1987	2.5	Fort

Comme en témoigne les résultats présentés au Tableau 7, certains modes sont excités avec deux actuateurs, d'autres seulement avec un seul actuateur (plus fréquent). Certains modes excités répondent fortement à l'excitation, pour d'autres l'augmentation de l'amplitude était plus subtile (faible). Pour certains modes, la forme était déformée par rapport à celle prédictive par le modèle numérique. Ces résultats peuvent être expliqués par l'étude de la forme des modes.

La fréquence de résonance en fonction du numéro de mode de résonance est présentée à Figure 49. La courbe expérimentale combine l'ensemble des modes excités expérimentalement, indépendamment du fait que la fréquence a été excitée à l'aide d'un seul ou de deux actuateurs.

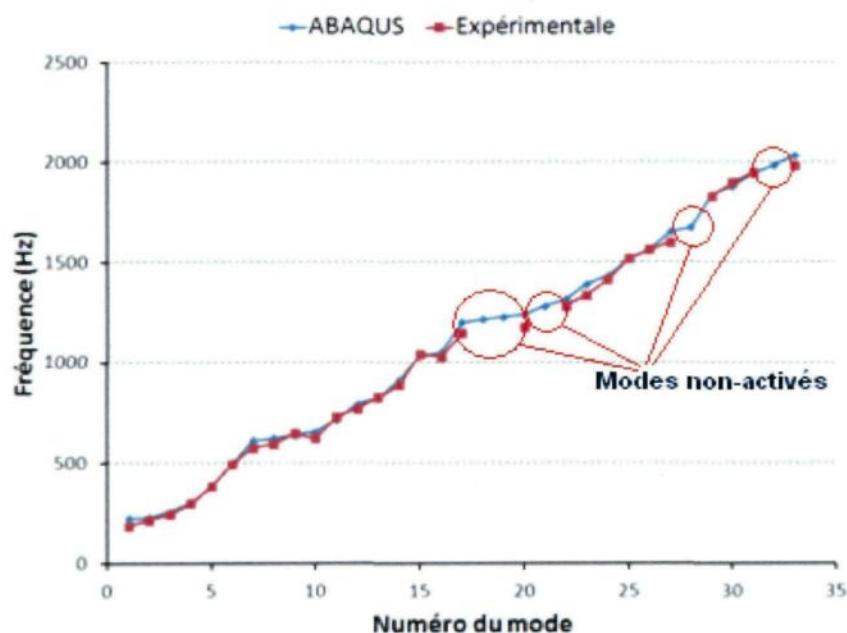


Figure 49: Fréquence en fonction du mode de résonance

La Figure 49 met en évidence la correspondance entre les fréquences numériques et expérimentales. L'augmentation de la fréquence en fonction du nombre de modes s'effectue de manière similaire entre les résultats numériques et expérimentaux. Les modes 18, 19, 21, 28, 32 sont manquants dans la courbe expérimentale. Leur absence provient du fait que l'IFMR expérimentale est réalisée au moyen d'actuateurs qui ne parviennent pas à activer ces modes en raison de leur positionnement. L'étude de la forme des modes manquants permet d'illustrer l'importance de la position des actuateurs dans l'activation d'un mode de résonance.

### **3.3.2.2 Forme des modes de résonances de la plaque plane**

Les résultats numériques d'une analyse d'IFMR permettent de visualiser comment la structure vibre à une fréquence donnée. Pour y arriver expérimentalement, du sucre recouvre la surface de la plaque. Lorsque la plaque vibre à une fréquence de résonance, le sucre s'accumule aux régions nodales et la forme du mode est ainsi révélée. La Figure 50 montre une sélection de plusieurs modes de résonance clairement révélée par les endroits sur la plaque qui sont les plus riches en sucre, la forme du mode prédit par l'analyse numérique est présentée à droite.

La correspondance entre deux modes peut être confirmée en comparant le nombre de régions nodales entre un mode excité expérimentalement et un mode prédit numériquement. Ainsi la fréquence de résonance obtenue expérimentalement pouvait être

associée aux numéros de mode prédit par le modèle numérique. Les modes présentés à la Figure 50 mettent en évidence la symétrie des modes de résonance et la diminution des longueurs d'onde avec l'augmentation de la fréquence de résonance, la position des actuateurs est indiquée par les cercles rouges.

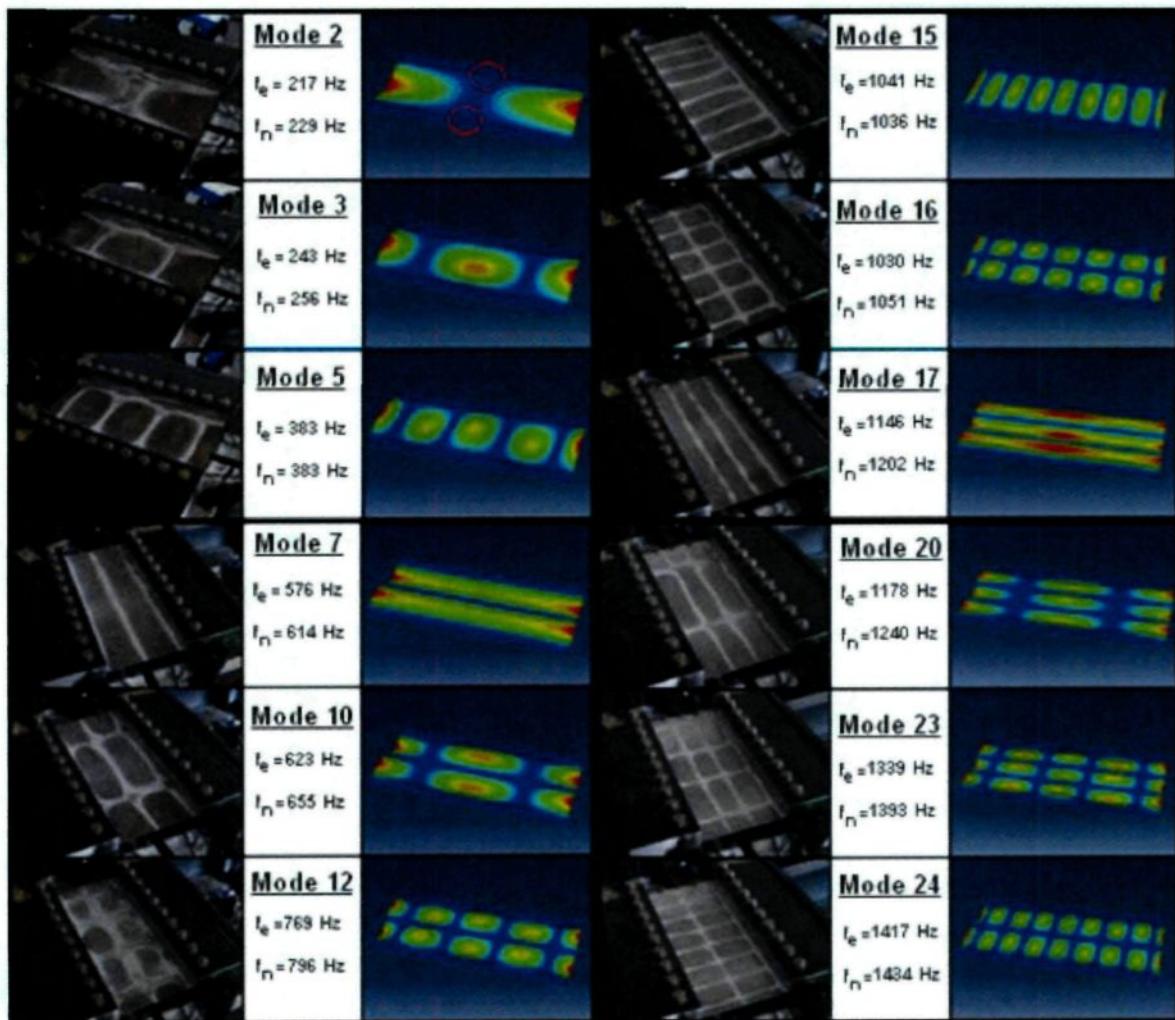


Figure 50: Fréquence et champ de déplacement pour différents modes de résonance excités

La Figure 50 illustre certains principes fondamentaux de l'excitation de modes de résonance à l'aide d'actuateurs piézoélectriques. En se référant au Tableau 7 présenté précédemment à la section 3.3.2.1, tous les modes présentés ont été excités à l'aide d'un seul actuateur. Les modes 7, 10, 12, 16 et 24 n'ont pas été excités lorsque deux actuateurs étaient utilisés. En analysant la forme de ces modes, on observe que les actuateurs travaillent sur des anti-nœuds qui s'opposent. Puisque les actuateurs sont en phase et excités au même voltage, le résultat est l'annulation des ondes mécaniques. Par contre, pour les modes 2, 3, 5, 15, 17 et 23, les deux actuateurs sont positionnés dans la région d'un anti-nœud commun ou en phase. Dans ce cas, leur excitation s'additionne et la présence d'un second actuateur permet d'augmenter l'amplitude de vibration.

Toujours en se référant au Tableau 7, certains modes répondaient faiblement à l'excitation et pour certains, la forme du mode apparaissait comme déformée. La Figure 51 montre les modes 8, 22 et 29, la position des actuateurs est indiquée par les cercles rouges. La faible réponse du mode 8 à l'excitation de(s) actuateurs peut être attribuée à la position des actuateurs. Ceux-ci sont situés sur une région nodale, une région à déplacements et déformations essentiellement nuls. La fonction des actuateurs étant de générer des déplacements, leur position est donc inadéquate pour l'excitation du mode 8. Le sucre révèle beaucoup moins clairement la forme du mode et l'augmentation de l'amplitude de déplacement était plus subtile. Des modes similaires font partie des modes non identifiés expérimentalement (Mode 18 et 31, Figure 52)

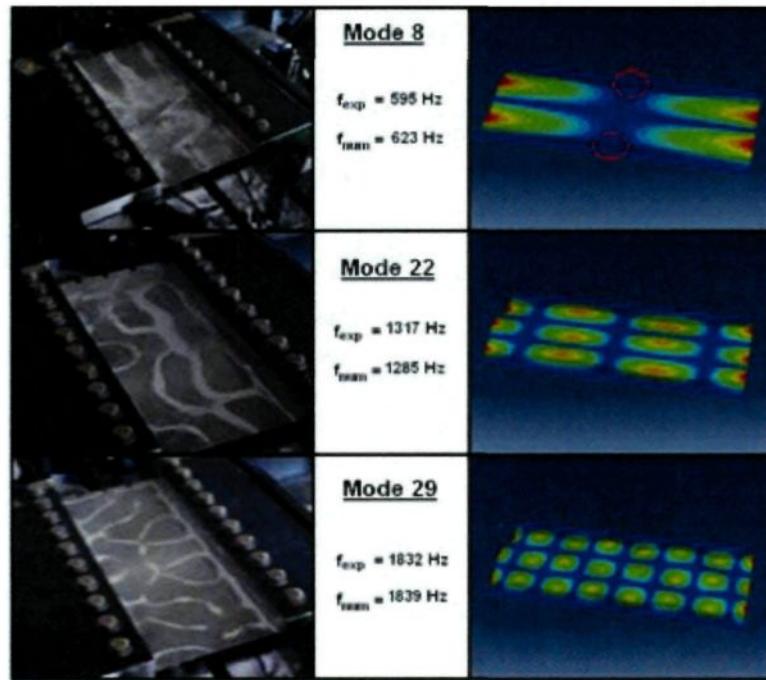


Figure 51: Exemples des modes à la réponse faible et à la forme déformée

Les modes 22 et 29 sont des exemples de modes déformées, Figure 51. Pour ces deux modes, on remarque à l'aide des modes prédits numériquement que les actuateurs sont centrés sur une région nodale. Les actuateurs agissent donc sur deux anti-nœuds opposés. Ainsi, les résultats expérimentaux montrent que le mode peut être excité, répondre faiblement ou fortement à l'excitation, mais sont déformés par rapport à la prédiction numérique (qui n'est pas déterminée au moyen de l'excitation d'un actuateur). L'étude des formes de modes révèle que tous les modes avec la mention « faiblement excités » au Tableau 7 étaient des modes ayant une ligne nodale au centre de la plaque.

Lorsque l'actuateur est parfaitement centré sur une ligne nodale, son effet s'annule et le mode n'est pas activé, c'était le cas pour les modes 19, 21 et 28 (Figure 52). Par contre si ce n'est pas le cas, le mode sera faiblement excité et déformé.

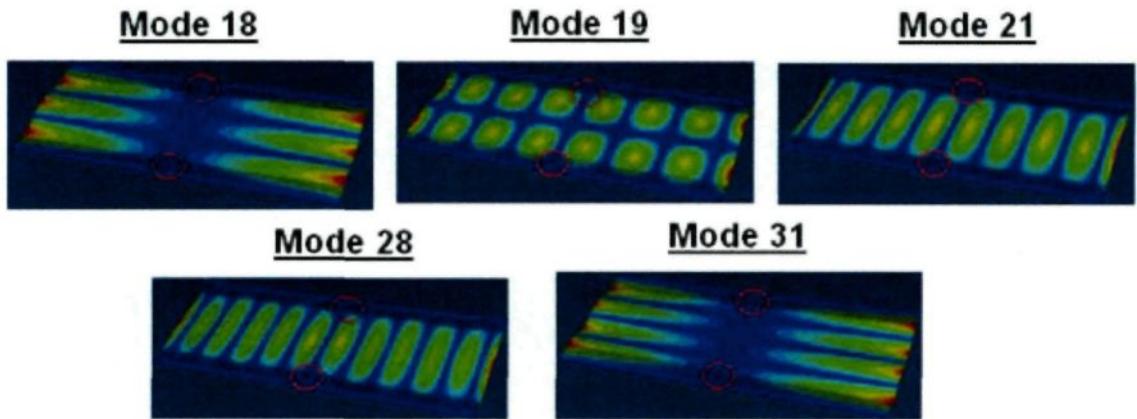


Figure 52: Modes non-activés expérimentalement

### **3.3.2.2 Excitation de modes avec lignes nodales centrées**

Les expérimentations ont démontré que la position des actuateurs joue un rôle important dans l'excitation d'un mode de résonance. La position centrée des actuateurs est inadéquate pour l'excitation des modes ayant une ligne nodale centrée (voir Figure 52). Dans le but d'exciter certains de ces modes, l'IMFR a été reconduite à la suite d'ajout de 4 actuateurs centrés au quart de la largeur de la plaque (125 mm et 375 mm), Figure 53. Il est à noter que cette modification a eu lieu après la validation de l'amplitude de vibration, préalablement aux essais de dégivrage qui sont le sujet du chapitre suivant.

Cette disposition permet de conserver la symétrie au niveau de la rigidité et de la masse de la plaque, tout en étant adéquatement placé pour l'excitation de certains modes non-activés avec la configuration précédente.

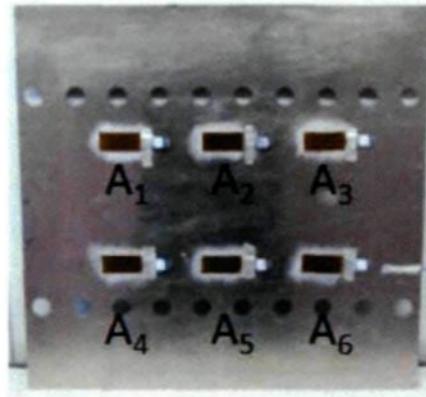


Figure 53: Plaque plane après l'ajout de 4 actuateurs disposés symétriquement

En utilisant seulement les actuateurs  $A_1$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  et  $A_6$  une nouvelle IMFR a été reconduite dans le but de valider que la position centrale des actuateurs  $A_2$  et  $A_5$  ne permette pas l'excitation des modes ayant une ligne nodale centrale. Cette hypothèse est confirmée par les résultats présentés à la Figure 54. Les modes 13, 19 et 22 sont tous des modes ayant une ligne nodale centrale. En se référant au Tableau 7, les 13<sup>ième</sup> et 22<sup>ième</sup> modes avaient été identifiés, mais décrits comme étant faibles et déformés. Seule leur fréquence permettait de les positionner dans le domaine fréquentiel. Pour ce qui est du mode 19, celui-ci n'avait pas été activé lors de l'IMFR utilisant les actuateurs  $A_2$  et  $A_5$ .

En utilisant des actuateurs situés en dehors de la ligne centrale, il est donc possible d'exciter des modes caractérisés par une ligne nodale centrale. La Figure 54 démontre clairement que ceci a été réalisé en utilisant différentes configurations d'actuateurs. Le mode 13 a été excité en utilisant les actuateurs  $A_1$  et  $A_4$ , le mode 19 a été excité en utilisant les actuateurs  $A_1$  et  $A_6$  tandis que le mode 22 a été excité au moyen des actuateurs  $A_1$  et  $A_4$ . Par contre, la division de la plaque avec l'augmentation de la fréquence rend impossible

d'identifier une seule position capable d'exciter toutes les modes de résonance possible. La disposition de plusieurs actuateurs sur la structure et leur activation (en phase ou en contre-phase) pour un mode de résonance qui leur est favorable permettrait de maximiser la quantité de fréquences de résonance excitées et leurs amplitudes.

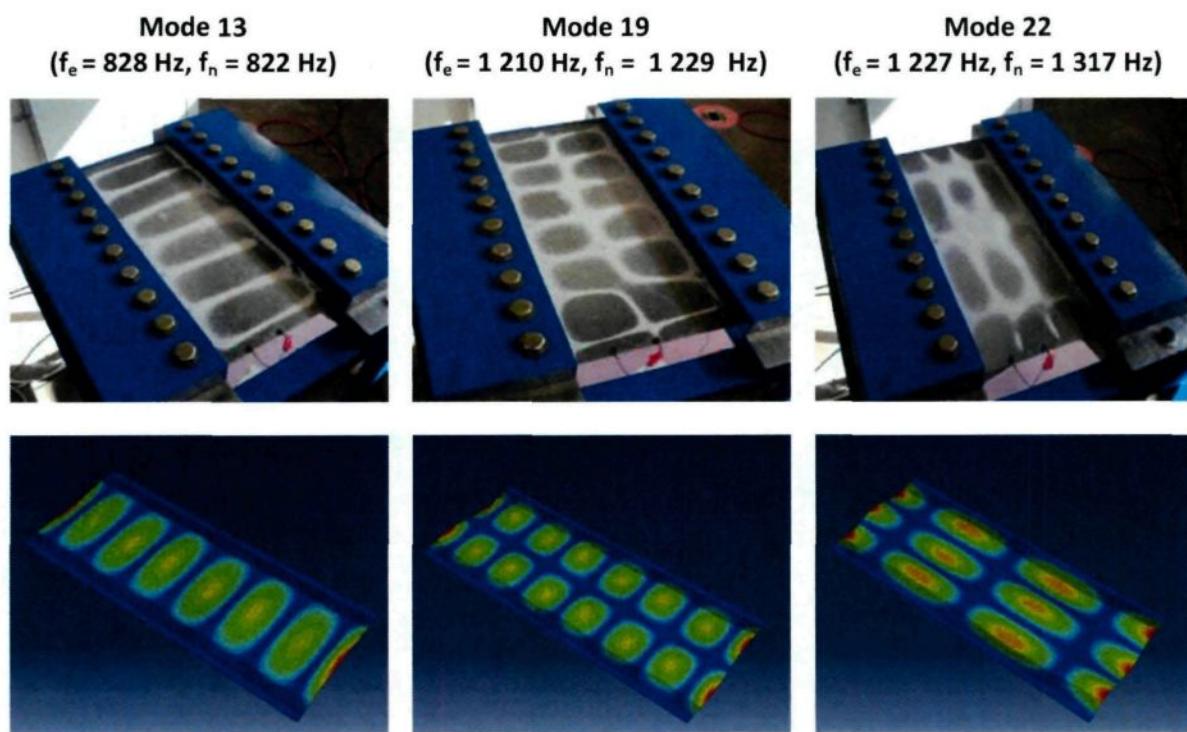


Figure 54 : Modes avec ligne nodale centrale excités après l'ajout d'actuateurs

### 3.4 Détermination expérimentale des coefficients de Rayleigh

La précision des simulations numériques dépend fortement de la qualité des propriétés d'amortissement définies dans le modèle. L'identification des propriétés

d'amortissement du système est effectuée expérimentalement sur le montage présenté à la Section 3.4. Les propriétés d'amortissement seront ensuite directement appliquées au modèle numérique pour procéder à la validation de l'excitation harmonique de la plaque.

L'amortissement est inclus dans le modèle numérique aux moyens des coefficients de Rayleigh,  $\alpha_R$  et  $\beta_R$ . Ces coefficients permettent de calculer le coefficient d'amortissement dans le domaine fréquentiel. Les coefficients de Rayleigh peuvent être identifiés par la connaissance d'au moins deux coefficients d'amortissement modal.

### **3.4.1 Mesure des coefficients d'amortissement par la méthode du décrément logarithmique**

Pour déterminer le coefficient d'amortissement à une fréquence d'excitation donnée, la méthode du décrément logarithmique est utilisée. La méthodologie consiste simplement à exciter de manière harmonique une fréquence de résonance de la structure pour ensuite cesser subitement l'excitation. À l'aide d'accéléromètres et d'un système d'acquisition de données, la décroissance périodique des oscillations est enregistrée. Ces données peuvent être utilisées afin d'appliquer la méthode du décrément logarithmique présenté à la Section 2.1.6.2.

La procédure a été appliquée aux modes de résonance 1, 3, 5, 10, 15 et 16. Ces modes ont été retenus en raison de la qualité de leur excitation avec la configuration en place (2 actuateurs centrés sur la largeur et distancés de 1 cm de l'encastrement). La

dégradation des oscillations est mesurée à l'aide des accéléromètres fixés sur la plaque et du système d'acquisition de données. En mesurant ainsi l'amortissement à différentes fréquences de résonance, la qualité de l'approximation par les coefficients de Rayleigh peut être étudiée.

### **3.4.2 Courbes de décroissance périodique**

La procédure décrite à la section 3.3.1 a été appliquée pour les modes 1, 3, 5, 10, 15 et 16 afin d'obtenir la courbe de décroissance périodique pour chacun des modes. La courbe de décroissance périodique permet d'appliquer la méthode du décrément logarithmique pour l'identification du coefficient d'amortissement propre à chaque mode de résonance. Les résultats sont présentés à la Figure 55.

Les données dynamiques obtenues au moyen du système d'acquisition ont été traitées à l'aide de MATLAB. L'amplitude de vibration, mesurée à l'aide d'accéléromètres, est présentée sous forme de voltage : 1 mV représente une accélération de  $9.8 \text{ m/s}^2$ . Un code a été utilisé afin d'identifier l'instant et l'amplitude de chacun des maxima de chaque courbe (points rouges dans la Figure 55). Ces maxima représentent l'amplitude maximale de l'oscillation entre deux périodes consécutives. À l'aide de l'ensemble de ces points pour une fréquence donnée, la méthode du décrément logarithmique peut être appliquée afin de déterminer le coefficient d'amortissement.

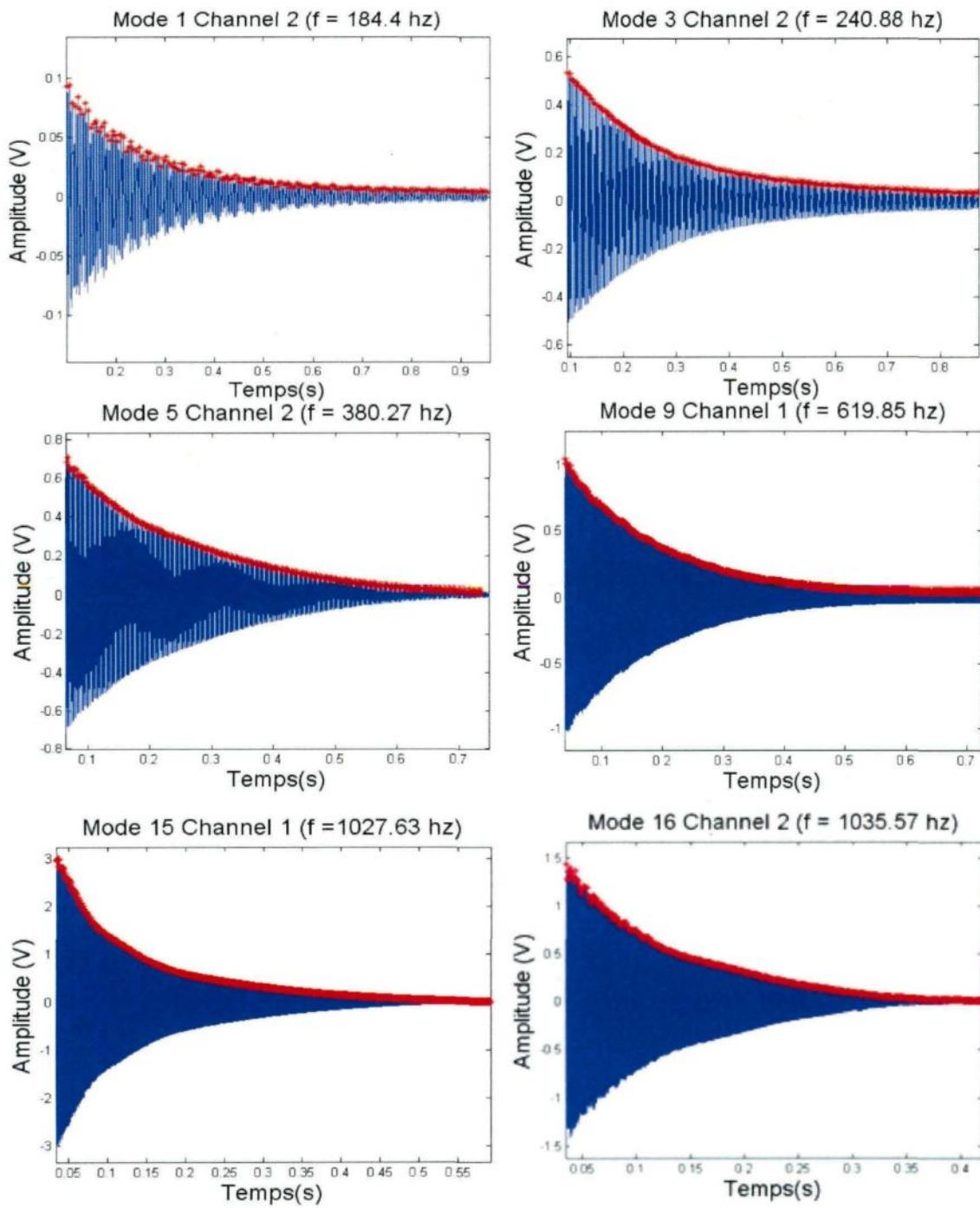


Figure 55: Courbes de décroissance périodique des Modes 1, 3, 5, 9, 15 et 16

Les différentes courbes obtenues montrent la décroissance exponentielle des oscillations après l'arrêt de l'excitation harmonique. L'ensemble des maxima permet de calculer une pluralité de coefficients d'amortissement. Préalablement aux calculs des coefficients d'amortissement modaux, les courbes permettent d'observer que la décroissance périodique varie selon la fréquence. Ceci est spécialement marqué pour les modes 15 et 16 où la dégradation s'effectue sur un nombre de cycles beaucoup plus élevés et de manière moins prononcée. Les résultats présentés à la Figure 55, spécifiquement les maxima, sont analysés afin de calculer un coefficient d'amortissement moyen pour chaque mode.

### **3.4.3 Calcul des coefficients d'amortissement modaux et des coefficients de Rayleigh**

On se souvient que la méthode du décrément logarithmique requiert l'amplitude maximale de deux oscillations séparées par un nombre déterminé de périodes. La sensibilité des actuateurs et l'erreur de mesure peuvent parfois résulter en l'augmentation de l'amplitude entre deux périodes consécutives. Afin d'éviter cette situation, le calcul du coefficient d'amortissement par l'équation 2.31 est toujours effectué entre deux maxima séparés par 10 périodes. Le calcul est répété sur l'ensemble des maxima et un coefficient d'amortissement moyen est obtenu pour chaque fréquence de résonance étudiée.

La valeur moyenne et l'écart type du décrément logarithmique ainsi que le coefficient d'amortissement moyen calculé pour chaque fréquence de résonance sont présentés dans le Tableau 8.

Tableau 8: Analyse des données de décroissance périodiques

<b>Mode</b>	<b>Fréquence (hz)</b>	<b>Décrément Logarithmique Moyen (<math>\delta_{exp}</math>)</b>		<b>Coefficient d'amortissement (<math>\zeta_{exp}</math>)</b>
		<b>Moyenne</b>	<b>Écart type</b>	
1	184.4	0.0245	0.0036	$0.00390 \pm 0.00180$
3	240.9	0.0184	0.0034	$0.00300 \pm 0.00140$
5	380.3	0.0128	0.0022	$0.00200 \pm 0.00036$
10	619.9	0.0101	0.0019	$0.00160 \pm 0.00033$
15	1041.0	0.0091	0.0021	$0.00140 \pm 0.00034$
16	1030.0	0.0078	0.0023	$0.00125 \pm 0.00036$

Les résultats démontrent que le décrément logarithmique, et par conséquent le coefficient d'amortissement, diminue avec l'augmentation de la fréquence dans la bande fréquentielle étudiée (0.0245 à  $f_1 = 184.4$  hz et 0.0078 à  $f_{16} = 1030.0$  hz). Il est à noter que la méthode expérimentale est sujette à la sensibilité des accéléromètres, qui est de  $\pm 15\%$ . Ceci ce reflète sur l'écart type calculé pour chaque coefficient d'amortissement, qui est en moyenne de 69%. Pour les modes 15 et 16, l'écart type des décréments logarithmiques calculés est d'un ordre de grandeur similaire à la valeur moyenne. L'impact de la sensibilité des accéléromètres est moins important pour les modes de résonance 1, 3, 5 et 10. Le coefficient d'amortissement retenu pour chaque fréquence est une approximation d'une

précision limitée, mais considérée suffisante pour ce projet qui vise à valider substantiellement la modélisation de l'excitation d'une structure par éléments piézoélectriques.

La connaissance du coefficient d'amortissement en fonction du mode de résonance permet l'utilisation de l'équation 2.28 pour le calcul des coefficients de Rayleigh. Les coefficients de Rayleigh ont été calculés en utilisant l'ensemble des paires de modes possibles. Les fréquences utilisées pour les calculs sont la fréquence des modes comme prédit numériquement. Chaque coefficient d'amortissement correspond à un mode, ceci assure que la valeur du coefficient d'amortissement est respectée pour chaque mode malgré la différence entre les fréquences numériques et expérimentales. Chaque ensemble de coefficients obtenus est ensuite inséré dans l'équation 2.27 (page 65) pour calculer les coefficients d'amortissement par la relation de Rayleigh. Les coefficients de Rayleigh ainsi que les coefficients d'amortissement modaux calculé à l'aide de ceux-ci sont présentés au Tableau 9.

En comparant les coefficients d'amortissements prédis (Tableau 9) et mesurés (Tableau 8), les coefficients de Rayleigh représentant le mieux l'amortissement de la plaque peuvent être déterminés. Les meilleurs résultats sont obtenus en utilisant les coefficients de Rayleigh calculés en considérant les paires de modes 1 & 15 et 1 & 16. Pour faciliter la comparaison, les coefficients d'amortissement modaux obtenus par la Relation de Rayleigh (paires 1 & 15 et 1 & 16) et ceux mesurés expérimentalement sont présentés à la Figure 56.

Tableau 9: Analyse des différents coefficients de Rayleigh

Paire de fréquence	Coefficients de Rayleigh Calculés		Coefficients d'amortissement prédit par la relation de Rayleigh					
	$\alpha_R$	$\beta_R$	$\zeta_1$	$\zeta_3$	$\zeta_5$	$\zeta_{10}$	$\zeta_{15}$	$\zeta_{16}$
$\omega_1 & \omega_3$	14.922	-2.028E-06	0.00390	0.00300	0.00066	-0.00236	-0.00545	-0.00557
$\omega_1 & \omega_5$	11.605	-3.402E-07	0.00390	0.00333	0.00200	0.00071	-0.00022	-0.00025
$\omega_1 & \omega_9$	10.643	1.491E-07	0.00390	0.00342	0.00239	0.00160	0.00130	0.00130
$\omega_1 & \omega_{15}$	10.588	1.772E-07	0.00390	0.00343	0.00241	0.00165	0.00139	0.00139
$\omega_1 & \omega_{16}$	10.673	1.339E-07	0.00390	0.00342	0.00238	0.00157	0.00126	0.00125
$\omega_3 & \omega_5$	9.688	-9.607E-09	0.00345	0.00300	0.00200	0.00116	0.00071	0.00070
$\omega_3 & \omega_9$	9.029	2.444E-07	0.00339	0.00300	0.00217	0.00160	0.00149	0.00149
$\omega_3 & \omega_{15}$	9.113	2.120E-07	0.00340	0.00300	0.00215	0.00154	0.00139	0.00139
$\omega_3 & \omega_{16}$	9.230	1.669E-07	0.00341	0.00300	0.00212	0.00147	0.00125	0.00125
$\omega_5 & \omega_9$	7.791	3.176E-07	0.00300	0.00267	0.00200	0.00160	0.00163	0.00164
$\omega_5 & \omega_{15}$	8.290	2.314E-07	0.00312	0.00276	0.00200	0.00148	0.00139	0.00139
$\omega_5 & \omega_{16}$	8.577	1.819E-07	0.00319	0.00281	0.00200	0.00142	0.00125	0.00125
$\omega_9 & \omega_{15}$	9.887	1.937E-07	0.00366	0.00323	0.00229	0.00160	0.00139	0.00139
$\omega_9 & \omega_{16}$	11.044	1.254E-07	0.00403	0.00353	0.00244	0.00160	0.00126	0.00125
$\omega_{15} & \omega_{16}$	69.666	-1.218E-06	0.02399	0.02065	0.01300	0.00596	0.00139	0.00125

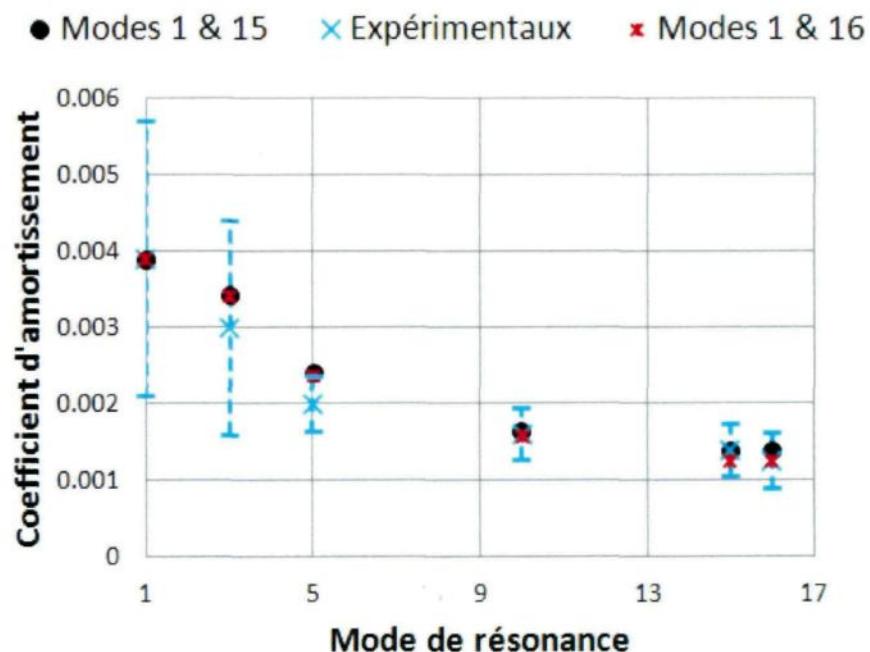


Figure 56: Approximation des coefficients d'amortissement par la méthode de Rayleigh

Les résultats obtenus en utilisant les coefficients de Rayleigh calculés à l'aide des modes 1 & 15 et 1 & 16 sont similaires et représentent généralement bien les coefficients d'amortissement mesurés expérimentalement. L'approximation par la méthode de Rayleigh est moins précise pour les modes 3 et 5 mais demeurent toutefois acceptables. Puisque les coefficients de Rayleigh obtenus à l'aide des modes 1 & 16 produisent en moyenne la meilleure approximation, ils seront utilisés pour inclure l'amortissement dans les simulations numériques de l'excitation de la plaque.

### **3.5 Simulation et validation de l'excitation harmonique de la plaque plane**

Jusqu'à présent, il a été démontré que le modèle numérique permet l'identification de la fréquence et la forme des modes de résonance de la plaque plane. Préalablement à la simulation de l'excitation harmonique de la plaque, l'amortissement du système a été caractérisé par la méthode du décrément logarithmique. Cette étape intermédiaire a conduit à l'identification des coefficients de Rayleigh représentant le comportement de l'amortissement dans le domaine fréquentiel. Ces coefficients sont attribués au matériau de la plaque défini dans le modèle numérique, permettant d'inclure l'amortissement dans les calculs numériques. La valeur de ces coefficients est par la suite ajustée afin d'optimiser la précision du modèle numérique sur la bande fréquentielle considérée par l'identification de coefficients de Rayleigh adaptés.

Pour la validation de l'excitation harmonique de la plaque, les fréquences de résonance comprises entre 0 et 1.2 kHz sont considérées. Lors de l'identification des fréquences de résonance, 16 modes ont été identifiés dans cette bande fréquentielle. Les résultats numériques sont comparés aux résultats expérimentaux à l'aide des mesures d'accélération prises au rebord libre de la plaque à une distance de 5 et 10 cm de l'encastrement (voir Figure 47). Les résultats numériques sont sondés aux endroits correspondant à la position des accéléromètres.

Les divers cas d'excitations utilisés pour la validation sont présentés au Tableau 10.

Tableau 10: Cas d'excitations considérés pour la validation

Fréquence	Voltage	Actuateur(s)	Permet l'étude de ...
0 - 1 200 Hz	100 V <sub>pp</sub>	1	Accélération en fonction de la fréquence
Mode 1 (223 Hz)	20 - 180 V <sub>pp</sub>	1 & 2	
Mode 3 (256 Hz)	20 - 180 V <sub>pp</sub>	1	
Mode 5 (383 Hz)	20 - 180 V <sub>pp</sub>	1	Accélération en fonction de la tension appliquée
Mode 10 (654 Hz)	20 - 180 V <sub>pp</sub>	1	
Mode 15 (1 036 Hz)	20 - 180 V <sub>pp</sub>	1 & 2	
Mode 16 (1 051 Hz)	20 - 180 V <sub>pp</sub>	1	

Ces cas sont simulés à l'aide du modèle numérique en utilisant les coefficients d'amortissement expérimentaux et adaptés, chaque cas est reproduit sur le modèle expérimental. Les essais permettent l'étude de l'accélération en fonction de la fréquence et de la tension appliquée en utilisant qu'un seul ou les deux actuateurs piézoélectriques collés sur la plaque.

### 3.5.1 Étude de l'accélération en fonction de la fréquence

Pour étudier la relation entre la fréquence d'excitation et l'accélération, la plaque plane a été excitée au moyen d'un seul actuateur par une tension sinusoïdale aux fréquences comprises entre 0 et 1.2 kHz. Expérimentalement, l'amplitude maximale de l'accélération mesurée à chaque fréquence a été enregistrée au moyen des accéléromètres et du système d'acquisition de données. Numériquement, une analyse dynamique à l'état stationnaire balayant les fréquences comprises entre 0 et 1.2 kHz a été utilisée afin de calculer l'accélération aux points correspondants à la position des accéléromètres. L'amortissement est défini dans le modèle à l'aide des coefficients de Rayleigh ( $\alpha_R = 10.673$  et  $\beta_R = 1.339E^7$ ), qui permettent de reproduire l'amortissement mesuré expérimentalement. Les résultats sont présentés à la Figure 57.

Les deux ensembles de résultats sont tracés sur une échelle sur une échelle en permettant la comparaison. Sauf pour le 1<sup>er</sup> et le 10<sup>ème</sup> mode, l'accélération mesurée expérimentalement atteint des valeurs considérablement plus élevées que celles calculées par l'analyse numérique. L'écart par rapport aux résultats expérimentaux est de respectivement 5%, 54%, 58%, 30%, 70.6% et 71% pour les modes 1, 3, 5, 10, 15 et 16. De plus, l'augmentation de l'accélération s'effectue plus abruptement sur le modèle expérimental. Malgré la différence en amplitude, on remarque que l'accélération atteint des maximums à des fréquences similaires et sur les accéléromètres correspondants. Ce résultat

démontre qu'il y a correspondance entre les fréquences de résonance excitées numériquement et expérimentalement. Cela permet de conclure que les modes de résonance qui ne pouvait pas être excitée expérimentalement en raison de la position de l'actuateur ne sont pas excitées lors des simulations numériques.

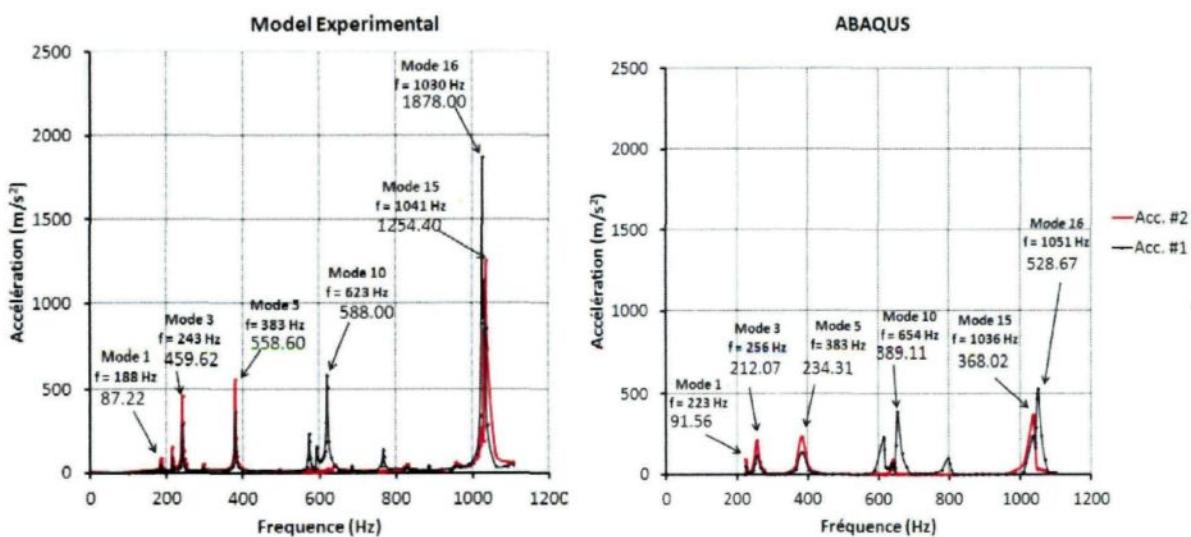


Figure 57: Accélération en fonction de la fréquence d'excitation

Puisque les propriétés physiques des actuateurs piézoélectriques et de la plaque définie dans le modèle numérique correspondent à celles du modèle expérimental (confirmé par l'étude sur la poutre en porte-à-faux et par l'identification des modes de résonances), le paramètre susceptible d'influencer l'amplitude de vibration d'une telle magnitude est l'amortissement.

Effectivement, les résultats numériques indiquent que les coefficients d'amortissement modaux pour les modes 3, 5, 15 et 16 devraient être réduits afin d'atteindre des amplitudes similaires à celles atteintes expérimentalement. En se référant

aux coefficients d'amortissement présentés au Tableau 11, une variation non négligeable de la valeur des coefficients a été obtenue lors des mesures expérimentales. Afin d'augmenter la précision du modèle, une solution possible est d'adapter le coefficient d'amortissement utilisé dans le modèle numérique jusqu'à la concordance de l'amplitude d'accélération. Cet exercice est réalisé pour des simulations à fréquence constantes dans le but d'identifier les coefficients de Rayleigh nécessaires pour améliorer la précision du modèle numérique.

### **3.5.2 Étude de l'accélération en fonction de la tension appliquée et identification des coefficients d'amortissement adaptés au modèle numérique**

Pour cette étude, la fréquence d'excitation est maintenue constante et la tension appliquée aux bornes de(s) actuateur(s) est augmentée par incrément de 20 V<sub>pp</sub>. L'intensité des vibrations est mesurée au moyen des accéléromètres et l'amplitude maximale pour chaque cas d'excitation est retenue. Une analyse dynamique à l'état stationnaire est utilisée pour reproduire chaque cas d'excitation dans le modèle numérique.

Les premières simulations ont été réalisées en utilisant les coefficients de Rayleigh déterminé par les coefficients d'amortissement moyen déterminé expérimentalement. Par la suite, un coefficient d'amortissement adapté a été identifié pour chaque mode de vibration considéré dans le but d'améliorer la précision des simulations numériques. L'identification du coefficient d'amortissement adapté est réalisée par une méthode itérative d'essais et

d'erreurs à une seule intensité de voltage. Des coefficients de Rayleigh spécifiques à chaque fréquence sont utilisés afin de fixer la valeur du coefficient d'amortissement modal à une valeur désirée. Les différents coefficients d'amortissement ainsi déterminés peuvent ensuite être utilisés pour calculer les coefficients de Rayleigh adaptés au modèle numérique.

Cette section présente les résultats pour l'excitation des modes 1, 3, 5, 10, 15 et 16 au moyen d'un seul actuateur pour les deux coefficients d'amortissement considérés. Les modes 1 et 15 sont ensuite excités au moyen de 2 actuateurs en utilisant les coefficients d'amortissements adaptés au modèle numérique.

### **3.5.2.1 Excitation du mode 1 par un seul actuateur piézoélectrique**

Le 1<sup>er</sup> mode de vibration est excité au moyen d'un seul actuateur piézoélectrique par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 187 Hz sur le modèle expérimental et à 223 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 47).

La Figure 58 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en utilisant le coefficient d'amortissement mesuré expérimentalement et celui adapté pour le modèle

numérique. Avant la modification du coefficient d'amortissement, l'amplitude de vibration calculée par les simulations numériques est légèrement plus élevée que celle mesurée sur le montage expérimental. L'écart moyen entre les valeurs numériques et expérimentales est de 20%. Une augmentation de 18% du coefficient d'amortissement permet d'obtenir une excellente concordance entre le modèle numérique et expérimental. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est en moyenne de 6% à l'aide du coefficient d'amortissement ajusté.

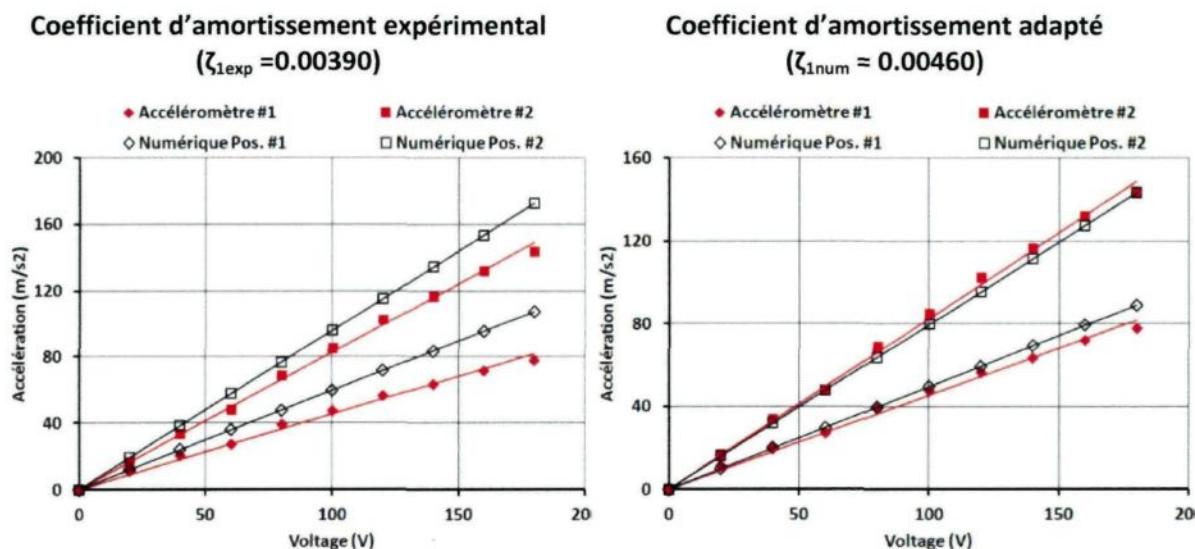


Figure 58: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 1, 1 actuateur)

L'accélération mesurée augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée, confirmant le comportement linéaire de l'actuateur piézoélectrique. En se référant à la forme du 1<sup>er</sup> mode (Figure 59), l'accélération maximale de  $143 \text{ m/s}^2$  a lieu au centre de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$ .

L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #2 est donc toujours supérieure à celle mesurée à la position de l'accéléromètre #1.

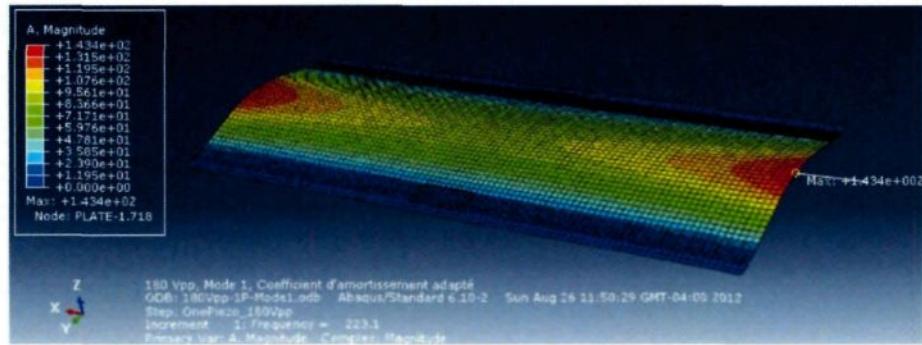


Figure 59: Accélération maximale, excitation du 1<sup>er</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 223 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.2.2 Excitation du mode 3 par un seul actuateur piézoélectrique

Le 3<sup>e</sup> mode de vibration est excité au moyen d'un seul actuateur piézoélectrique par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 243 Hz sur le modèle expérimental et à 256 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 60).

La Figure 60 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en utilisant le coefficient d'amortissement mesuré expérimentalement et celui adapté pour le modèle

numérique. Avant la modification du coefficient d'amortissement, l'amplitude de vibration calculée par les simulations numériques est considérablement moins élevée que celle mesurée sur le montage expérimental. L'écart moyen entre les valeurs numériques et expérimentales est de 56%. En réduisant de 48% le coefficient d'amortissement, une excellente concordance entre le modèle numérique et expérimental est obtenue. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de 7% en moyenne à l'aide du coefficient d'amortissement ajusté.

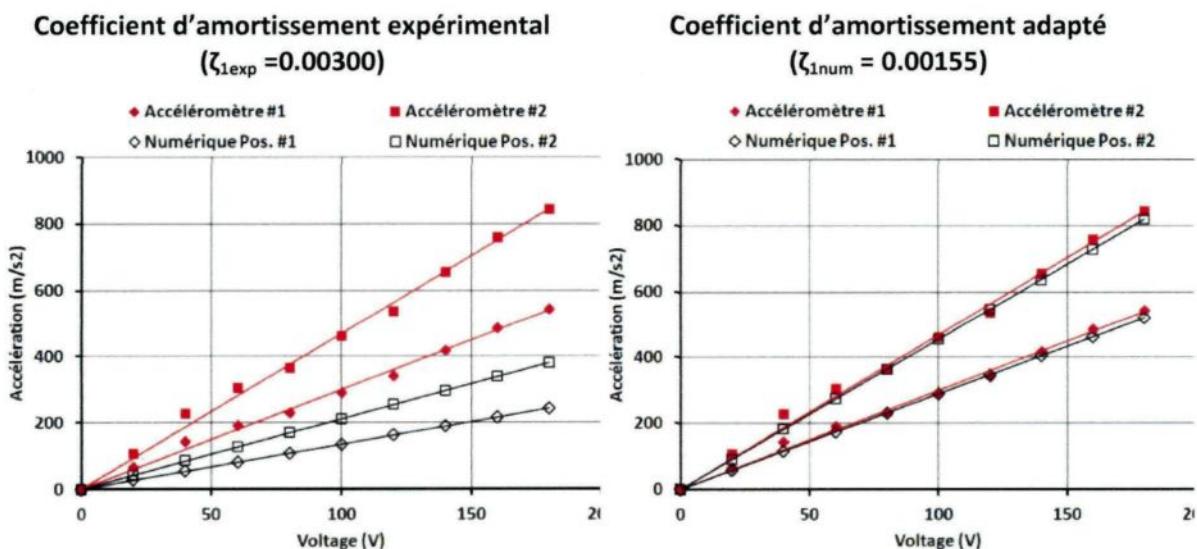


Figure 60: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 3, 1 actuateur)

L'accélération mesurée augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 3<sup>e</sup> mode (Figure 61), l'accélération maximale de 835 m/s<sup>2</sup> a lieu au centre de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de 180 V<sub>pp</sub>. L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #2 est donc toujours supérieure à celle mesurée à la position de l'accéléromètre #1.

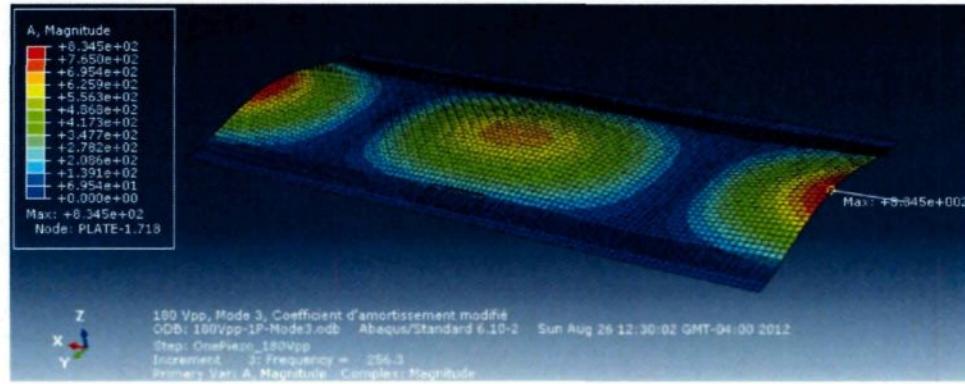


Figure 61: Accélération maximale, excitation du 3<sup>e</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 256 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.2.3 Excitation du mode 5 par un seul actuateur piézoélectrique

Le 5<sup>e</sup> mode de vibration est excité au moyen d'un seul actuateur piézoélectrique par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 383 Hz sur le modèle expérimental et numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 62).

La Figure 62 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en utilisant le coefficient d'amortissement mesuré expérimentalement et celui adapté pour le modèle numérique. Avant la modification du coefficient d'amortissement, l'amplitude de vibration calculée par les simulations numériques est considérablement moins élevée que celle mesurée sur le montage expérimental. L'écart moyen entre les valeurs numériques et

expérimentales est de 42%. En réduisant de 38% le coefficient d'amortissement, la concordance entre le modèle numérique et expérimental est améliorée. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de 10% en moyenne à l'aide du coefficient d'amortissement ajusté.

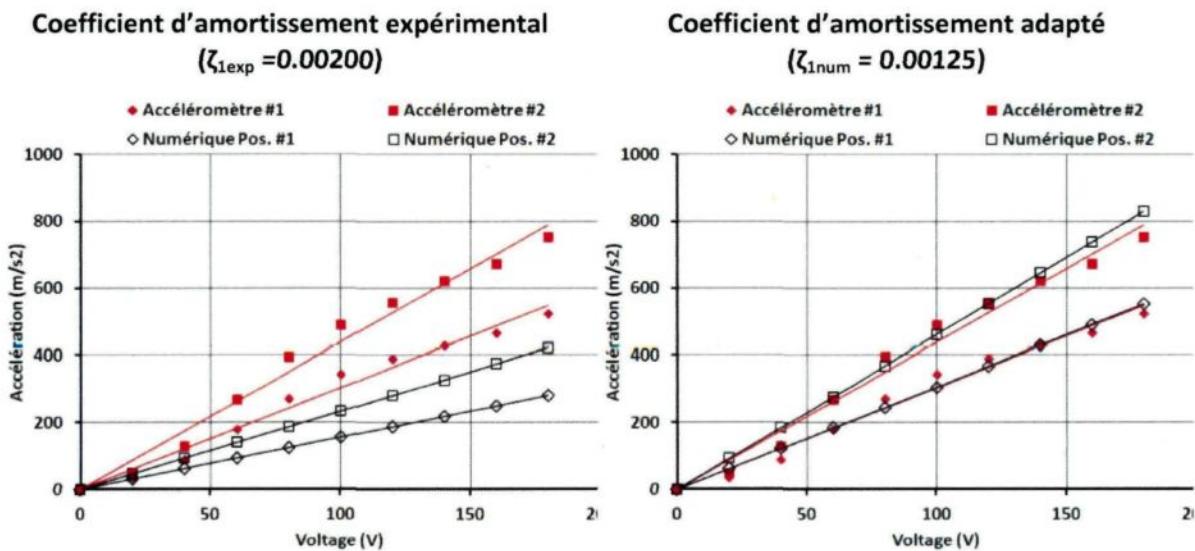


Figure 62: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 5, 1 actuateur)

L'accélération mesurée augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 5<sup>e</sup> mode (Figure 63), l'accélération maximale de  $803 \text{ m/s}^2$  a lieu au centre de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$ . L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #2 est donc toujours supérieure à celle mesurée à la position de l'accéléromètre #1.

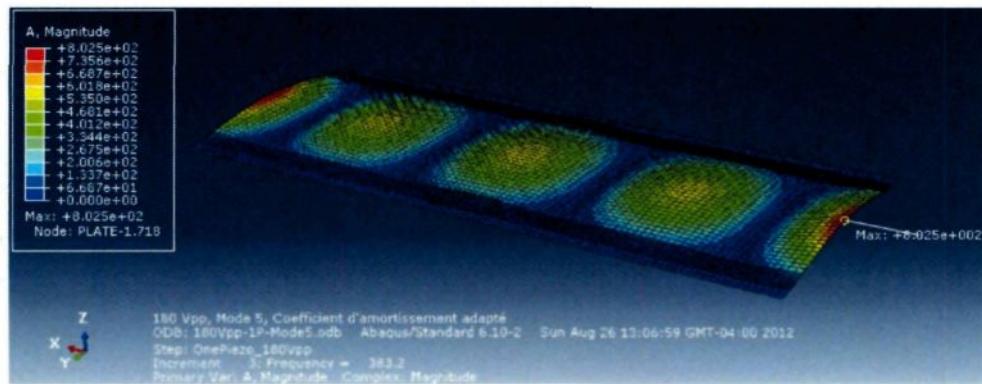


Figure 63: Accélération maximale, excitation du 5<sup>e</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 383 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté

### **3.5.2.4 Excitation du mode 10 par un seul actuateur piézoélectrique**

Le 10<sup>e</sup> mode de vibration est excité au moyen d'un seul actuateur piézoélectrique par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 623 Hz sur le modèle expérimental et à 655 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 64).

La Figure 64 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en utilisant le coefficient d'amortissement mesuré expérimentalement et celui adapté pour le modèle numérique. Avant la modification du coefficient d'amortissement, l'amplitude de vibration calculée par les simulations numériques est considérablement moins élevée que celle mesurée sur le montage expérimental. L'écart moyen entre les valeurs numériques et

expérimentales est de 40%. En réduisant de 36% le coefficient d'amortissement, la concordance entre le modèle numérique et expérimental est améliorée. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de 5% en moyenne à l'aide du coefficient d'amortissement ajusté.

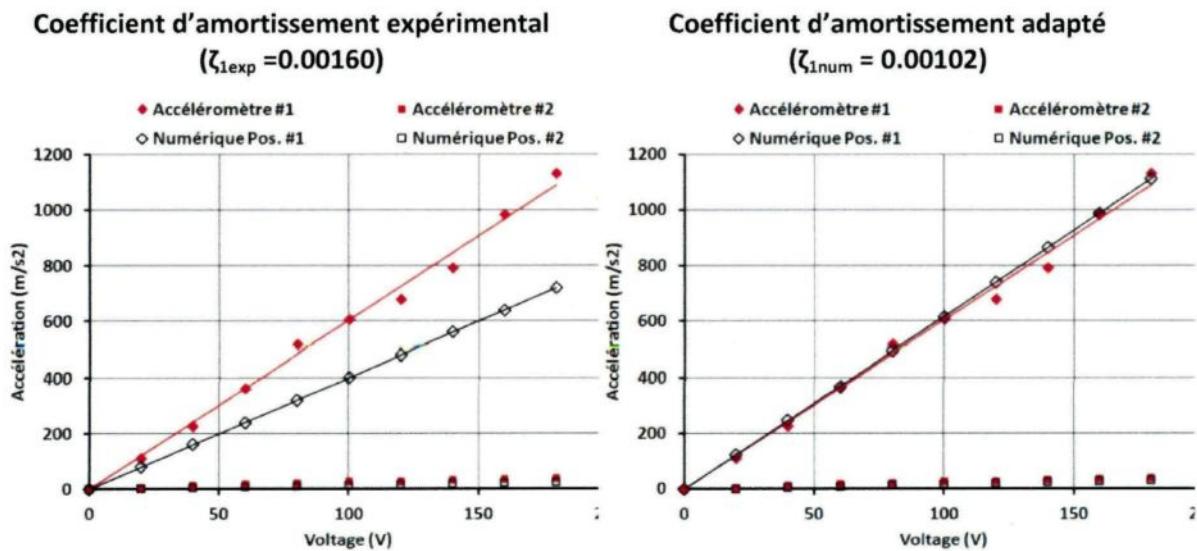


Figure 64: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 10, 1 actuateur)

L'accélération mesurée augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 10<sup>e</sup> mode (Figure 65), l'accélération maximale de  $1110 \text{ m/s}^2$  a lieu aux tiers de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$ . L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #1 est maximale tandis que l'accéléromètre #2 est situé sur une ligne nodale où le déplacement tend vers zéro.

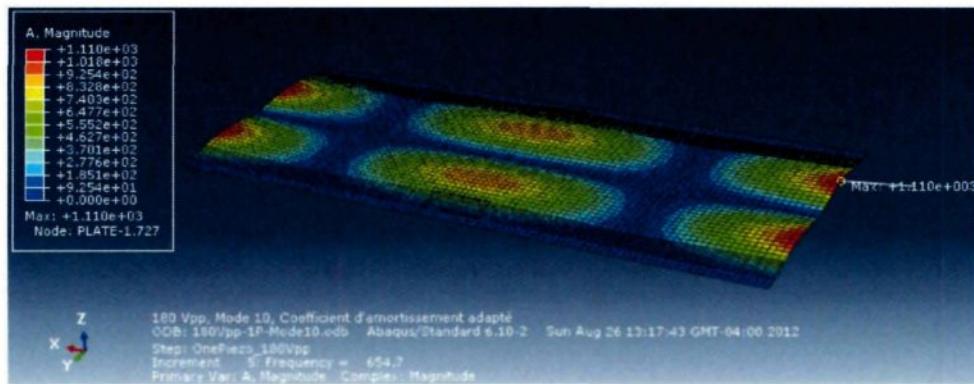


Figure 65: Accélération maximale, excitation du 10<sup>e</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 655 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.2.5 Excitation du mode 15 par un seul actuateur piézoélectrique

Le 15<sup>e</sup> mode de vibration est excité au moyen d'un seul actuateur piézoélectrique par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 1041 Hz sur le modèle expérimental et à 1036 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 66).

La Figure 66 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en utilisant le coefficient d'amortissement mesuré expérimentalement et celui adapté pour le modèle numérique. Avant la modification du coefficient d'amortissement, l'amplitude de vibration calculée par les simulations numériques est considérablement moins élevée que celle

mesurée sur le montage expérimental. L'écart moyen entre les valeurs numériques et expérimentales est de 59%. En réduisant de 73% le coefficient d'amortissement, la concordance entre le modèle numérique et expérimental est améliorée. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de 7% en moyenne à l'aide du coefficient d'amortissement ajusté.

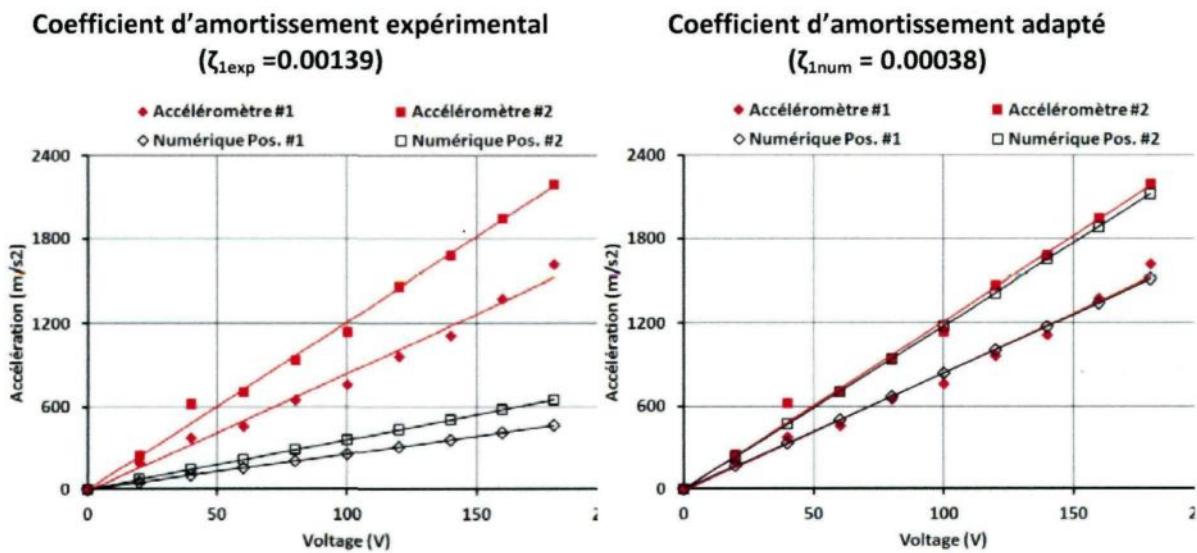


Figure 66: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 15, 1 actuateur)

L'accélération mesurée augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 15<sup>e</sup> mode (Figure 67), l'accélération maximale de 2 156 m/s<sup>2</sup> a lieu au centre de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de 180 V<sub>pp</sub>. L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #2 est donc toujours supérieure à celle mesurée à la position de l'accéléromètre #1.

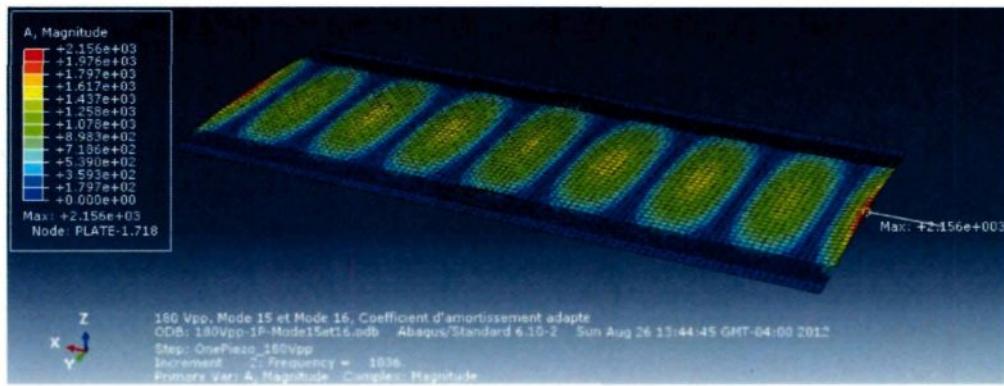


Figure 67: Accélération maximale, excitation du 15<sup>e</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 1036 Hz, 1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.2.6 Excitation du mode 16 par un seul actuateur piézoélectrique

Le 16<sup>e</sup> mode de vibration est excité au moyen d'un seul actuateur piézoélectrique par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 1030 Hz sur le modèle expérimental et à 1051 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 68). L'accélération mesurée à la position du troisième accéléromètre est équivalente à celle mesurée par l'accéléromètre #1.

La Figure 68 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en utilisant le coefficient d'amortissement mesuré expérimentalement et celui adapté pour le modèle numérique. Avant la modification du coefficient d'amortissement, l'amplitude de vibration calculée par les simulations numériques est considérablement moins élevée que celle

mesurée sur le montage expérimental. L'écart moyen entre les valeurs numériques et expérimentales est de 67%. En réduisant de 70% le coefficient d'amortissement, la concordance entre le modèle numérique et expérimental est améliorée. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de 6% en moyenne à l'aide du coefficient d'amortissement ajusté.

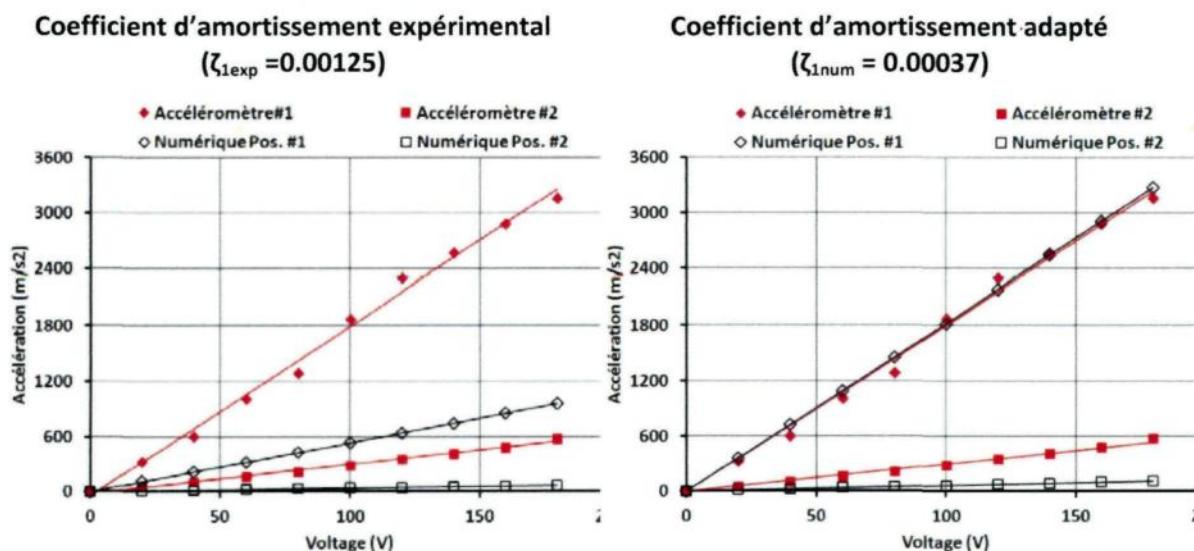


Figure 68 : Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement expérimental et adapté (Mode 16, 1 actuateur)

L'accélération mesurée augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 16<sup>e</sup> mode (Figure 69), l'accélération maximale de  $3\ 326\text{ m/s}^2$  a lieu aux tiers de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de  $180\text{ V}_{pp}$ . L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #1 est maximale tandis que l'accéléromètre #2 est situé sur une ligne nodale où le déplacement tend vers zéro. Sur le modèle expérimental, on remarque que la ligne nodale n'est pas

parfaitement centrée avec la position de l'accéléromètre #2, ce qui explique l'amplitude d'accélération quelque peu plus élevée.

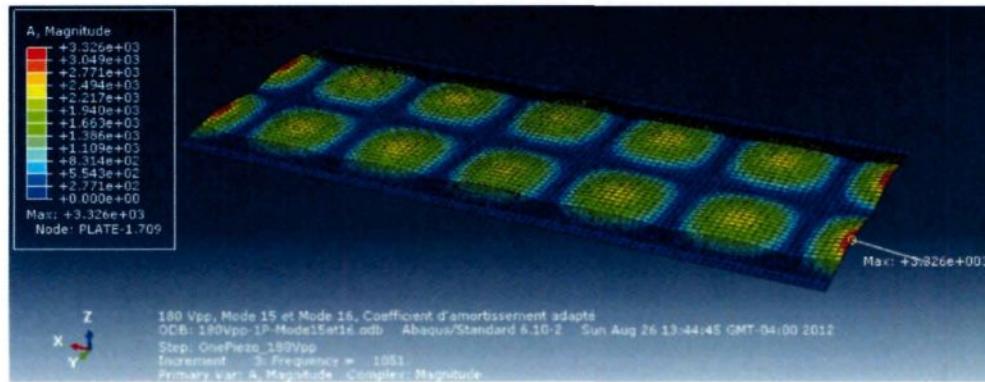


Figure 69: Accélération maximale, excitation du 16<sup>e</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 1051 Hz,  
1 actuateur, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.2.7 Excitation du mode 1 par deux actuateurs piézoélectriques

Le 1<sup>er</sup> mode de vibration est excité au moyen des deux actuateurs piézoélectriques par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 187 Hz sur le modèle expérimental et à 223 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 70).

La Figure 70 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en considérant le coefficient d'amortissement adapté pour le modèle numérique ( $\zeta_{1\text{num}} =$

0.00460). Les résultats numériques et expérimentaux sont en accord; l'amplitude maximale pour chaque valeur de voltage est doublée par rapport aux résultats obtenus au moyen d'un seul actuateur. L'écart moyen entre les valeurs numériques et expérimentales est de 9%.

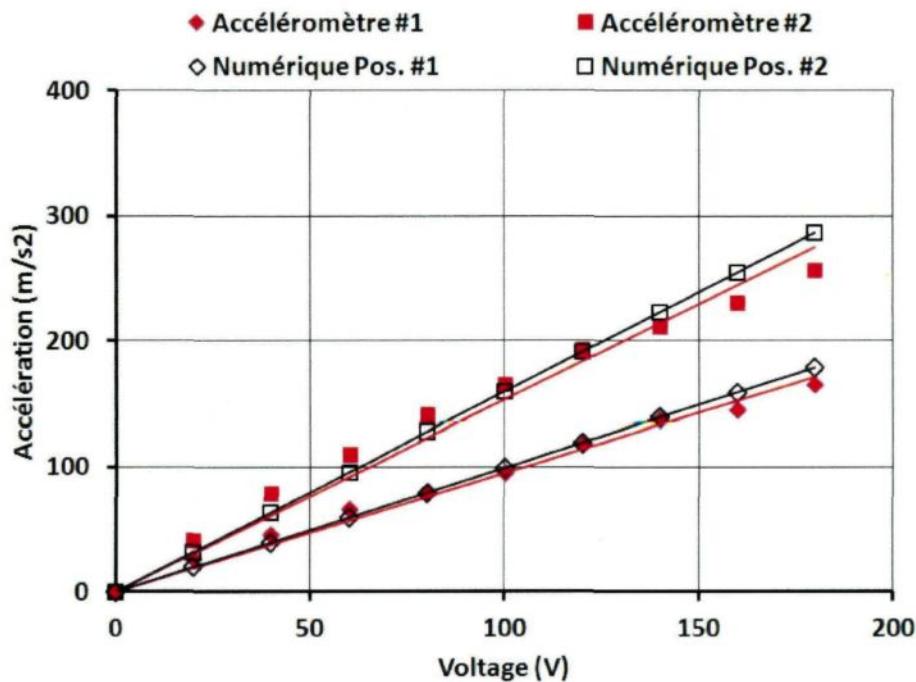


Figure 70: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement adapté (Mode 1, 2 actuateurs)

L'accélération augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 1<sup>er</sup> mode (Figure 71), l'accélération maximale de  $287 \text{ m/s}^2$  a lieu au centre de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$ . L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #2 est donc toujours supérieure à celle mesurée à la position de l'accéléromètre #1.

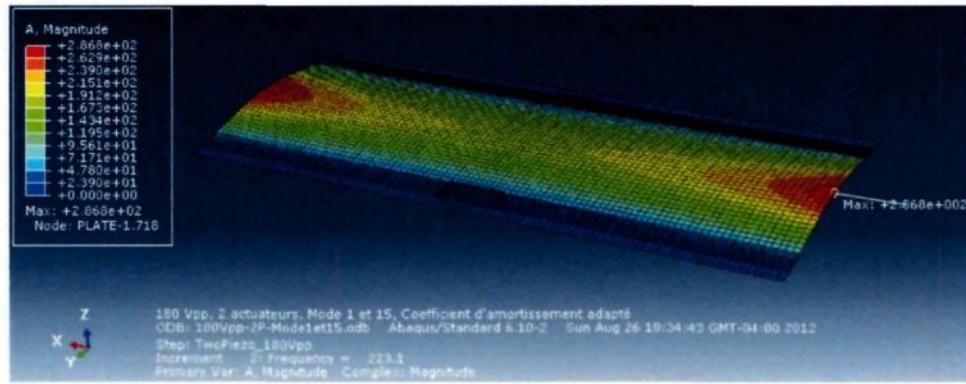


Figure 71: Accélération maximale, excitation du 1<sup>er</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 1051 Hz, 2 actuateurs, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.2.8 Excitation du mode 15 par deux actuateurs piézoélectriques

Le 15<sup>e</sup> mode de vibration est excité au moyen des deux actuateurs piézoélectriques par une tension électrique sinusoïdale de fréquence égale à 1041 Hz sur le modèle expérimental et à 1036 Hz pour le modèle numérique (Valeur exacte de la fréquence de résonance sur le modèle expérimental et numérique respectivement). L'intensité de la tension électrique varie de 20 à 180 V<sub>pp</sub> par incrément de 20 V<sub>pp</sub> et l'amplitude maximale de l'accélération est mesurée aux positions des accéléromètres situés à 5 cm (Acc. #1) et 10 cm (Acc. #2) de l'encastrement (Figure 72).

La Figure 72 montre les résultats expérimentaux et numériques obtenus en considérant le coefficient d'amortissement adapté pour le modèle numérique ( $\zeta_{15\text{num}} = 0.00038$ ). Les résultats numériques et expérimentaux sont en accord; l'amplitude maximale pour chaque valeur de voltage est approximativement doublée par rapport aux résultats

obtenus au moyen d'un seul actuateur. Les résultats expérimentaux obtenus sont en moyenne 1.73 plus élevés que lorsqu'excitée par un seul actuateur. Les résultats numériques sont quant à eux exactement doublés par rapport au cas d'excitation utilisant qu'un seul actuateur. L'écart moyen entre les valeurs numériques et expérimentales est de 16%.

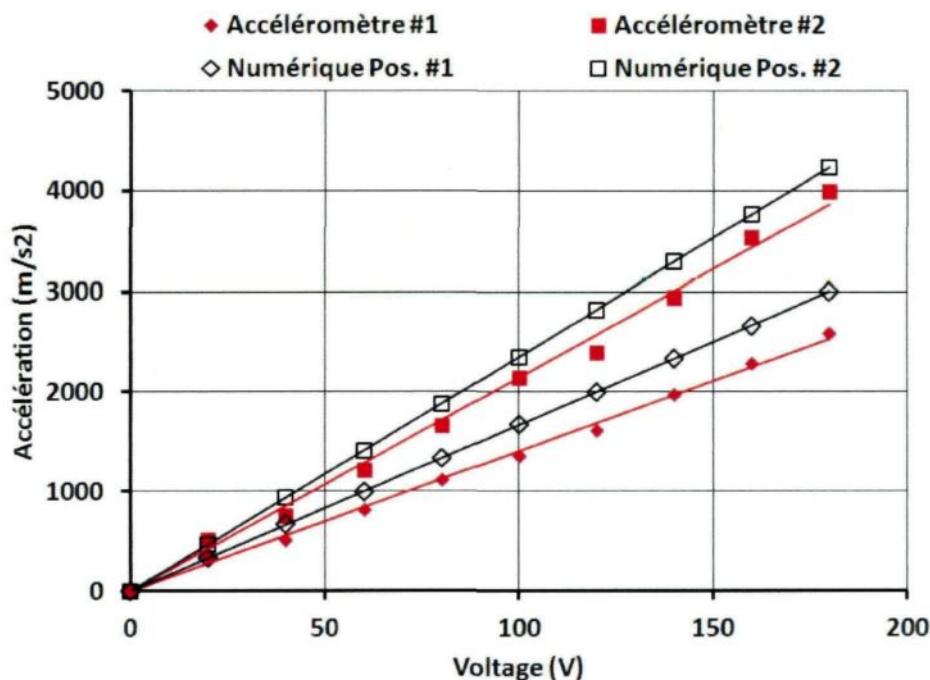


Figure 72: Accélération en fonction de la tension appliquée avec coefficient d'amortissement ajusté (Mode 15, 2 actuateurs)

L'accélération augmente linéairement avec l'intensité de la tension appliquée. En se référant à la forme du 15<sup>e</sup> mode (Figure 73), l'accélération maximale de  $4\ 305\ m/s^2$  a lieu au centre de la plaque le long des rebords libres pour une tension appliquée de  $180\ V_{pp}$ . L'accélération mesurée à la position de l'accéléromètre #2 est donc toujours supérieure à celle mesurée à la position de l'accéléromètre #1.

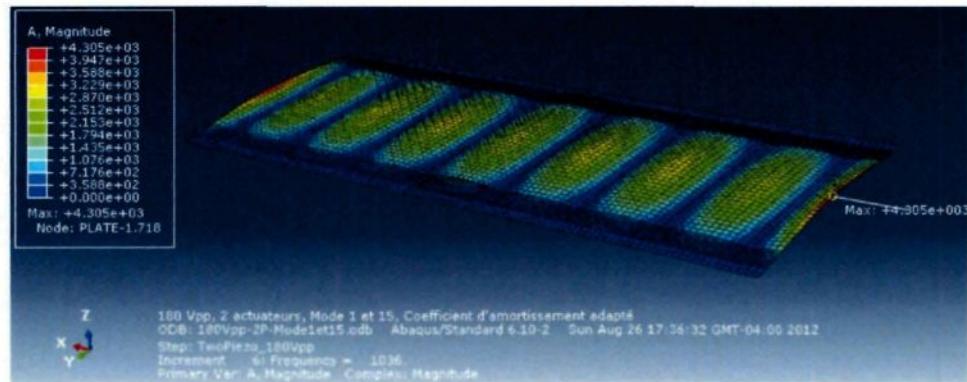


Figure 73: Accélération maximale, excitation du 15<sup>e</sup> mode à 180 V<sub>pp</sub>, 1051 Hz, 2 actuateurs, coefficient d'amortissement adapté

### 3.5.3 Accélération en fonction de la fréquence en utilisant les coefficients de Rayleigh adaptés

Les coefficients d'amortissement modaux adaptés pour le modèle numérique déterminés à la section 3.4.2 permettent aux simulations numériques d'atteindre un haut niveau de précision. Toutefois, cela exige de changer les propriétés d'amortissement du modèle pour chaque fréquence d'actuation. Afin d'éviter cette situation, les coefficients d'amortissement modaux déterminés sont approximés à l'aide des coefficients de Rayleigh tel que présenté à la section 3.4.3. Puisque la valeur exacte des coefficients d'amortissement modaux ne peut pas être reproduite par la relation de Rayleigh, cette solution entraîne inévitablement une perte de précision pour certaines fréquences.

Les coefficients de Rayleigh adaptés au modèle numérique sont calculés en considérant les paires de fréquences et de coefficient d'amortissement modal  $\omega_1, \zeta_{1\text{num}}$  et  $\omega_{16}, \zeta_{16\text{num}}$ . La

valeur des coefficients modaux obtenus au moyen des coefficients d'amortissement de Rayleigh adapté sont présenté au Tableau 11.

Tableau 11: Valeurs des coefficients d'amortissement modaux

Valeur des coefficients d'amortissement modaux			
Modes	Déterminé expérimentalement	Ajusté au modèle numérique	Coefficients de Rayleigh Ajusté ( $\alpha_R = 10.673$ et $\beta_R = -1.339E^{-7}$ )
1	$0.0039 \pm 0.0018$	0.00460	0.00371
3	$0.003 \pm 0.0014$	0.00155	0.00321
5	$0.002 \pm 0.00036$	0.00140	0.00205
10	$0.0016 \pm 0.00033$	0.00102	0.00102
15	$0.00139 \pm 0.00034$	0.00038	0.00038
16	$0.00125 \pm 0.00036$	0.00037	0.00037

À l'aide des coefficients de Rayleigh adaptés, les coefficients d'amortissement pour les modes 10, 15 et 16 sont parfaitement reproduits. Le coefficient d'amortissement pour le premier mode est légèrement inférieur à sa valeur idéale pour le modèle numérique tandis que ceux pour les modes 3 et 5 sont augmentés par rapport à leur valeur idéale. L'analyse dynamique à l'état stationnaire ne permet pas de définir le coefficient d'amortissement modal pour chaque mode, forçant ainsi l'utilisation des coefficients de Rayleigh. Inévitablement, l'utilisation des coefficients de Rayleigh ajustés entraîne une perte de précision pour les modes 1, 3, 5.

L'étude de l'accélération en fonction de la fréquence d'excitation a été reproduite à l'aide des coefficients d'amortissement de Rayleigh ajustés. Les résultats de l'analyse dynamique à l'état stationnaire couvrant la bande fréquentielle de 0 à 1.2 kHz sont présentés à la Figure 74. Comparativement aux résultats obtenus préalablement (Figure 57),

les résultats à travers la bande fréquentielle sont considérablement améliorés. À l'exception des modes 3 et 5, les résultats numériques sont bien représentatifs des résultats expérimentaux. L'écart par rapport aux résultats expérimentaux est de respectivement 17%, 50%, 51%, 7%, 6% et 4% pour les modes 1, 3, 5, 10, 15 et 16.

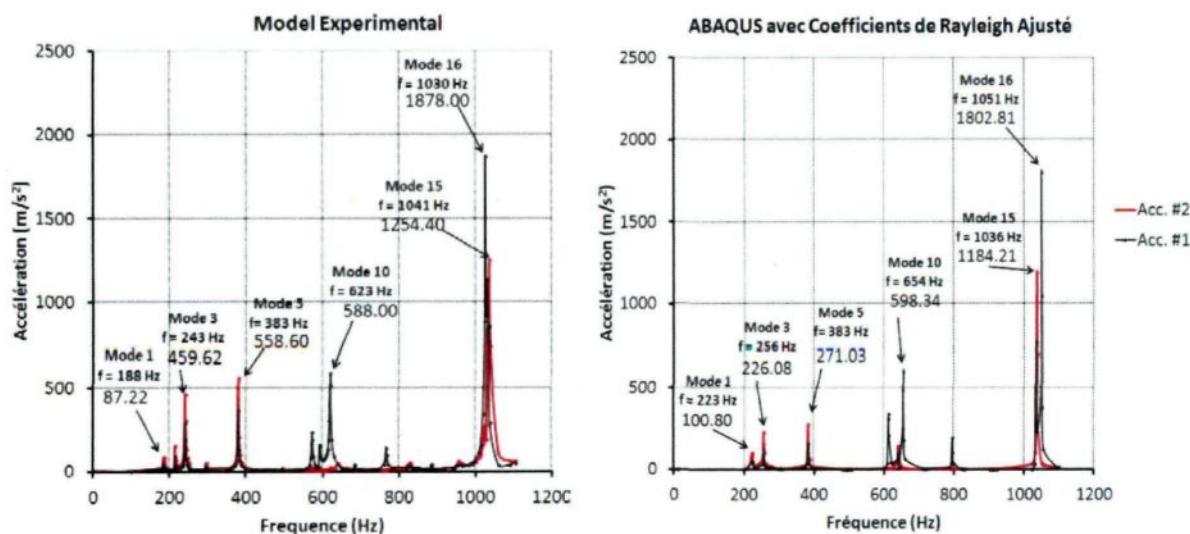


Figure 74: Accélération en fonction de la fréquence d'excitation (coefficients de Rayleigh adaptés pour le modèle numérique)

Hormis la résonance identifiée aux alentours du second mode lors des essais expérimentaux, les courbes numériques et expérimentales sont en accord au niveau des fréquences causant la résonance de la plaque (9 fréquences pour la courbe expérimentale et 8 fréquences pour la courbe numérique). En considérant la présence d'une ligne nodale centrale pour le deuxième mode de résonance (voir Figure 50), il est cohérent qu'aucune résonance ne soit produite lors de l'excitation du deuxième mode. Ce résultat peut être le résultat d'une imperfection au niveau de l'orientation des actuateurs piézoélectriques sur le

modèle expérimental. Lors de l'identification des modes de résonances, la majorité des modes résonance ayant une ligne nodale centrale était soit faiblement excitée, déformée, ou bien impossible à activer. Le modèle numérique, par sa géométrie parfaite, semble donc plus tranchant au niveau de la relation entre la position de l'actuateur et de l'excitation ou non d'un mode de résonance.

Au bout de cet effort, la capacité du modèle à simuler avec précision l'excitation harmonique à la résonance d'une structure plane a été démontrée. Toutefois, l'identification de coefficients d'amortissement adaptés au modèle numérique est nécessaire à la précision du modèle. Les variations non négligeables observées lors de la mesure expérimentale des coefficients d'amortissement ainsi que la sensibilité de 15% des accéléromètres utilisés justifie la nécessité de déterminer des coefficients ajustés pour le modèle numérique. L'utilisation d'instruments plus précis pour la caractérisation de l'amortissement serait nécessaire étant donnée la forte influence de ce paramètre sur les simulations numériques.

De plus, un compromis au niveau de la précision doit être fait lorsque la fréquence varie durant les simulations dues à l'approximation par les coefficients d'amortissement de Rayleigh. Au final, une précision acceptable est obtenue en matière d'amplitude des vibrations. De surcroit, le modèle numérique est représentatif au niveau des fréquences provoquant la résonance et de l'influence de la position des actuateurs sur les modes de résonance activés. Ces résultats positifs justifient l'utilisation du modèle numérique pour conduire une étude paramétrique afin étudier l'influence de la position des actuateurs, de la rigidité et de l'épaisseur de la plaque sur la fréquence et l'intensité des modes de résonance.

### 3.6 Étude paramétrique

Dans le but d'utiliser les vibrations produites par les actuateurs piézoélectriques pour dégivrer une structure, l'optimisation de l'amplitude des vibrations est primordiale pour atteindre les déformations mécaniques nécessaires au fonctionnement du système. Afin d'étudier l'influence de certains paramètres sur l'amplitude de vibration, une étude paramétrique portant sur les modes 10, 15 et 16 est proposée (Figure 75). Les paramètres ciblés sont la position de l'actuateur, la rigidité et l'épaisseur de la structure plane. Chacun de ces paramètres sont variées indépendamment et des analyses fréquentielle et dynamique sont utilisées pour en étudier l'impact sur les fréquences de résonance et les déplacements/déformations produites par l'excitation harmonique de l'actuateur piézoélectrique.

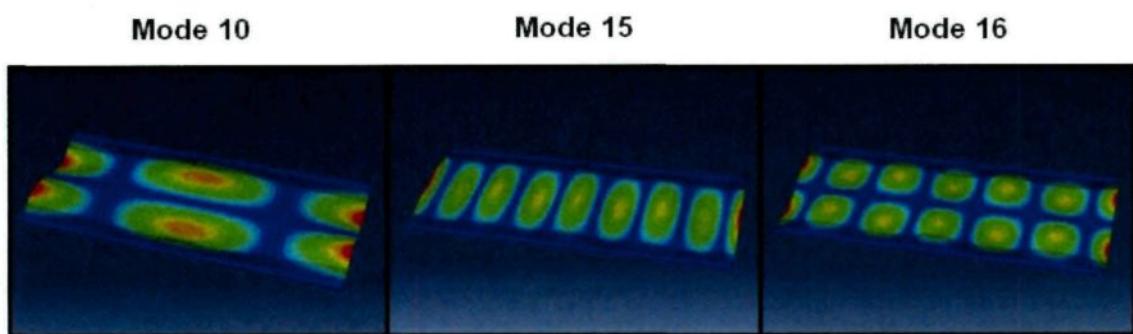


Figure 75: Modes 10, 15 et 16 utilisés pour l'étude paramétrique

### 3.6.1 Influence de la position de l'actuateur

Pour l'étude paramétrique de la position de l'actuateur, les propriétés physiques de la plaque, l'amortissement modal et l'intensité de l'excitation sont maintenus constants. Les actuateurs, centrés sur la largeur de la plaque, sont déplacés perpendiculairement à l'encastrement, Figure 76. Un seul actuateur est utilisé pour l'excitation harmonique, le deuxième actuateur est conservé pour maintenir la symétrie et ainsi éviter que la forme des modes de résonance soit modifiée. La position des actuateurs n'est pas variée selon la largeur en raison des modifications nécessaires au modèle pour maintenir la symétrie. Toutefois, les résultats présentés à la section 3.3 ont démontré que chaque actuateur devrait être disposé de sorte qu'il soit entièrement compris dans une zone déformée pour chaque mode où il est mis à contribution.

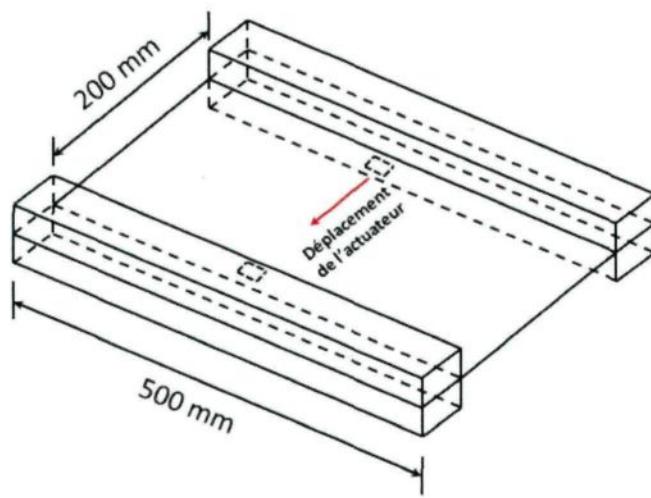


Figure 76: Variation de la position de l'actuateur

En modifiant la position des actuateurs piézoélectriques, la valeur des fréquences de résonance est modifiée. La fréquence d'excitation est donc ajustée pour chaque simulation afin d'exciter exactement la fréquence de résonance des modes 10, 15 et 16. Conséquemment, les coefficients de Rayleigh doivent aussi être ajustés afin d'éviter que l'amortissement modal soit modifié.

La distance séparant l'actuateur à la zone d'encastrement, jusqu'à présent fixée à 10 mm, est variée de 5 mm à 50 mm (5, 10, 20, 30, 40 et 50 mm) pour couvrir le quart de la longueur de la plaque. Pour chaque simulation, une tension de 180 V<sub>pp</sub> est appliquée à un seul actuateur.

Une analyse fréquentielle est conduite pour chaque nouvelle position afin d'identifier la valeur exacte des fréquences de résonance. La valeur des fréquences de résonance calculée est utilisée pour déterminer de nouveaux coefficients de Rayleigh. Finalement, une analyse dynamique à l'état stationnaire est utilisée pour déterminer les déplacements et les déformations produites par l'excitation harmonique, l'amplitude maximale des déplacements et des déformations est retenue pour chaque simulation.

### ***3.6.1.1 Résultats de l'étude sur le positionnement des actuateurs piézoélectriques***

Les résultats des analyses fréquentielles sont d'abord présentés. De ces résultats, des coefficients de Rayleigh sont calculés pour assurer que les coefficients d'amortissement

modaux demeurent constants lors des analyses dynamiques. Finalement, les déplacements et déformations maximales produites par l'excitation harmonique d'un seul actuateur piézoélectrique pour les modes 10, 15 et 16 sont présentés graphiquement.

### **3.6.1.1.1 Variation des fréquences de résonance et détermination des coefficients de Rayleigh**

En déplaçant les actuateurs graduellement vers le centre de la plaque, la rigidité de celle-ci est légèrement modifiée. Les fréquences correspondantes aux modes 10, 15 et 16 déterminées par les analyses fréquentielles sont présentées au Tableau 12 pour les différents cas simulés.

Tableau 12 : Variation des fréquences de résonance avec la position des actuateurs

<b>Mode</b>	$\zeta_{\text{modal}}$	<b>Fréquence (Hz)</b>					
		<b>Distance de l'encastrement</b>					
		<b>5 mm (Cas 1)</b>	<b>10 mm (Cas 0)</b>	<b>20 mm (Cas 2)</b>	<b>30 mm (Cas 3)</b>	<b>40 mm (Cas 4)</b>	<b>50 mm (Cas 5)</b>
<b>10</b>	0.00102	658.8	654.7	648.9	645.3	643.6	643.8
<b>15</b>	0.00038	1035.9	1035.5	1035.0	1034.4	1034.5	1035.2
<b>16</b>	0.00037	1053.4	1050.9	1047.1	1044.2	1042.7	1042.9

L'éloignement des actuateurs de la zone d'encastrement affecte substantiellement les fréquences de résonances. Initialement, la valeur des fréquences diminue légèrement avec le déplacement des actuateurs vers le centre, ce qui suggère une diminution de la rigidité du système. Lorsque la distance de l'encastrement atteint 40 mm, la valeur des

fréquences cesse de diminuer. Ceci indique que la rigidité du système recommence à augmenter lorsque la distance entre les deux actuateurs atteint approximativement 120 mm. La modification de la position des actuateurs à un faible impact sur la valeur des fréquences de résonance.

Malgré ce faible impact, la variation de la valeur des fréquences de résonance nécessite l'ajustement des coefficients de Rayleigh pour maintenir la valeur des coefficients d'amortissement modal constant. Pour chaque cas de simulation, une nouvelle paire de coefficients de Rayleigh est calculée selon la méthode présentée à la section 3.4.3. Les coefficients d'amortissement adaptés pour le modèle numérique identifiés à la section 3.5.2 sont utilisés (Tableau 12). Les différents coefficients de Rayleigh utilisés pour l'étude de l'influence de la position de l'actuateur sont présentés au Tableau 13.

Tableau 13 : Coefficients de Rayleigh utilisés pour maintenir les coefficients modaux constants avec la variation de la position des actuateurs

<b>Coefficients de Rayleigh</b>		
<b>Cas</b>	<b><math>\alpha</math></b>	<b><math>\beta (*10^{-7})</math></b>
0	10.673	-1.339
1	10.655	-1.314
2	10.304	-1.256
3	10.272	-1.258
4	10.242	-1.257
5	10.212	-1.249

Ces coefficients sont définis dans le modèle numérique préalablement à chaque analyse dynamique et assurent que les coefficients d'amortissement modaux demeurent constants

malgré la variation des fréquences de résonances engendrée par la modification de la position des actuateurs.

### 3.6.1.1.2 Résultats des analyses dynamiques

Une analyse dynamique à l'état stationnaire est utilisée pour simuler l'excitation de la plaque à l'aide d'un seul actuateur soumis à une tension électrique sinusoïdale de 180 V<sub>pp</sub> aux fréquences de résonances des modes 10, 15 et 16. La position de l'actuateur est variée selon une direction perpendiculaire à la zone d'encastrement et les simulations sont réalisées pour des distances de séparation égales à 5, 10, 20, 30, 40 et 50 mm. Dans chaque cas, le déplacement en µm et la déformation maximale en µm/m produite par l'excitation harmonique ont été calculés pour les 3 modes de vibration considérés. Les résultats sont présentés à la Figure 77 et peuvent être consultés à l'Annexe III.

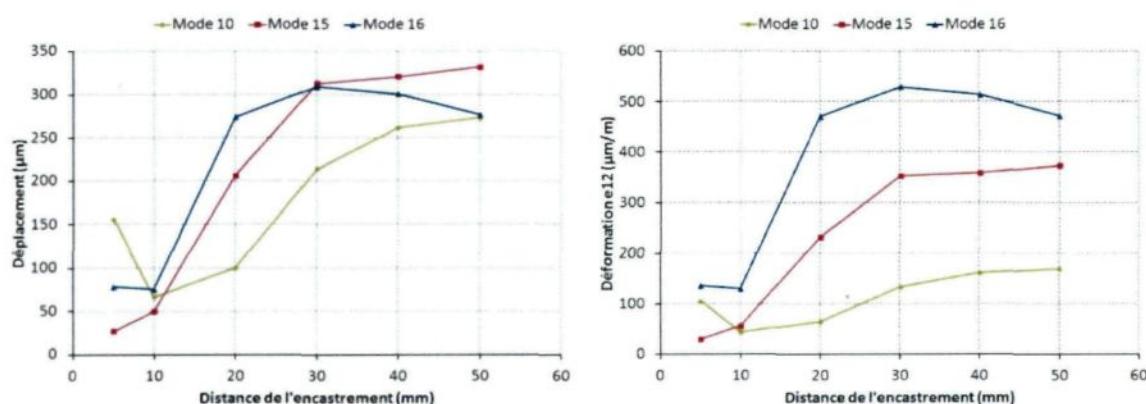


Figure 77: Déplacement et déformation maximale en fonction de la position de l'actuateur

Pour les trois modes de vibrations étudiés, l'éloignement de l'actuateur de la zone d'encastrement a généralement tendance à faire augmenter l'amplitude des déplacements et déformations. En se référant à la forme des modes (Figure 75), on remarque qu'en éloignant l'actuateur de l'encastrement, celui-ci est déplacé vers l'endroit de déplacement maximal de la zone déformée sur laquelle il est situé. Pour le mode 16, la position de l'actuateur est optimale à une distance de 30 mm, tandis qu'elle semble atteindre un maximum à 50 mm pour le mode 10. La position optimale pour l'excitation du mode 15 n'est pas tout à fait atteinte à une distance de 50 mm de l'encastrement, la position optimale serait théoriquement au centre de la plaque en se basant sur la forme du mode.

Par rapport au Cas 0 (Cas correspondant à la position des actuateurs sur le modèle expérimental), l'amplitude maximale des déplacements/déformations augmente de 310%, 399% et 364% respectivement pour les modes 10, 15 et 16 lorsque la position de l'actuateur est optimisée.

La déformation évolue similairement au déplacement. Malgré des amplitudes de déplacement similaires, les déformations produites par les modes 15 et 16 sont nettement supérieures à celles produites par l'excitation du mode 10. Ceci peut être expliqué par le rétrécissement des zones déformées avec l'augmentation de la fréquence de résonance. Des déformations maximales de 169, 373 et 530  $\mu\text{m}/\text{m}$  sont respectivement produites pour les modes 10, 15 et 16.

### **3.6.2 Effet de la rigidité de la structure plane**

Pour l'étude paramétrique de la rigidité, la masse, les dimensions et l'amortissement de la plaque plane ainsi que la position et l'intensité d'excitation de l'actuateur sont maintenues constantes pour chaque simulation. La fréquence d'excitation est toutefois ajustée afin d'exciter exactement la fréquence de résonance des modes 10, 15 et 16 à chaque simulation. Des coefficients d'amortissement de Rayleigh sont calculés pour assurer que les coefficients d'amortissement modaux demeurent constants pour chaque simulation.

La rigidité du système est variée en modifiant directement la valeur du module de Young défini pour le matériau composant la plaque plane. La rigidité du matériau est augmentée de 25% par incrément de 5% par rapport au module de Young de l'aluminium 2024-T3 de 73.1 GPa (76.7 , 80.4, 84.1, 87.7 et 91.4 GPa).

Pour chaque valeur de rigidité considérée, une analyse fréquentielle est réalisée afin d'identifier la valeur des fréquences de résonance et procéder au calcul des coefficients de Rayleigh. Une analyse dynamique à l'état stationnaire est ensuite conduite en excitant la valeur exacte des modes 10, 15 et 16 au moyen d'une tension électrique sinusoïdale de 180 V<sub>pp</sub>. Pour chaque simulation, l'amplitude maximale des déplacements et des déformations produites par l'excitation d'un seul actuateur piézoélectrique est retenue.

### **3.6.2.1 Résultats de l'étude sur la rigidité de la structure plane**

Tel que pour l'étude précédente, la variation des fréquences de résonance en fonction de la rigidité de la plaque est d'abord présentée. Pour chaque configuration, des coefficients de Rayleigh sont calculés pour assurer que les coefficients d'amortissement modaux demeurent constants lors des simulations dynamiques. Ensuite, les résultats des analyses dynamiques à l'état stationnaire sont présentés. Les variables considérées sont les déplacements et déformations maximales produites par l'excitation harmonique d'un seul actuateur piézoélectrique pour les modes 10, 15 et 16.

#### **3.6.2.1.1 Variation des fréquences de résonance et détermination des coefficients de Rayleigh**

La valeur des fréquences de résonance d'une structure dépend de ces propriétés de rigidité de masse. En augmentant la rigidité du matériau composant la plaque plane, la fréquence de chaque mode de résonance devrait théoriquement augmenter. L'identification des fréquences de résonances est effectuée au moyen d'une analyse fréquentielle pour chaque valeur de rigidité considérée. Les fréquences correspondantes aux modes 10, 15 et 16 déterminées par les analyses fréquentielles sont résumées au Tableau 14.

Tableau 14 : Variation des fréquences de résonance due à l'augmentation de la rigidité

Mode	$\zeta_{\text{modal}}$	Fréquence (Hz)					
		Module de Young					
		73.1 GPa	76.7 GPa	80.4 GPa	84.1 GPa	87.7 GPa	91.4 GPa
10	0.00102	654.7	671.0	686.7	702.1	717.16	731.9
15	0.00038	1035.5	1061.2	1086.1	1110.4	1134.3	1157.6
16	0.00037	1050.9	1077.2	1102.5	1127.2	1151.4	1175.0

L'augmentation de la rigidité de la plaque a pour résultat de déplacer la valeur des fréquences de résonance vers de plus hautes fréquences. Les fréquences de résonance de chaque mode présenté au Tableau 14 sont tracées en fonction de la rigidité, Figure 78. Pour chaque mode, la valeur de la fréquence de résonance augmente linéaire avec la rigidité de la plaque. La fréquence de résonance des modes plus élevés augmente à un taux supérieur. Ainsi, la bande fréquentielle séparant chaque mode de résonance augmente.

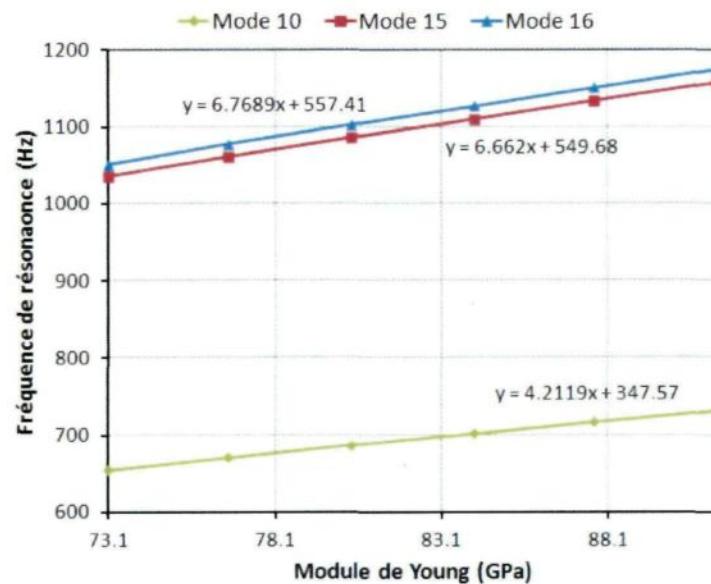


Figure 78: Fréquence de résonance en fonction de la rigidité de la plaque

Comme discuté préalablement, la variation de la valeur des fréquences de résonance nécessite l'ajustement des coefficients de Rayleigh pour maintenir la valeur des coefficients d'amortissement modaux constante. Pour chaque cas de simulation, une nouvelle paire de coefficients de Rayleigh est calculée selon la méthode présentée à la section 3.4.3. Les coefficients d'amortissement adaptés pour le modèle numérique identifiés à la section 3.5.2 sont utilisés (Tableau 14). Les différents coefficients de Rayleigh utilisés pour l'étude de l'influence de la rigidité de la structure plane sont présentés au Tableau 15.

Ces coefficients sont définis dans le modèle numérique préalablement à chaque analyse dynamique à l'état stationnaire et assure que les coefficients d'amortissement modaux demeurent constants malgré la variation des fréquences de résonances engendrée par la modification de la rigidité de la structure plane.

Tableau 15 : Coefficients de Rayleigh utilisés pour maintenir les coefficients modaux constants avec la variation de la rigidité de la plaque

<b>Coefficients de Rayleigh</b>		
<b>Cas</b>	<b><math>\alpha</math></b>	<b><math>\beta (*10^7)</math></b>
0	10.673	-1.339
1	10.895	-1.285
2	11.150	-1.255
3	11.400	-1.228
4	11.644	-1.202
5	11.882	-1.178

### 3.6.2.1.2 Résultats des analyses dynamiques

Une analyse dynamique à l'état stationnaire est utilisée pour simuler l'excitation de la plaque à l'aide d'un seul actuateur soumis à une tension électrique sinusoïdale de 180 V<sub>pp</sub> aux fréquences de résonances des modes 10, 15 et 16. Le Module de Young du matériau composant la plaque plane est varié pour simuler l'augmentation de la rigidité de la plaque sans influencer la masse ni les dimensions du système. Des simulations sont réalisées pour des Modules de Young égales à 73.1, 76.7, 80.4, 84.1, 87.7 et 91.4 GPa. Le module d'élasticité de 91.4 GPa représente environ 50% du module d'élasticité de l'acier (~200 GPa) et est représentatif de celui des alliages de titane (~112 GPa). Pour chaque cas, le déplacement et la déformation maximale produite par l'excitation harmonique d'un seul actuateur ont été calculés pour les 3 modes de vibration considérés. Les résultats sont présentés à la Figure 79 et peuvent être consultés à l'Annexe III.

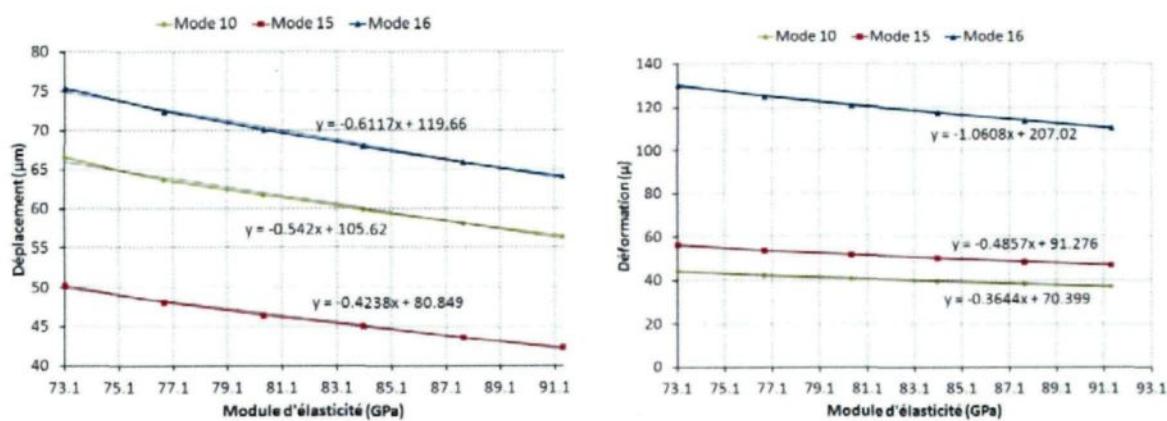


Figure 79: Déplacement et déformation maximale en fonction de la rigidité de la plaque plane

Pour les trois modes de vibrations étudiés, l'augmentation de la rigidité de la plaque plane a tendance à diminuer l'amplitude des déplacements et des déformations. Selon les résultats présentés, la relation entre la rigidité de la plaque et les déplacements/déformations est presque linéaire. La comparaison des taux de diminution de l'amplitude (Déplacements et déformations), il apparaît que les modes de fréquence les plus élevées sont plus affectés par l'augmentation de la rigidité. Par rapport au Cas 0 (Rigidité de l'aluminium 2024-T3), l'amplitude maximale des déplacements/déformations diminue d'environ 15% pour chaque mode dû à l'augmentation de 25% de la valeur du Module de Young.

La déformation évolue similairement au déplacement. Les déformations produites par le mode 16 sont supérieures à celles produites par l'excitation des modes 10 et 15 pour l'ensemble des cas simulés. Malgré des déplacements moins élevés, le mode 15 produit des déformations supérieures au mode 10. Les modes de fréquences plus élevées sont caractérisés par un nombre de régions déformées plus élevées, mais de tailles réduites. Ainsi, moins de déplacement est requis pour atteindre de plus grande déformation.

### **3.6.3 Effet de l'épaisseur de la structure plane**

Le dernier paramètre étudié par cette étude paramétrique est l'épaisseur de la plaque plane. Pour cette étude, la superficie, le module de Young et l'amortissement de la plaque plane ainsi que la position et l'intensité d'excitation de l'actuateur piézoélectrique sont

maintenues constantes pour chaque simulation. La fréquence d'excitation est toutefois ajustée afin d'exciter exactement la fréquence de résonance des modes 10, 15 et 16. En raison de la variation des fréquences de résonance, des coefficients d'amortissement de Rayleigh sont calculés pour chaque simulation afin que les coefficients d'amortissement modaux demeurent constants.

En variant l'épaisseur de la plaque, la masse et la rigidité de la structure plane sont modifiées. L'épaisseur est variée en modifiant directement la valeur de la paroi mince définie pour la plaque plane dans le modèle numérique. Outre l'épaisseur de référence de 1.6 mm, des valeurs d'épaisseur de 2, 3, 4 et 5 mm sont étudiées.

Pour chaque cas simulé, une analyse fréquentielle est réalisée afin d'identifier la valeur des fréquences de résonance et procéder au calcul des coefficients de Rayleigh. Une analyse dynamique à l'état stationnaire est ensuite conduite en excitant la valeur exacte des modes 10, 15 et 16 au moyen d'une tension électrique sinusoïdale de  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$ . Pour chaque simulation, l'amplitude maximale des déplacements et des déformations produites par l'excitation d'un seul actuateur piézoélectrique est retenue.

### **3.6.3.1 Résultats de l'étude portant sur l'épaisseur de la structure plane**

Tel que pour les études précédentes, la variation des fréquences de résonance en fonction de la rigidité de la plaque est d'abord présentée. Pour chaque configuration, des coefficients de Rayleigh sont calculés pour assurer que les coefficients d'amortissement

modaux demeurent constants lors de l'étude paramétrique. Ensuite, les résultats de l'analyse dynamique à l'état stationnaire sont présentés. Les variables considérées sont les déplacements et déformations maximales produites par l'excitation harmonique d'un seul actuateur piézoélectrique pour les modes 10, 15 et 16.

### **3.6.3.1.1 Variation des fréquences de résonance et détermination des coefficients de Rayleigh**

La valeur des fréquences de résonance d'une structure dépend de ces propriétés de rigidité de masse. En raison de l'augmentation de l'épaisseur de la plaque plane, la masse ainsi que la rigidité du système sont modifiées. L'identification des fréquences de résonances est effectuée au moyen d'une analyse fréquentielle pour chaque épaisseur modélisée. Les fréquences correspondantes aux modes 10, 15 et 16 déterminées par les analyses fréquentielles sont résumées au Tableau 16.

Tableau 16 : Variation des fréquences de résonance en raison de l'augmentation de l'épaisseur de la plaque

<b>Mode</b>	$\zeta_{\text{modal}}$	<b>Fréquence (Hz)</b>				
		<b>Épaisseur de la plaque</b>				
		<b>1.6 mm (Cas 0)</b>	<b>2.0 mm (Cas 1)</b>	<b>3.0 mm (Cas 2)</b>	<b>5.0 mm (Cas 3)</b>	<b>5.0 mm (Cas 4)</b>
<b>10</b>	0.00102	654.7	671.0	686.7	702.1	717.16
<b>15</b>	0.00038	1035.5	1061.2	1086.1	1110.4	1134.3
<b>16</b>	0.00037	1050.9	1077.2	1102.5	1127.2	1151.4

L'augmentation de l'épaisseur de la plaque a pour résultat de déplacer la valeur des fréquences de résonance vers de plus hautes fréquences. Les fréquences de résonance de chaque mode présenté au Tableau 16 sont tracées en fonction de l'épaisseur de la plaque, Figure 80. Pour chaque mode, la valeur de la fréquence de résonance augmente linéaire avec l'épaisseur de la plaque. La fréquence de résonance des modes plus élevés augmente à un taux supérieur. Ainsi, la bande fréquentielle sépare chaque mode de résonance augmente avec le déplacement des modes vers de plus hautes fréquences. La modification de l'épaisseur de la plaque à un fort impact sur la valeur des fréquences de résonance, tel qu'en témoignent les pentes importantes calculées pour chaque droite.

Comme discuté préalablement, la variation de la valeur des fréquences de résonance nécessite l'ajustement des coefficients de Rayleigh pour maintenir la valeur des coefficients d'amortissement modaux constante. Pour chaque cas de simulation, une nouvelle paire de coefficients de Rayleigh est calculée selon la méthode présentée à la section 3.4.3. Les coefficients d'amortissement adaptés pour le modèle numérique identifiés à la section 3.5.2 sont utilisés (Tableau 16). Les différents coefficients de Rayleigh utilisés pour l'étude de l'influence de l'épaisseur de la structure plane sont présentés au Tableau 17.

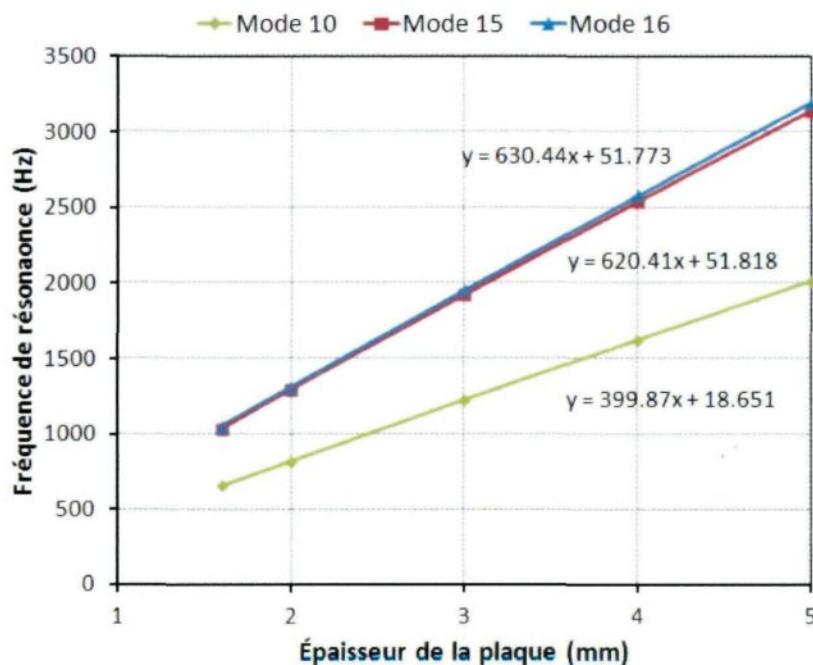


Figure 80: Fréquence de résonance en fonction de l'épaisseur de la plaque

Ces coefficients sont définis dans le modèle numérique préalablement à chaque analyse dynamique à l'état stationnaire et assure que les coefficients d'amortissement modaux demeurent constants malgré la variation des fréquences de résonances engendrée par la modification de la rigidité de la structure plane.

Tableau 17 : Coefficients de Rayleigh utilisés pour maintenir les coefficients modaux constants avec la variation de l'épaisseur de la plaque

Coefficients de Rayleigh		
Cas	$\alpha$	$\beta (*10^{-7})$
0	10.673	-1.339
1	13.281	-1.057
2	19.886	-0.715
3	26.464	-0.549
4	33.009	-0.452

### 3.6.3.1.2 Résultats des analyses dynamiques

Une analyse dynamique à l'état stationnaire est utilisée pour simuler l'excitation de la plaque à l'aide d'un seul actuateur. L'actuateur est excité par une tension électrique sinusoïdale de  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$  aux fréquences de résonances des modes 10, 15 et 16. Les simulations sont réalisées en considérant des épaisseurs de plaque de 1.6, 2, 3, 4 et 5 mm. Pour chaque cas, l'amplitude de déplacement et de déformation maximale produite par l'excitation harmonique d'un seul actuateur a été calculée pour les 3 modes de vibration considérés. Les résultats sont présentés à la Figure 81 et peuvent être consultés à l'Annexe III.

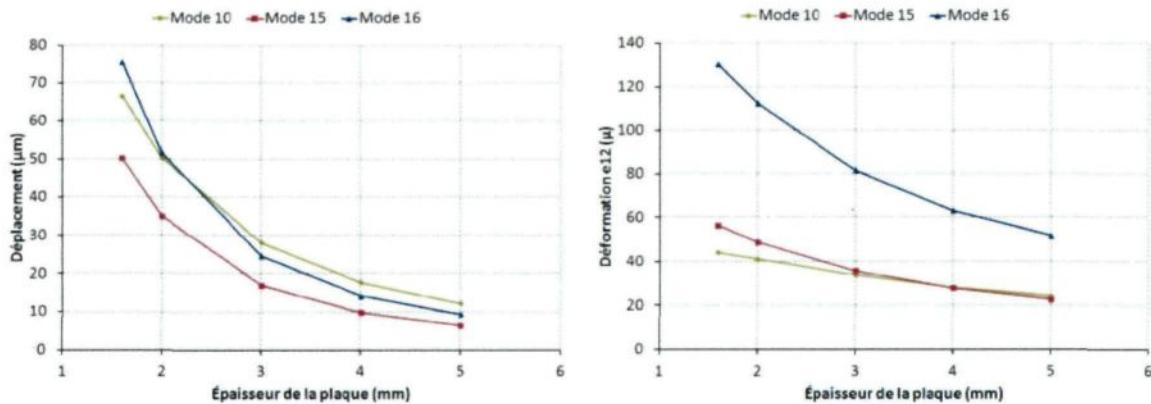


Figure 81: Déplacement maximal en fonction de l'épaisseur de la plaque

Pour les trois modes de vibrations étudiés, l'augmentation de l'épaisseur de la plaque plane a tendance à fortement diminuer l'amplitude des déplacements et des déformations. Selon les résultats présentés, l'amplitude des déplacements semble décroître

selon une fonction inverse. Par rapport au Cas 0 (épaisseur égale à 1.6 mm), l'amplitude maximale des déplacements diminue d'environ 85% lorsque l'épaisseur de la plaque plane est de 5 mm. Cela entraîne une diminution de 55% de l'amplitude maximale des déformations pour chaque mode.

La déformation évolue similairement au déplacement. Les déformations produites par le mode 16 sont supérieures à celles produites par l'excitation des modes 10 et 15 pour l'ensemble des cas simulés. Malgré des déplacements similaires au mode 10, le mode 16 produit des déformations supérieures en raison de la plus petite taille des régions déformées. Les déformations produites par l'excitation des modes plus élevées sont généralement plus sévèrement affectées par la diminution de l'amplitude de déplacement.

### **3.6.4 Analyse des résultats de l'étude paramétrique**

L'étude paramétrique portant sur la position de l'actuateur ainsi que sur la rigidité et l'épaisseur de la plaque plane a permis d'investiguer l'impact de ces paramètres sur les fréquences de résonance et l'amplitude des vibrations.

En matière de position de l'actuateur, l'étude révèle que la position optimale est à l'endroit de déplacement maximal de la zone déformée. Ainsi, une forte augmentation de l'amplitude des déplacements et déformations produites par l'excitation harmonique peut être produite sans modifications de la puissance électrique. Les connaissances acquises

permettent d'élaborer certains principes pour le positionnement des actuateurs piézoélectriques pour la conception future d'un système de dégivrage piézoélectrique. Les actuateurs devraient être positionnés en fonction de leur taille et des modes de résonances dont ils contribueront à exciter. Idéalement, ceux-ci sont centrés à l'endroit de déplacement maximal d'une région déformée du ou des modes de résonance à exciter. De plus, la taille des actuateurs devrait être telle qu'ils n'empiètent pas sur d'autres zones déformées ou de régions nodales lorsque ceux-ci sont utilisés pour exciter un certain mode. Le processus de positionnement ne nécessite qu'une analyse fréquentielle de la structure à dégivrer.

L'étude de la rigidité et de l'épaisseur de la plaque sont dans la même catégorie. Ces paramètres sont la plupart du temps imposés par l'application. Lorsque l'application permet une certaine liberté, la rigidité du matériau ainsi que l'épaisseur de la paroi mince devraient être minimisées afin de maximiser l'amplitude des déplacements/déformations et diminuer la fréquence de résonances des modes d'ordre plus élevées. Premièrement, les résultats démontrent que les modes plus élevées produisent plus efficacement des déformations en raison de la diminution de la taille des zones déformées. Optimiser le déplacement de ces modes permet de déformer plus efficacement la surface de la structure. En minimisant la rigidité de la plaque, soit par le module de Young ou en réduisant l'épaisseur, la fréquence des modes diminue et ainsi moins de puissance électrique est requise pour exciter ces modes (cette puissance est proportionnelle à la fréquence d'excitation, voir plus loin l'équation 4.3).

### 3.7 Résumé du Chapitre 3

Le chapitre 3 a présenté la validation du modèle numérique d'une plaque plane excitée harmoniquement par des actuateurs piézoélectriques et les résultats d'une étude paramétrique. La validation a été effectuée à l'aide d'un montage expérimental sur lequel les modes de vibration ont pu être identifiés et l'amplitude de vibration mesurée au moyen d'accéléromètres.

La comparaison des fréquences et de la forme des modes de résonances obtenues au moyen du modèle numérique et expérimental a produit d'excellents résultats. L'analyse fréquentielle du modèle numérique de la plaque plane permet de prédire précisément la forme et la fréquence des modes de résonance. Comme confirmée par les essais sur le modèle expérimental et l'étude paramétrique, cette analyse est essentielle afin de procéder au positionnement des actuateurs piézoélectrique.

La validation de l'amplitude de vibration prédictive par l'analyse dynamique à l'état stationnaire a permis d'apprécier l'importance de l'amortissement dans la modélisation numérique. Les coefficients d'amortissement modaux ont été déterminés par la méthode du décrément logarithmique sur le modèle expérimental et ensuite attribués au modèle numérique. La précision des simulations numériques s'est avérée limitée et des coefficients d'amortissement modaux adaptés au modèle numérique ont été déterminés. Les variations non négligeables observées lors de la mesure expérimentale des coefficients d'amortissement ainsi que la sensibilité de 15% des accéléromètres utilisés justifie la

nécessité de déterminer des coefficients ajustés pour le modèle numérique. L'utilisation d'instruments plus précis pour la caractérisation de l'amortissement serait nécessaire étant donnée la forte influence de ce paramètre sur les simulations numériques.

À l'aide des coefficients d'amortissement adaptés, un haut niveau de précision est atteint pour la simulation de l'excitation d'une fréquence ponctuelle. Par contre, une perte de précision est nécessaire lorsque plusieurs fréquences sont excitées lors d'une même analyse due à l'utilisation des coefficients de Rayleigh pour définir l'amortissement dans le domaine fréquentiel.

Finalement, le modèle numérique a été utilisé pour conduire une étude paramétrique portant sur le positionnement des actuateurs et l'influence de la rigidité et de l'épaisseur de la structure plane. L'étude révèle que le positionnement optimal des actuateurs piézoélectriques est à l'endroit de déplacement maximal d'une région déformée. De plus, l'étude suggère que la rigidité structurelle et l'épaisseur de la plaque plane devraient être minimisées afin d'optimiser l'amplitude des vibrations et réduire la valeur des fréquences de résonance. Puisque les modes de niveau plus élevées déforment plus efficacement la structure, abaisser la fréquence nécessaire pour exciter ces modes permet de diminuer la puissance électrique requise.

## **CHAPITRE 4**

### **ÉVALUATION DE LA CAPACITÉ À DÉGIVRER À L'AIDE DES SIMULATIONS NUMÉRIQUES**

Dans le but d'étudier la possibilité d'utiliser le modèle numérique afin de prédire la capacité à dégivrer, des essais de dégivrage sont réalisés en laboratoire et ensuite simulés numériquement. La glace est accumulée sur la plaque dans la chambre de précipitation réfrigérée du LIMA. Différentes épaisseurs et superficies de glace sont expérimentées afin d'évaluer expérimentalement la capacité du système à dégivrer la structure plane. De ces essais, trois cas sont retenus pour être simulés à l'aide du modèle numérique. En utilisant un critère de dégivrage basé sur la déformation de l'interface glacée, la possibilité d'utiliser le modèle numérique pour prédire le dégivrage est étudiée.

#### **4.1 Objectif des essais dégivrage de la plaque plane**

L'habileté du modèle à prédire et à simuler l'excitation de modes de résonance d'une structure avec une précision acceptable offre un outil certain pour la conception de système de dégivrage par éléments piézoélectriques. Par contre, il demeure néanmoins difficile d'évaluer préalablement si les déformations produites seront suffisantes pour dégivrer la structure. Comme présenté dans le premier chapitre, divers auteurs se sont penchés sur les mécanismes d'adhérence de la glace. Le phénomène d'adhérence est complexe et dépend de plusieurs facteurs tels que la nature du substrat, son état de surface, la température et la manière dont la glace est accrétée.

La prédiction de la rupture mécanique de la glace peut être abordée du point de vue de la contrainte ou de la déformation. Une étude récente sur l'adhérence de la glace suggère que des déformations surpassant les  $200 \mu\text{m}/\text{m}$  conduiront généralement à la rupture de la glace lorsqu'un amas de glace est sollicité en flexion à  $-10^\circ\text{C}$  [28]. Pour cette étude, ce critère de rupture est considéré afin de vérifier s'il est possible d'évaluer la capacité d'un système à dégivrer une structure aux moyens de simulations numériques.

La méthodologie consiste à simuler numériquement les conditions des essais expérimentaux ayant produit le dégivrage de la plaque plane et d'étudier les déformations affectant l'amas de glace. À l'intérieur d'une chambre de précipitation réfrigérée, du verglas et du givre sont accrétés sur la plaque plane. La superficie et l'épaisseur des amas de glace sont ajustées à des valeurs qui pourront ensuite être simulées numériquement.

#### **4.2 Plaque plane instrumentée de 6 actuateurs piézoélectriques**

Préalablement aux essais de dégivrage, le montage de la plaque plane a été modifié par l'ajout d'actuateurs piézoélectriques (voir Figure 53, page 125). Dans le but de disposer d'une plus grande puissance lors des essais, 4 actuateurs ont été ajoutés sur la plaque plane. Les actuateurs sont disposés symétriquement à une distance 10 mm de la zone d'encastrement, centrés au quart de la largeur de la plaque (125 mm et 375 mm).

En raison de la présence des actuateurs centraux, préalablement utilisés lors des essais de validation du modèle, le positionnement des actuateurs n'a pas été modifié afin d'éviter toute problématique pouvant résulter d'une mauvaise interaction entre les actuateurs.

#### **4.3 Stratégie d'excitation lors des essais de dégivrage**

Dans le cadre de ces essais, le mécanisme de dégivrage par excitation des modes de résonance de la structure est exploité, en accord avec les essais réalisés antérieurement au LIMA [47, 57]. L'accumulation de glace sur la plaque modifie la masse et la rigidité, et conséquemment les fréquences de résonance. Afin de faciliter l'excitation de plusieurs modes sans la mise en place d'un système de contrôle raffiné, l'excitation des actuateurs piézoélectriques est effectuée par balayage fréquentiel linéaire.

Cette fonction étant intégrée dans le générateur de fonction, il suffit de définir la fréquence initiale ( $f_i$ ), la fréquence finale ( $f_f$ ) et le temps requis pour effectuer le balayage ( $\Delta t_{bal}$ ). La fréquence évolue dans le temps selon l'équation linéaire

$$f(t) = \frac{(f_f - f_i)}{\Delta t_{bal}} t + f_i \text{ pour } t \in 0 .. \Delta t_{bal} \quad 4.1$$

Lors des essais de dégivrage, différentes bandes fréquentielles sont excitées dans le but d'arriver à exciter les fréquences de résonances qui contribueront au dégivrage de la

plaqué. Les durées des balayages fréquentiels peuvent être plus longues ou plus courtes. Des balayages lents permettent d'exciter plus longuement les fréquences de résonance tandis que des balayages rapides permettent d'exciter plus rapidement plusieurs modes de résonance de manière successive et répétitive. Pour un même essai de dégivrage, la bande fréquentielle ainsi que la vitesse de balayement est modifiée jusqu'à ce que le dégivrage complet de la plaque soit atteint ou jusqu'à ce que l'échec soit déclaré.

#### **4.4 Protocol expérimental pour les essais de dégivrage**

Les essais de dégivrage ont lieu à l'intérieur d'une chambre climatique équipée de gicleurs simulant une précipitation givrante. Les gicleurs sont positionnés à une hauteur de 9 m, ce qui permet aux gouttelettes d'eau de se refroidir avant d'entrer en contact avec le substrat à givrer. Les gicleurs sont fixés à un balancier afin d'assurer une distribution uniforme des gouttelettes d'eau.



Figure 82: Chambre de précipitation 9m du LIMA (vue du bas vers le haut)

Deux types de glace sont produits pour ces essais : le verglas et le givre. Pour le verglas, la chambre est maintenue à -5 °C et pour le givre -15 °C. Outre l'emplacement de la plaque plane à l'intérieur de la chambre de précipitation, aucune modification n'est apportée au montage expérimental présenté à la Figure 48 (section 3.4).

Pour chaque essai de dégivrage, la procédure suivante est effectuée:

- Précipitation jusqu'à l'atteinte de l'épaisseur de glace désirée
- Attendre que la température de la plaque soit au moins égale à -3°C pour les essais à -5°C, et de -10°C pour les essais à -15°C.
- Prendre des photos de l'amas de glace et démarrer l'enregistreur vidéo
- Excitation des actuateurs au voltage ciblé et selon la stratégie établie pour l'essai en cours
- À l'aide d'un jet d'air, souffler la glace afin de déloger les morceaux de glace détachée
- Modifier la condition d'excitation en cours d'essai (si nécessaire)
- Arrêter l'enregistrement vidéo. Prendre des photos de la condition finale de l'amas de glace
- Mesurer de l'épaisseur de la glace à l'aide d'un vernier maintenu à la température de la chambre

Au total, 8 conditions différentes sont initialement proposées pour les essais de dégivrage en chambre climatique, ces conditions sont décrites au Tableau 18.

Tableau 18: Liste des conditions de dégivrage

Variables	Conditions							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Température (T, °C)	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-15	-15
Longueur (l, mm)	450	450	460	450	450	450	450	450
Largeur (w, mm)	40	40	60	40	40	80	40	40
Épaisseur (e, mm)	2.0	4.0	3.5	3.0	1.5	1.5	2.0	4.0
Type de glace	Verglas	Verglas	Verglas	Verglas	Verglas	Verglas	Givre	Givre

La superficie glacée est contrôlée à l'aide d'un gabarit fixé au-dessus de la plaque plane lors de la précipitation. Le gabarit est tel que l'amas de glace est centré sur la plaque. L'épaisseur de la glace est contrôlée en faisant varier la durée de la précipitation pour une intensité de précipitation donnée. En considérant différents types, superficies et épaisseurs de glace, ces essais permettent d'étudier la capacité de dégivrage du système.

#### 4.5 Résultats des essais de dégivrage

Les conditions définies au Tableau 18 ont été reproduites en chambre climatique et au total 12 essais de dégivrage ont été réalisés. Cette section décrit en détail chaque essai de dégivrage et les résultats obtenus sont résumés au Tableau 19, présenté à la page 217 à la fin du chapitre.

##### 4.5.1 Essai 1 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas, 6 actuateurs

Une couche de glace de 2 mm d'épaisseur et 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 83. La glace accrétée est translucide,

caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.5°C au moment de l'essai. Le balayage fréquentiel utilisé excite les fréquences comprises entre 1 et 4 kHz en 7.5 secondes.

Pour cet essai, différentes amplitudes de voltage sont considérées afin d'identifier la puissance requise pour dégivrer, la plaque est activé en utilisant les 6 actuateurs disponibles. Le voltage initialement fixé à 100 V<sub>pp</sub> est augmenté de 40 V<sub>pp</sub> après deux balayages complets si la glace demeure en place, ceci jusqu'à la limite de 180 V<sub>pp</sub>. Lorsque la limite de voltage est atteinte, l'excitation est maintenue.



Figure 83 : Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x40 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 2 mm

La Figure 84 montre l'état de l'amas de glace suite à deux balayages fréquentiels complets à 100 V<sub>pp</sub>. On observe la fissuration de la glace sur toute la longueur. La glace demeure par contre solidement attachée à la plaque et aucun changement de couleur pouvant indiquer un détachement local dans la glace n'est observé.

Conformément à la procédure établie pour cet essai, l'intensité du voltage fût augmentée à  $140 \text{ V}_{\text{pp}}$ . Le résultat après deux balayages complets est l'apparition de nouvelles fissures ainsi que l'observation de régions blanchâtres lors des instants de vibrations maximales aux alentours des lignes de fissures Figure 85. Ceci indique qu'à ces endroits, la glace n'est plus attachée à la plaque.

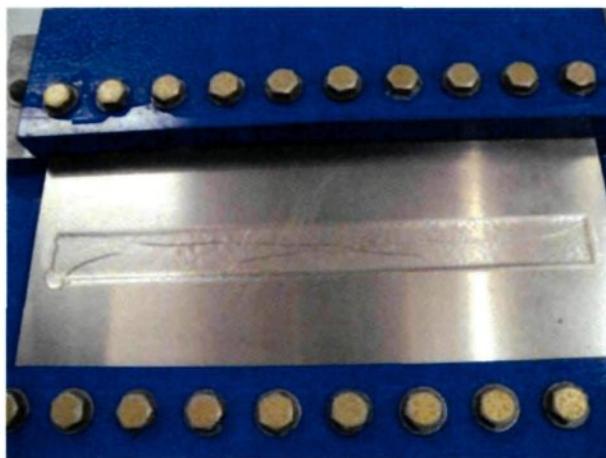


Figure 84: État de la glace après deux balayages fréquentiels à  $100 \text{ V}_{\text{pp}}$  (1 à 4 kHz en 7.5 secondes)



Figure 85 : État de la glace après deux balayages fréquentiels à  $140 \text{ V}_{\text{pp}}$  (1 à 4 kHz en 7.5 secondes)

Le voltage est ensuite augmenté à 180 V<sub>pp</sub>. Lors du premier balayage fréquentiel, un actuateur s'est endommagé. La Figure 86 semble indiquer que le bris a été causé par un survoltage malgré les précautions prises lors de l'augmentation du voltage (augmentation graduelle à partir d'un voltage faible, voltage appliqué mesuré à l'aide d'un oscilloscope). La possibilité d'un défaut de fabrication n'est pas écartée puisque les 6 actuateurs sont branchés en parallèle et aucun des autres actuateurs n'a été endommagé. L'essai a été terminé en utilisant cinq actuateurs pour exciter la surface et par mesure de précaution l'intensité du voltage a été réduite à 160 V<sub>pp</sub>.



Figure 86: Actuateur endommagé

Le balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 5 actuateurs n'a pas modifié davantage l'état de la glace. La durée du balayage fut augmentée à 30 secondes. La modification s'appuie sur le principe qu'un lent balayage augmente la durée d'excitation des fréquences de résonance. Cette modification a permis de détacher une région importante de la glace sans toutefois la détacher en totalité. Différentes fréquences d'excitations ponctuelles entre 0 et 30 kHz ont été excitées par la suite sans résultats

notables. Le reste de la glace a été dégivrée manuellement avant de procéder à un nouvel essai, l'épaisseur de la glace mesurée était de 2 mm.

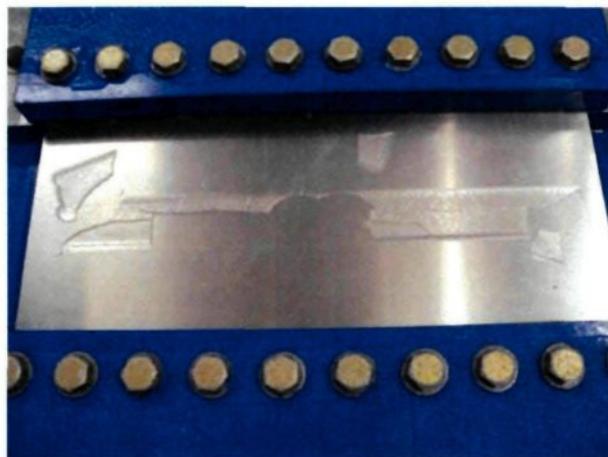


Figure 87: État de la glace à la fin de l'essai 1

#### **4.5.2 Essai 2 - Température de la chambre -5°C, 4 mm de verglas, 5 actuateurs**

Une couche de glace de 4 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 88. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.2°C au moment de l'essai. Pour cet essai, le balayage fréquentiel utilisé excite les fréquences comprises entre 1 et 4 kHz en 30 secondes. Les cinq actuateurs opérationnels sont utilisés et le voltage appliqué est de 160 V<sub>pp</sub>.



Figure 88: Glace accumulée à  $-5^{\circ}\text{C}$ , superficie de  $450 \times 40 \text{ mm}^2$ , épaisseur de 4 mm

La Figure 89 montre l'amas de glace suite à deux balayages fréquentiels complètes. Au cours du premier balayage, les fissures sont formées à au moins quatre instants de forte résonance. La valeur de ces fréquences a été estimée utilisant la minuterie de la vidéo de l'essai à 1.8, 2.6, 3.0 et 3.4 kHz. Lors du second balayage, le détachement d'un morceau de glace est constaté ainsi que l'apparition de surfaces blanchâtres, indiquant un détachement local. Les déformations induites par la résonance de la plaque ne permettent pas de détacher en totalité la glace accumulée. Avant de procéder au déglaçage manuel de la plaque, divers autres cas d'excitation ont été expérimentés sans toutefois affecter davantage la glace accrétée (Balayage fréquentiel en 1 minute, balayage fréquentiel en 7.5 secondes et l'excitation de fréquences ponctuelles entre 0 et 30 kHz).

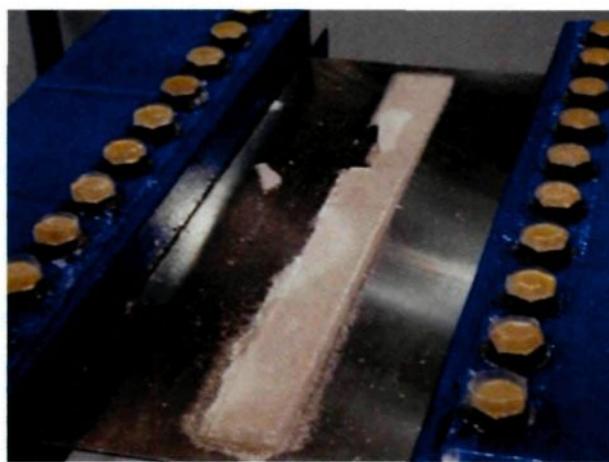


Figure 89: État final de la glace à la fin de l'essai 2 (balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes à 160 V<sub>pp</sub>)

#### 4.5.3 Essai 3 - Température de la chambre -5°C, 3.5 mm de verglas, 5 actuateurs

Une couche de glace de 3.5 mm d'épaisseur et de 490 mm x 60 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 90. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.3°C au moment de l'essai. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est un balayage fréquentiel allant de 1 à 4 kHz en 30 secondes. Puis, la même bande de fréquence est balayée manuellement et l'excitation est maintenue aux fréquences de résonance. L'essai est complété par un balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes. Un jet d'air est utilisé pour déloger toute portion de glace détachée du substrat. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.



Figure 90: Glace accumulée à  $-5^{\circ}\text{C}$ , superficie de  $490 \times 60 \text{ mm}^2$ , épaisseur de 3.5 mm

Après trois balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 30 secondes, la glace se retrouve fissurée en plusieurs endroits accompagnés de régions blanchâtres, mais aucune portion de glace n'est délogée lorsque soumise au jet d'air. Au cours du premier balayage, les fissures sont produites lors d'au moins trois instants de fortes résonances. La valeur de ces fréquences a été estimée utilisant la minuterie de la vidéo de l'essai à 1.8, 2.6, et 2.8 kHz. Lors du balayage manuel, la fréquence d'excitation de 2 kHz a été maintenue ce qui a conduit au détachement d'une importante portion de l'amas de glace, Figure 91.

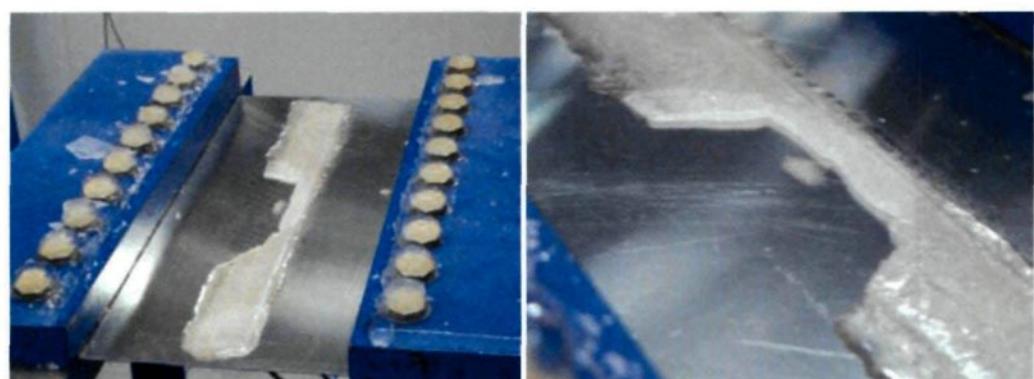


Figure 91: Portion de glace détachée lors de l'excitation constante de la structure à une fréquence de 2 kHz

À la suite de ce détachement, l'excitation par balayage linéaire de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes a été adoptée. En l'espace de quatre balayages combinés avec la présence du jet d'air, le reste de l'amas de glace fût complètement délogé de la surface, Figure 93.



Figure 92: Surface complètement déglacée en combinant la présence d'un jet d'air à un balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V<sub>pp</sub>

#### **4.5.4 Essai 4 - Température de la chambre -5°C, 3.0 mm de verglas, 5 actuateurs**

Une couche de glace de 3.0 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 93. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.0°C au moment de l'essai. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est un balayage fréquentiel allant de 1 à 4 kHz en 30 secondes pour affaiblir la glace puis en 7.5 secondes afin d'exciter plus fréquemment les fréquences de résonance. Un jet d'air est utilisé au cours de l'essai afin de

déloger toute portion de glace détachée. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.



Figure 93: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450 x 40 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 3.0 mm

À la suite d'un seul balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes, de nombreuses fissures ont été créées dans la glace et l'on observe de même le délogement d'une portion, Figure 94. L'attachement de la glace est considérablement affaibli après seulement un balayage fréquentiel tel qu'en témoignent les nombreuses régions blanchâtres. Les fissures sont produites lors d'au moins cinq instants de fortes résonances. La valeur de ces fréquences a été estimée utilisant la minuterie de la vidéo de l'essai à 1.4, 2.0, 2.9 et 3.2 et 4 kHz.

Après quatre balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes, l'intégrité de l'amas de glace est telle que le jet d'air déloge facilement la glace de la surface de la plaque, Figure 95. Les dommages cumulatifs provoqués dans la glace, par la vibration de la plaque, selon les différents modes excités lors des balayages fréquentiels, finissent par

brisé totalement l'adhésion de la glace sur la plaque. À la fin de l'essai, il demeure des traces de glace délimitant le contour de l'amas originellement accumulé.

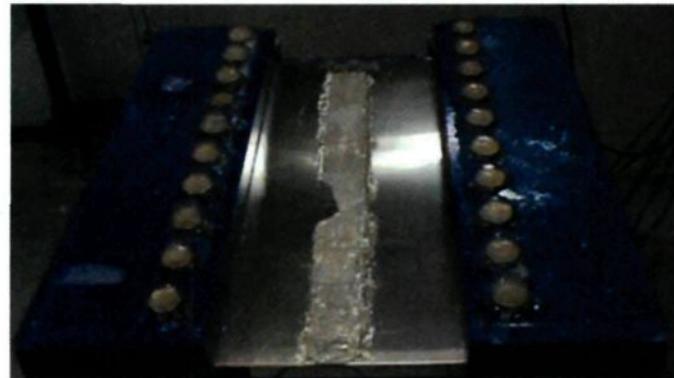


Figure 94: Fissures importantes et premier détachement



Figure 95: Déglaçage complet de la plaque

#### **4.5.5 Essai 5 - Température de la chambre -5°C, 1.5 mm de verglas, 5 actuateurs**

Une couche de glace de 1.5 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 93. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.4°C au moment

d'activer les actuateurs. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est la même que pour l'essai 4, utiliser un balayage fréquentiel allant de 1 à 4 kHz en 30 secondes pour affaiblir la glace puis de 7.5 secondes afin d'exciter plus fréquemment les fréquences de résonance. Un jet d'air est utilisé au cours de l'essai afin de déloger toute portion de glace détachée. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.

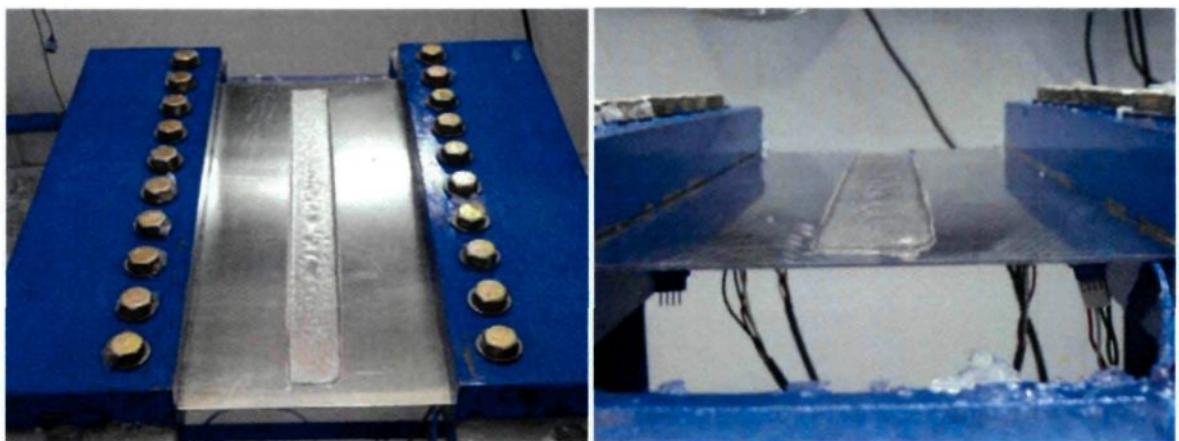


Figure 96: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450 x 40 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 1.5 mm

À la suite d'un seul balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes, de nombreuses fissures ont été créées dans la glace et l'on observe de même le délogement d'une portion, Figure 97. L'attachement de la glace est considérablement affaibli après seulement un balayage fréquentiel tel qu'en témoignent les nombreuses régions blanchâtres. Les fissures sont produites lors d'au moins quatre instants de fortes résonances. La valeur de ces fréquences a été estimée utilisant la minuterie de la vidéo de l'essai à 1.4, 1.9, 3.0 et 3.8 kHz.

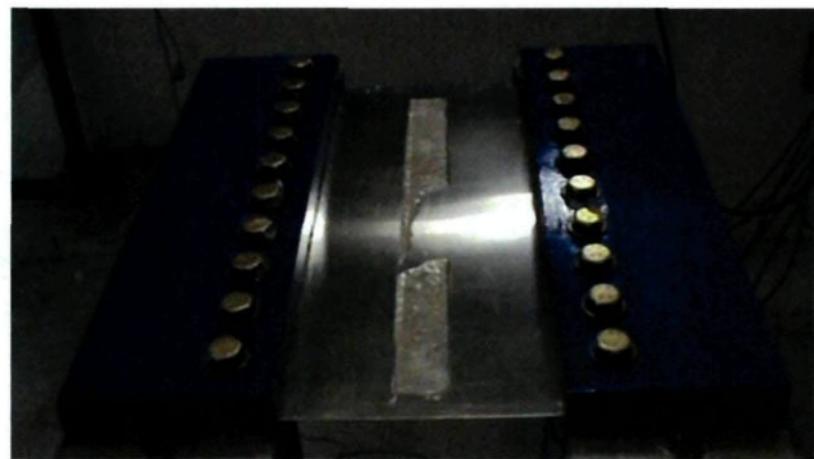


Figure 97: État de la glace après le premier balayage fréquentiel (Essai 5)

La modification de la durée du balayage fréquentiel à 7.5 secondes permet le détachement d'autres portions de l'amas de glace, Figure 98. Le déglaçage total de la plaque n'a toutefois pas été atteint lors de cet essai.



Figure 98: État final de la plaque (Essai 5)

#### 4.5.6 Essai 6 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas, 5 actuateurs

L'essai 6 est une reprise de l'essai 1 en appliquant la stratégie de dégivrage développé au cours des essais antérieurs. Une couche de glace de 2 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 99. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.0°C au moment d'activer les actuateurs. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est d'utiliser un balayage fréquentiel couvrant les fréquences entre 1 et 4 kHz en 30 secondes pour affaiblir la glace puis de 7.5 secondes afin d'exciter plus fréquemment les fréquences de résonance. Un jet d'air est utilisé au cours de l'essai afin de déloger toute portion de glace détachée. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.

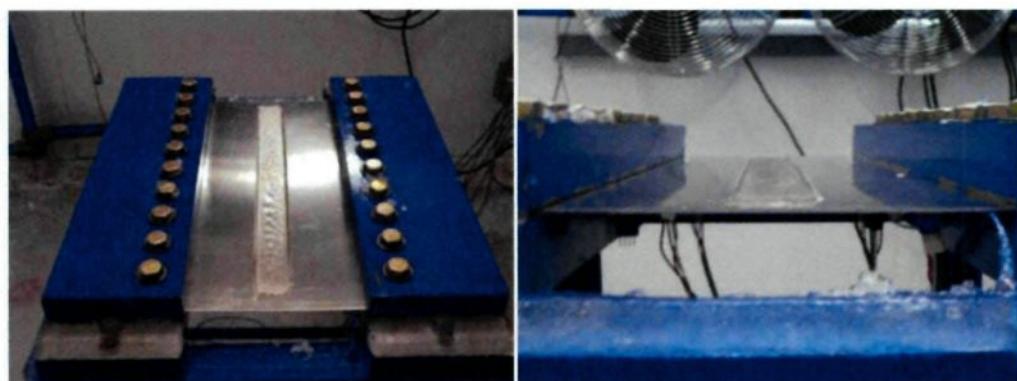


Figure 99: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450 x 40 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 2.0 mm

Suivant un seul balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes, de nombreuses fissures ont été créées dans la glace sans toutefois provoquer de détachement, Figure 100.

Encore une fois, l'apparition de régions blanchâtres aux environs des fissures laisse sous-entendre que l'attachement de la glace a été considérablement affaibli après un seul balayage fréquentiel. Les fissures sont produites lors d'au moins quatre instants de fortes résonances. La valeur de ces fréquences a été estimée utilisant la minuterie de la vidéo de l'essai à 1.4, 2.2, 2.7 et 3.8 kHz.



Figure 100: État de la glace après un balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 30 secondes (Essais 6)

Conformément à la stratégie appliquée, la durée du balayage fréquentiel fût réduite à 7.5 secondes. Graduellement, des morceaux de glace sont détachés de l'amas principal et le processus s'accélère avec l'affaiblissement constant de la glace. Après six balayages complets, la plaque est complètement libre de glace, Figure 101.



Figure 101 : État de la glace après un balayage fréquentiel de 45 secondes et six de 7.5 secondes utilisant 5 actuateurs (Essai 6)

#### **4.5.7 Essai 7 - Température de la chambre -15°C, 2 mm de givre, 5 actuateurs**

Une couche de glace de 2 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 102. La glace accrétée est d'un blanc opaque, caractéristique du givre et la température de la plaque était de -13°C au moment d'activer les actuateurs. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est d'utiliser un balayage fréquentiel allant de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes. Un jet d'air est utilisé au cours de l'essai afin de déloger toute portion de glace détachée. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.

La résonance de la plaque selon les modes excités lors du balayage fréquentiel provoque rapidement la fissuration et l'arrachement de la couche de givre accumulée sur la plaque. La Figure 103 montre l'état de la plaque après deux balayages fréquentiels. Le givre est littéralement arraché de la plaque, laissant un résidu rugueux de faible épaisseur (estimé sous les 0.5 mm). Une portion de 5 cm du givre accumulé demeure intacte à l'extrême gauche de la plaque malgré le maintien de l'excitation ainsi lors d'essais d'autres conditions d'excitation (balayage en 30 secondes et balayage manuel de 1 à 30 kHz). L'extrême gauche de la plaque correspond à l'emplacement de l'actuateur hors fonction. Le processus de dégivrage est considérablement plus rapide que lors des essais réalisés sur la glace à -5°C, seulement 15 secondes sont requises pour atteindre l'état final.



Figure 102: Glace accumulée à  $-15^{\circ}\text{C}$ , superficie de  $450 \times 40 \text{ mm}^2$ , épaisseur de 2.0 mm

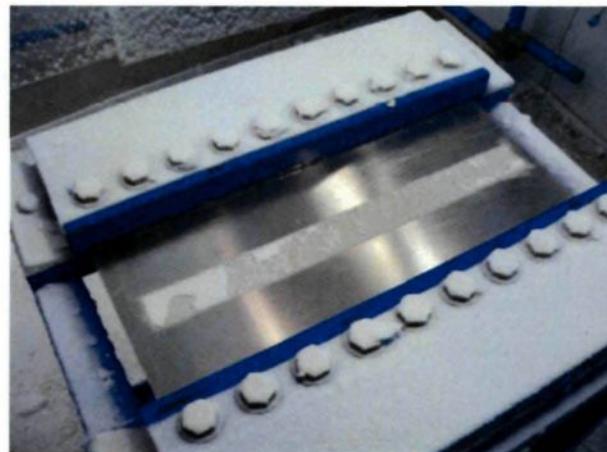


Figure 103: État de la glace après 2 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à  $170 \text{ V}_{\text{pp}}$  utilisant 5 actuateurs

#### 4.5.8 Essai 8 - Température de la chambre $-15^{\circ}\text{C}$ , 4 mm de givre, 5 actuateurs

Une couche de glace de 4 mm d'épaisseur et de  $450 \text{ mm} \times 40 \text{ mm}$  de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 104. La glace accrétée est d'un blanc opaque, caractéristique du givre et la température de la plaque était de  $-12.7^{\circ}\text{C}$  au moment d'activer

les actuateurs. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est d'utiliser un balayage fréquentiel allant de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes. Un jet d'air est utilisé au cours de l'essai afin de déloger toute portion de glace détachée. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.



Figure 104: Glace accumulée à -15°C, superficie de 450 x 40 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 4.0 mm

La résonance de la plaque selon les modes excités lors du balayage fréquentiel provoque rapidement la fissuration et l'arrachement de la couche de givre accumulée sur la plaque. La Figure 105 montre l'état de la plaque après deux balayages fréquentiels. Le givre arraché de la plaque laisse un résidu rugueux de faible épaisseur (estimé sous les 0.5 mm).

Une portion de 10 cm du givre accumulé demeure intacte à l'extrême gauche de la plaque malgré le maintien de l'excitation ainsi que lors d'essais d'autres conditions d'excitation (Balayage en 30 secondes et balayage manuel de 1 à 30 kHz). L'extrême gauche de la plaque correspond à l'emplacement de l'actuateur hors fonction. Le processus

de dégivrage est considérablement plus rapide que lors des essais réalisés sur la glace à -5°C, seulement 15 secondes sont requises pour atteindre l'état final.

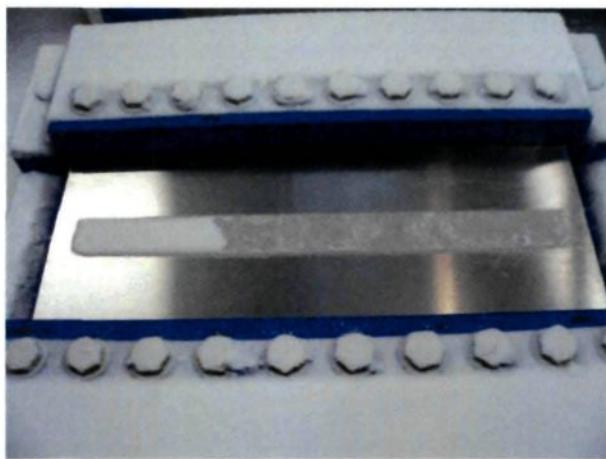


Figure 105: État de la glace après 2 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V<sub>pp</sub> utilisant 5 actuateurs (Essai 8)

#### 4.5.9 Essai 9 - Température de la chambre -15°C, 4 mm de givre, 3 actuateurs

L'essai 9 vise à vérifier si l'absence de l'actuateur à l'extrême gauche est responsable de la non-totalité du dégivrage obtenu lors des essais 7 et 8. Une couche de glace de 4 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 106. La glace accrétée est d'un blanc opaque, caractéristique du givre et la température de la plaque était de -12.9°C au moment d'activer les actuateurs. La stratégie de dégivrage lors de cet essai est d'utiliser un balayage fréquentiel allant de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes. Un jet d'air est utilisé au cours de l'essai afin de déloger toute portion de glace détachée. Cinq actuateurs sont utilisés à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>.



Figure 106: Glace accumulée à  $-15^{\circ}\text{C}$ , superficie de  $450 \times 40 \text{ mm}^2$ , épaisseur de 4.0 mm

La résonance de la plaque selon les modes excités lors du balayage fréquentiel provoque à l'usure la fissuration et l'arrachement d'une certaine partie du givre accumulé sur la plaque. La Figure 107 montre l'état de la glace après neufs balayages fréquentiels. Le givre arraché de la plaque laisse un résidu rugueux de faible épaisseur (estimé sous les 0.5 mm). Une portion importante du givre accumulé demeure intacte dans la moitié gauche de la plaque. L'arrachement de la glace a lieu initialement au centre de la plaque et a progressé vers la droite.

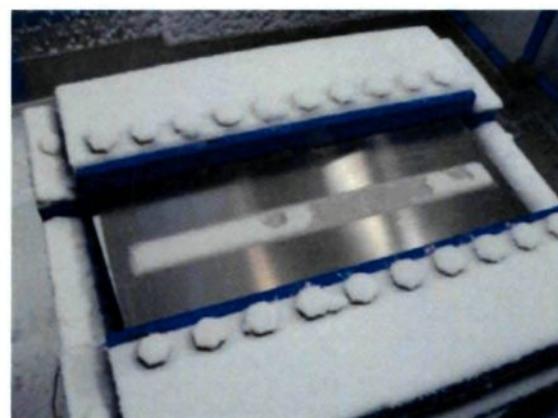


Figure 107: État de la glace après 9 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à  $170 \text{ V}_{\text{pp}}$  utilisant 3 actuateurs (Essai 9)

#### **4.5.10 Essai 10 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas, 4 actuateurs**

L'essai 10 est une reprise de l'essai 1 utilisant 4 actuateurs pour exciter la surface plane. Une couche de glace de 2 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 108. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.3°C au moment de l'essai. Le balayage fréquentiel utilisé excite les fréquences comprises entre 1 et 4 kHz en 7.5 secondes à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>. Un jet d'air est appliqué sur l'amas de glace au cours de l'excitation afin de déloger les portions de glace détachées de la surface de la plaque.



Figure 108: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x40 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 2 mm

La Figure 109 montre la surface de la plaque suite à trois balayages fréquentiels complets (1 à 4 kHz) à 170 V<sub>pp</sub>. Le déglaçage est graduel, en premier lieu la glace se fissure avec observation de zones de délamination. Dès le second balayage, des parties importantes de l'amas de glace sont détachées et l'application du jet d'air permet d'évacuer la totalité de

la glace avant la fin du 3<sup>e</sup> balayage fréquentiel. La Figure 109 mets en évidence qu'il reste qu'une faible quantité de glace délimitant le contour de l'amas de glace initiale à la fin du processus de dégivrage.

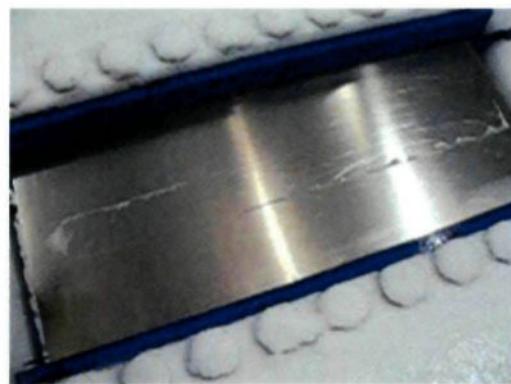


Figure 109: État de la glace après 3 balayages fréquentiels de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V<sub>pp</sub> utilisant 4 actuateurs

#### **4.5.11 Essai 11 - Température de la chambre -5°C, 3 mm de verglas, 4 actuateurs**

L'essai 11 est une reprise de l'essai 4 utilisant 4 actuateurs pour exciter la surface plane. Une couche de glace de 3 mm d'épaisseur et de 450 mm x 40 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 110. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.4°C au moment de l'essai. Le balayage fréquentiel utilisé excite les fréquences allant de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>. Un jet d'air est appliqué sur l'amas de glace au cours de l'excitation afin de déloger les portions de glace détachées de la surface de la plaque.

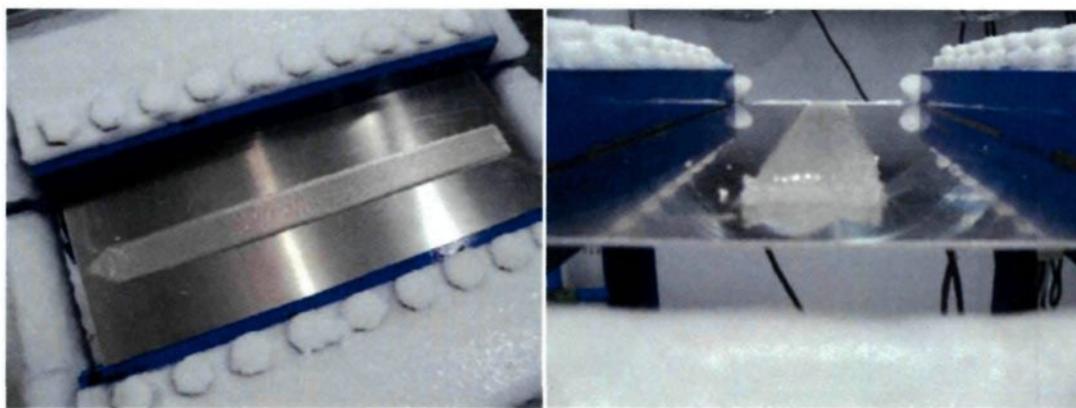


Figure 110: Glace accumulée à  $-5^{\circ}\text{C}$ , superficie de  $450 \times 40 \text{ mm}^2$ , épaisseur de 3 mm

La Figure 111 montre la surface de la plaque à l'instant du déglaçage après cinq balayages fréquentiels complets à  $170 \text{ V}_{\text{pp}}$ . Le déglaçage s'effectue graduellement, en premier lieu la glace se fissure avec observation de zones de délamination. Dès le quatrième balayage, des parties importantes de l'amas de glace sont détachées et l'application du jet d'air permet d'évacuer la totalité de la glace peu après le début du 5<sup>e</sup> balayage fréquentiel. La Figure 111 mets en évidence le fractionnement de la glace avant qu'elle soit complètement détachée et évacuée de la surface du substrat.



Figure 111: Instant du déglaçage de la plaque au début capturé au début 5<sup>e</sup> balayage fréquentiel (Essai 11)

#### **4.5.12 Essai 12 - Température de la chambre -5°C, 2 mm de verglas avec augmentation de la superficie, 5 actuateurs**

Une couche de glace de 3 mm d'épaisseur et de 450 mm x 80 mm de superficie a été accumulée au centre de la plaque, Figure 110. La glace accrétée est translucide, caractéristique du verglas et la température de la plaque était de -3.1°C au moment de l'essai. Le balayage fréquentiel utilisé excite les fréquences comprises entre 1 et 4 kHz en 7.5 secondes à un voltage de 170 V<sub>pp</sub>. Les cinq actuateurs disponibles ont été utilisés pour l'essai. Un jet d'air est appliqué sur l'amas de glace au cours de l'excitation afin de déloger les portions de glace détachées de la surface de la plaque.

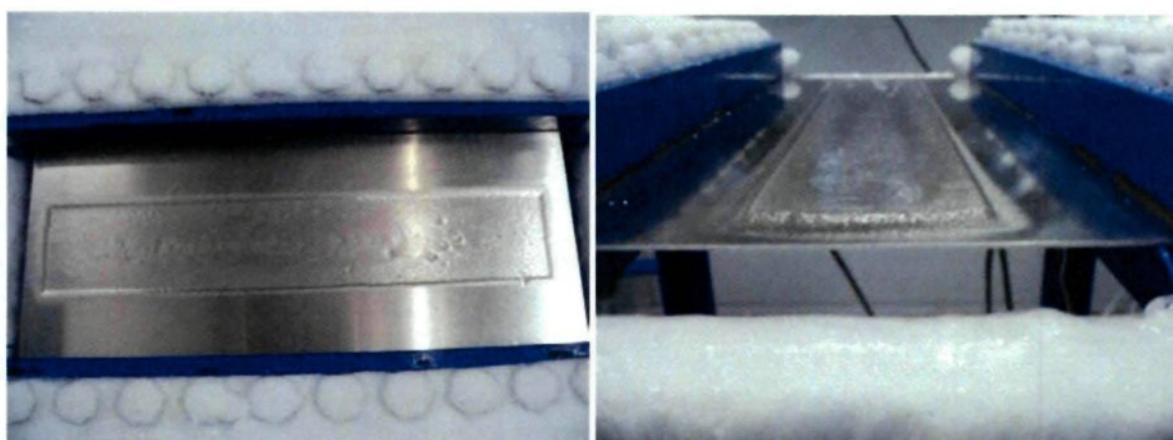


Figure 112: Glace accumulée à -5°C, superficie de 450x80 mm<sup>2</sup>, épaisseur de 3 mm

La Figure 113 montre l'état de la glace après deux minutes d'excitation par balayages fréquentiels (1 à 4 kHz en 7.5 secondes) à 170 V<sub>pp</sub>. Dès le premier balayage, les vibrations ont causé la fissuration de la glace sans toutefois produire de zone de

délamination. À la suite du maintien de l'excitation, aucune évolution n'est observée est la glace demeure solidement attachée au substrat. Avant de procéder au déglaçage manuel de la plaque, divers autres cas d'excitation ont été expérimentés sans toutefois affecter davantage la glace accrétée (Balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 1 minute et l'excitation de fréquences ponctuelles entre 0 et 30 kHz).

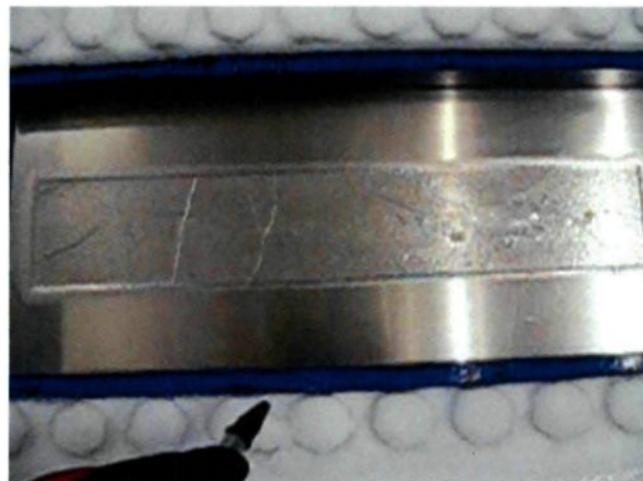


Figure 113: État de la glace après deux minutes d'excitation par balayage fréquentiel de 1 à 4 kHz en 7.5 secondes à 170 V<sub>pp</sub> (Essai 12)

#### 4.5.13 Résumé des résultats des essais de dégivrage

Les essais de dégivrage ont été réalisés dans une chambre climatique avec précipitation à deux températures différentes, -5°C et -15°C. Ces deux conditions ont permis d'expérimenter la performance du système de dégivrage pour le verglas et le givre. La durée de la précipitation était contrôlée pour atteindre l'épaisseur de glace désirée sur le substrat et une période d'attente pouvant aller jusqu'à 30 minutes suivait la précipitation

afin de permettre à la température du substrat de se rééquilibrer avec la température de la chambre climatique. Pour les essais réalisés sur le verglas, différentes épaisseurs de glace ont été expérimentées ainsi que différentes superficies, soit  $450 \times 40 \text{ mm}^2$  pour des épaisseurs de 1.5, 2.0, 3.0, et 4.0 mm,  $460 \times 60 \text{ mm}^2$  à 3.5 mm et  $450 \times 80 \text{ mm}^2$  à 1.5 mm. Les essais portant sur le givre ont été réalisés pour une superficie de  $450 \times 40 \text{ mm}^2$  pour des épaisseurs de 2 et 4 mm.

Pour dégivrer, les actuateurs ont principalement été excités par balayage fréquentiel linéaire à l'aide d'un générateur de fonction. La bande fréquentielle couverte par les balayages était comprise entre 1 et 4 kHz, les temps de balayage étant de 7.5 et 30 secondes. Les balayages plus lents permettent d'augmenter la durée d'excitation des fréquences de résonances et les balayages plus rapides permettent d'exciter les fréquences de résonances plus fréquemment.

Pour les cas où les balayages fréquentiels ne permettaient pas de dégivrer la structure, la bande fréquentielle de 1 à 30 kHz était balayée manuellement et toute fréquence causant des changements dans la glace était maintenue. Le nombre d'actuateurs utilisés pour exciter la structure varie de 4 à 6 tandis que le voltage appliqué était principalement de  $170 \text{ V}_{\text{pp}}$ , soit le plus près possible de la valeur maximale de  $200 \text{ V}_{\text{pp}}$ . Pour l'essai 1 qui utilisait les 6 actuateurs disponibles, le voltage d'excitation a été varié de 100 à  $180 \text{ V}_{\text{pp}}$ .

La puissance maximale est calculée à la fréquence maximale du balayage à l'aide de la relation

$$P_{max} \approx \pi C_{tot} V_{max} V_{pp} * f_{max} \quad 4.2$$

La capacitance totale ( $C_{tot}$ ) est donnée par le nombre d'actuateurs branché en parallèle multiplié par la capacité de chaque actuateur (0.12  $\mu\text{F}$ ). La puissance moyenne est calculée en considérant la fréquence moyenne du balayage

$$P_{moy} \approx C_{tot} V_{max} V_{pp} * f_{moy} \quad 4.3$$

Afin de comparer la puissance utilisée pour dégivrer aux méthodes dégivrages thermiques, la densité de puissance est considérée. La densité de puissance est obtenue en divisant la puissance moyenne par la surface dégivrée.

$$p_{moy} \approx \frac{P_{moy}}{A_{glace}} \quad 4.4$$

Actuellement, une densité de puissance de 27  $\text{W/in}^2$  (41  $\text{kW/m}^2$ ) est utilisée en pratique pour dégivrer thermiquement les pales d'hélicoptères afin de minimiser l'énergie, le temps et la quantité d'eau fondu pour dégivrer. La densité de puissance moyenne maximale de 0.77  $\text{W/in}^2$  (1.2  $\text{kW/m}^2$ ) utilisée pour dégivrer avec le système piézoélectrique démontre le potentiel important de ce type de système de protection contre le givre.

Tableau 19: Résumé des résultats des essais de dégivrage

Condition	Nombre d'actuateurs	Stratégie de dégivrage	Essai	Voltage	Puissance max	Puissance moy		Durée d'excitation	Résultat sur la glace	
				(V <sub>pp</sub> )	(W)	(W)	(W/in <sup>2</sup> )			
1	6	1 à 4 kHz en 7.5 sec	1	100	45	9	0.32	15 sec	Fissuration seulement	Fig. 85
			1	140	89	18	0.63	15 sec	Fissuration avec apparition de zones délamинées	Fig. 86
			1	180	147	29	1.05	-	Bris d'un actuateur	Fig. 87
	5	1 à 4 kHz en 30 sec (2x)	1	160	97	19	0.69	60 sec	Déglacage partiel par cumul des dommages	Fig. 88
		1 à 4 kHz en 30 sec suivi de 1 à 4 kHz en 7.5 sec	6	170	109	22	0.78	75 sec	Plaque complètement déglacé, fissuration et déglacage graduel	Fig. 101 et 102
	4	1 à 4 kHz en 7.5 sec	10	170	87	17	0.62	21 sec	Déglacage graduel, complet suite à 4 balayages en 7.5 s avec présence d'un jet d'air	Fig. 110
2	5	1 à 4 kHz en 30 sec et excitation ponctuelle des fréquences 1 à 30 kHz	2	160	97 *Pour le balayage uniquement	19	0.69	N/D	Fissuration avec apparition de zones délamинées, détachement d'une petite portion de la glace	Fig. 90
3	5	1 à 4 kHz en 30 sec (3x), manuellement puis en 7.5 sec (4x)	3	170	109	22	0.51	Plus de 180 sec	Fissuration initiale, détachement lors du balayage manuel. Déglacage complet suite à 4 balayages en 7.5 s avec présence d'un jet d'air	Fig. 93
4	5	1 à 4 kHz en 30 sec (1x) suivi de 1 à 4 kHz en 7.5 sec (4x)	4	170	109	22	0.78	60 sec	Fissuration + détachement lors du premier balayage. Déglacage complet suite à 4 balayages en 7.5 s avec présence d'un jet d'air	Fig. 95 et 96
	4	1 à 4 kHz en 7.5 sec (1x)	11	170	87	17	0.62	30 sec	Déglacage graduel, complet suite à 5 balayages en 7.5 s avec présence d'un jet d'air	Fig. 112
5	5	1 à 4 kHz en 30 sec (1x) suivi de 1 à 4 kHz en 7.5 sec (10x)	5	170	109	22	0.78	105 sec	Fissuration et déglacage graduel, déglacage complet non atteint	Fig. 98 et 99
6	5	1 à 4 kHz en 7.5 sec (16x) + Excitation ponctuelle des fréquences 1 à 30 kHz	12	170	109 *Pour le balayage uniquement	22	0.39	120 sec	Fissuration de la glace, absence de délamination	Fig. 114
7	5	1 à 4 kHz en 7.5 sec (2x) + Excitation ponctuelle des fréquences 1 à 30 kHz	7	170	109 *Pour le balayage uniquement	22	0.78	15 sec	Plaque dégivrée à ~90%. État final atteint après 2 balayages. Présence d'un résidu rugueux	Fig. 104
8	5	1 à 4 kHz en 7.5 sec (2x) + Excitation ponctuelle des fréquences 1 à 30 kHz	8	170	109 *Pour le balayage uniquement	22	0.78	15 sec	Plaque dégivrée à ~75%. État final atteint après 2 balayages. Présence d'un résidu rugueux	Fig. 106
	3	1 à 4 kHz en 7.5 sec (9x) + Excitation ponctuelle des fréquences 1 à 30 kHz	9	170	109 *Pour le balayage uniquement	13	0.47	68 sec	Plaque dégivrée à ~40%. État final atteint après 9 balayages. Présence d'un résidu rugueux	Fig. 108

#### 4.6 Prédition de la capacité à dégivrer à l'aide du modèle numérique

Dans le but de vérifier si les simulations numériques peuvent servir à évaluer la capacité à dégivrer à l'aide d'un critère de déglaçage basé sur la déformation, trois essais expérimentaux sont simulés. Les simulations sont uniquement effectuées pour des conditions de glace verglaçante, qui en raison de sa composition plus uniforme, se prête mieux à la modélisation que le givre. Les cas étudiés sont les suivants :

- 1) 450 mm x 40 mm, 2 mm d'épaisseur, excité par 4 actuateurs à 170 V<sub>pp</sub>
- 2) 450 mm x 40 mm, 4 mm d'épaisseur, excité par 5 actuateurs à 170 V<sub>pp</sub>
- 3) 450 mm x 80 mm, 1.5 mm d'épaisseur, excité par 5 actuateurs à 170 V<sub>pp</sub>

En se référant au Tableau 19, le premier cas à conduit au dégivrage complet de la plaque, le deuxième cas un dégivrage partiel tandis que le troisième cas représente un échec du système de dégivrage.

Pour les simulations numériques, une analyse modale est réalisée préalablement afin d'identifier les fréquences de résonance de la plaque recouverte par la glace, puis chaque fréquence identifiée est excitée. Les simulations numériques ne permettent pas de reproduire les balayages fréquentiels utilisés expérimentalement; au lieu le maintien de l'excitation à chaque fréquence de résonance est simulé.

Quelques simplifications importantes sont apportées pour les simulations avec la glace. Premièrement, les simulations n'incluent pas la température du milieu, ce qui pourrait ultimement réduire en réalité l'amplitude des vibrations dues à l'augmentation de la rigidité de la plaque (contraction thermique). Aucune mesure d'amortissement n'a été

réalisée avec la glace, c'est pourquoi les coefficients Rayleigh utilisés sont ceux pour un amortissement global sans glace. Finalement, la glace est considérée parfaitement centrée et rectangulaire, ce qui peut différer légèrement de l'accrétion réellement obtenue en expérimentation.

#### **4.6.2 Interprétation des simulations numériques avec glace**

Il est entendu que les simulations avec glace sont limitées sur le plan de la représentativité. Effectivement, la modélisation de la glace et de son adhérence à un substrat dépasse le cadre de ce projet. La glace est considérée comme un solide déformable, la fissuration ainsi que le détachement ne sont pas reproduits dans les simulations. Il est par ailleurs présumé que les coefficients d'amortissement ne sont pas modifiés par la présence de la glace ni de l'abaissement de la température de la plaque. De plus, des fréquences de résonances plus élevées que celles utilisées dans les essais de validation du modèle sont excitées.

La plus grande difficulté dans la modélisation d'un système de dégivrage mécanique réside dans la prédiction du dégivrage. Les cas considérés offrent trois résultats expérimentaux différents : un dégivrage complet, partiel et un échec. La présence ou l'absence de déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à l'interface de la glace pour chaque cas est utilisée pour évaluer si un cas d'excitation donnée devrait conduire au dégivrage.

Par contre, les simulations ne permettent pas de reproduire le mécanisme de dégivrage par cumul de dommages observé lors des expérimentations.

#### **4.6.3 Modèle numérique de la plaque plane avec un amas de glace**

La plaque plane d'aluminium a été modélisée en lui ajoutant une couche de glace rectangulaire centrée sur la plaque, Figure 114. La glace est reliée mécaniquement à la surface de la plaque par une contrainte d'attachement, similaire à celles utilisées pour fixer les actuateurs piézoélectriques à la plaque. Dans ce cas, la surface de la plaque est considérée comme surface maîtresse. Le maillage est conséquemment ajusté à l'aide de zone de partitions afin d'obtenir un contacte nœud-à-nœud entre la plaque et la glace.

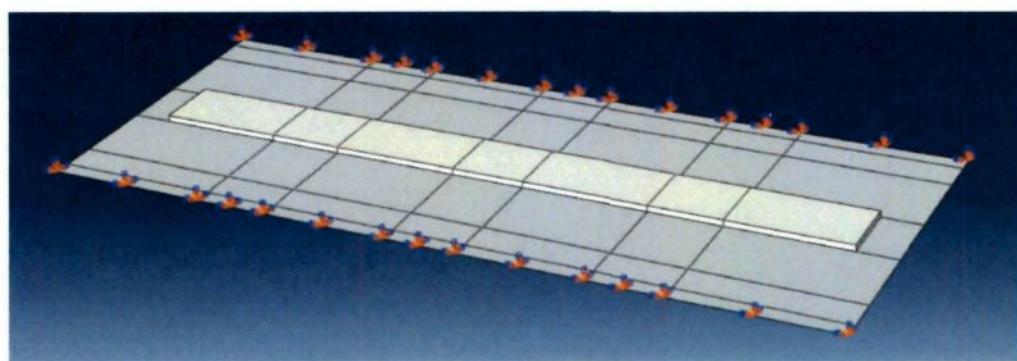


Figure 114: Plaque plane avec une accrétion de glace

Le type de glace considéré est le verglas de densité de  $916 \text{ kg/m}^3$ , de module de Young de 12 GPa avec un coefficient de Poisson de 0.33 [58]. Ces propriétés ne sont qu'approximatives, les propriétés de la glace sont en réalité anisotropes et variables selon la température et la composition. La présence de la glace nous ramène à une poutre

composite. La glace diminue la rigidité équivalente, augmente le moment d'inertie de section et la masse. Ainsi, on peut s'attendre à une légère modification de la valeur des fréquences de résonance, la forme des modes ne sera pas affectée du au maintient de la symétrie.

#### **4.6.4 Résultats des simulations numériques avec glace**

Une analyse dynamique à l'état stationnaire à solution directe a été réalisée pour les trois cas proposés. L'ensemble des fréquences de résonances entre 1 000 et 4 000 Hz de la plaque glacée a été excité pour calculer l'amplitude des déformations à l'interface glacée, les résultats sont présentés dans cette section.

##### **4.6.4.1 Cas 1 - 450 mm x 40 mm, 2 mm d'épaisseur, excité par 4 actuateurs à 170 V<sub>pp</sub>**

Les conditions expérimentales d'excitation sont reproduites dans le modèle numérique pour reproduire l'essai de dégivrage #6 (Tableau 19), la configuration des actuateurs utilisés pour exciter la structure est présentée à la Figure 115. Expérimentalement, ce cas a conduit au déglaçage complet de la structure.

L'analyse fréquentielle a identifié 50 différents modes de résonance entre 1 et 4 kHz. Une analyse dynamique à l'état stationnaire est utilisée pour simuler l'excitation

harmonique à chacune de ces 50 fréquences d'excitation. Chaque cas d'excitation est étudié et les fréquences produisant des déformations surpassant les  $200 \mu\text{m/m}$  dans la glace sont identifiées. La déformation principale maximale est utilisée pour appliquer le critère. Le Tableau 20 montre la quantité de fréquences répondant positivement au critère et leur distribution dans la bande fréquentielle.

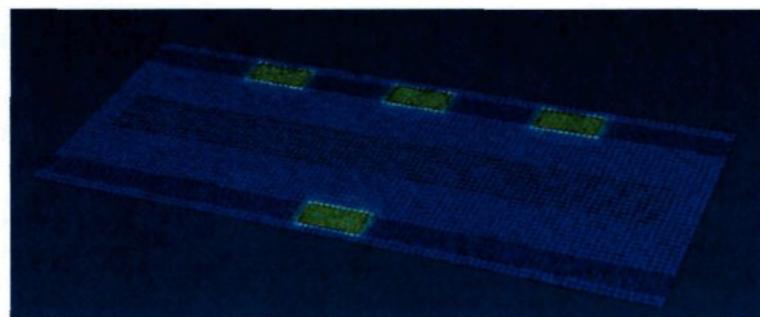


Figure 115: Plaque excitée par 4 actuateurs piézoélectriques

Tableau 20 : Repartitions des fréquences de résonance causant des déformations surpassant les  $200 \mu\text{m/m}$  pour le Cas 1

<b>Bandé fréquentielle</b>	<b>Nombre de fréquences où les déformations surpassent <math>200 \mu\text{m/m}</math></b>	<b>Valeurs des fréquences de résonances (kHz)</b>
1 000 à 1 500 Hz	2	1.3 et 1.38
1 500 à 2 000 Hz	1	1.9
2 000 à 2 500 Hz	1	2.2
2 500 à 3 000 Hz	1	2.8
3 000 à 3 500 Hz	1	3.3
3 500 à 4 000 Hz	0	-
Total : 6		

La majorité des fréquences de résonances susceptibles de causer le dégivrage sont principalement concentrées entre 1 et 3.5 kHz. En se référant à la description de l'essai expérimental, 4 fréquences de résonance susceptibles d'être responsables du dégivrage avaient été identifiées par la vidéo de l'essai : 1.4, 2.2, 2.7 et 3.8 kHz. Les simulations

numériques suggèrent la contribution principale de 6 fréquences pour le dégivrage, soit deux de plus que ce qui fut observé expérimentalement. Néanmoins, les fréquences identifiées par les simulations numériques correspondent bien avec les fréquences expérimentales.

La distribution des déformations principales maximales (DPM) à l'instant d'amplitude maximale est présentée à la Figure 116 pour les 6 fréquences produisant des déformations supérieures à 200  $\mu\text{m}/\text{m}$ . La fréquence générant les plus grandes déformations est celle de 2.8 kHz, atteignant jusqu'à 430  $\mu\text{m}/\text{m}$ , suivi par 2.2 kHz à 417  $\mu\text{m}/\text{m}$ . Les déformations à la surface de la glace sont présentés car ceux-ci contribuent à fissurer et donc à affaiblir la glace.

Les différentes distributions des déformations présentées illustrent l'importance de l'excitation de plusieurs modes de résonance dans le mécanisme de dégivrage. Les déformations varient selon la forme du mode excité et pour chaque mode certaines régions sont très peu déformées. Par contre, ces régions peuvent être déformées par l'excitation d'un second mode (ex. 1.3 kHz et 1.9 kHz).

La distribution des déformations à l'interface de la glace pour les 6 fréquences d'excitation est présentée à la Figure 118, la plaque a été omise afin de faciliter la visualisation. À l'interface, les déformations ne surpassent jamais l'amplitude de 200  $\mu\text{m}/\text{m}$ , atteignant une valeur maximale de 164  $\mu\text{m}/\text{m}$  pour le mode excité à 2.8 kHz. Les résultats numériques montrent que les modes excités à 2.2 et 2.8 kHz produisent la plus grande concentration de déformation à l'interface.

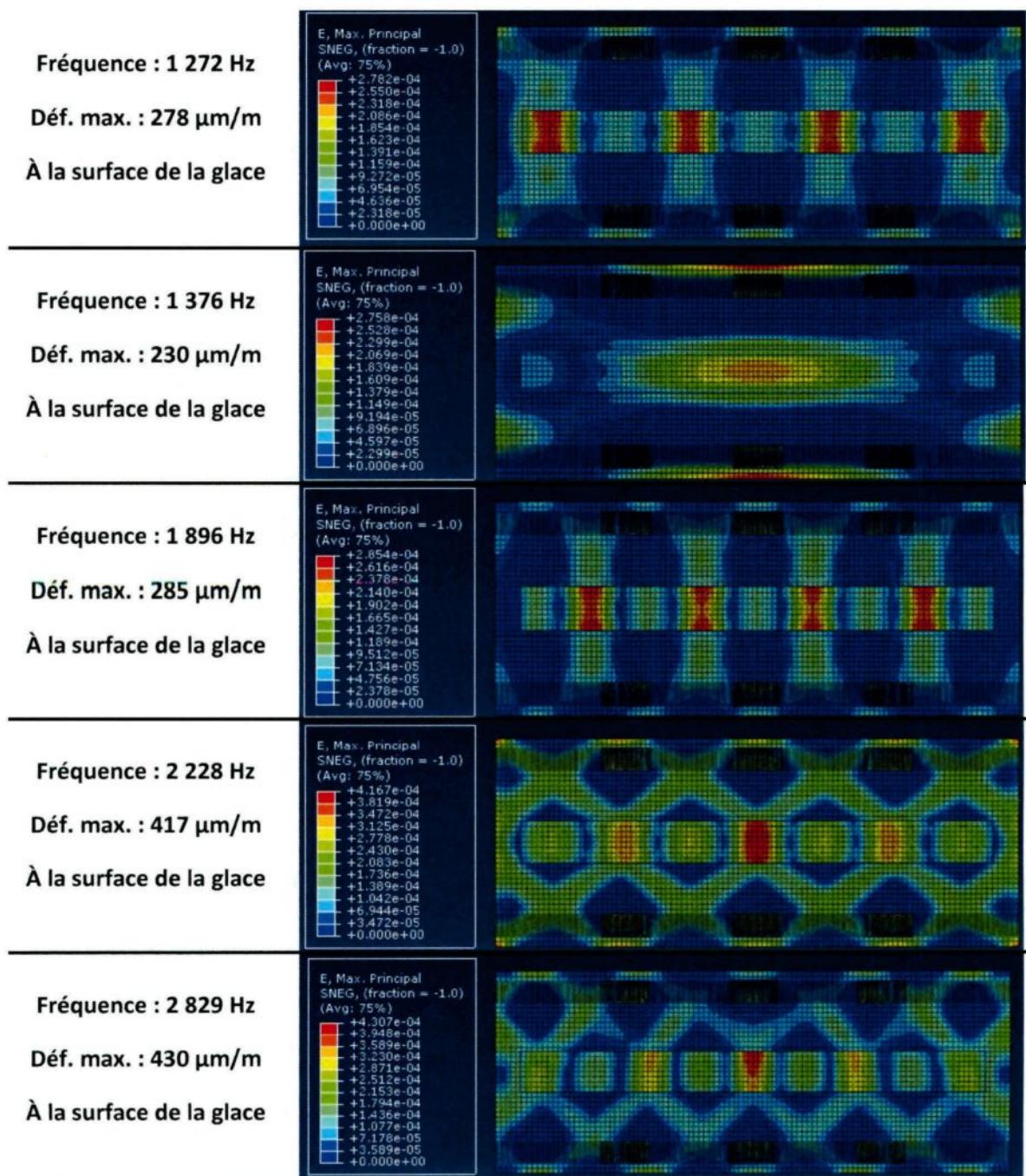


Figure 116 : Cas 1, Distribution des déformations principales maximales pour les 6 fréquences principales identifiées

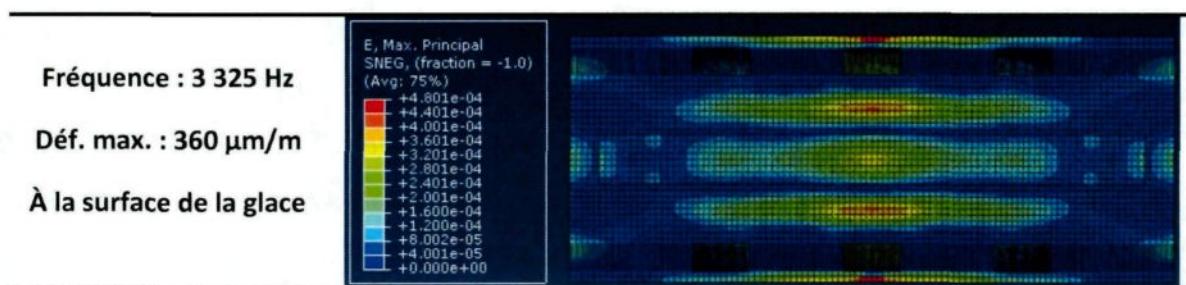


Figure 117 : (Suite) Cas 1, Distribution des déformations principales maximales pour les 6 fréquences principales identifiées

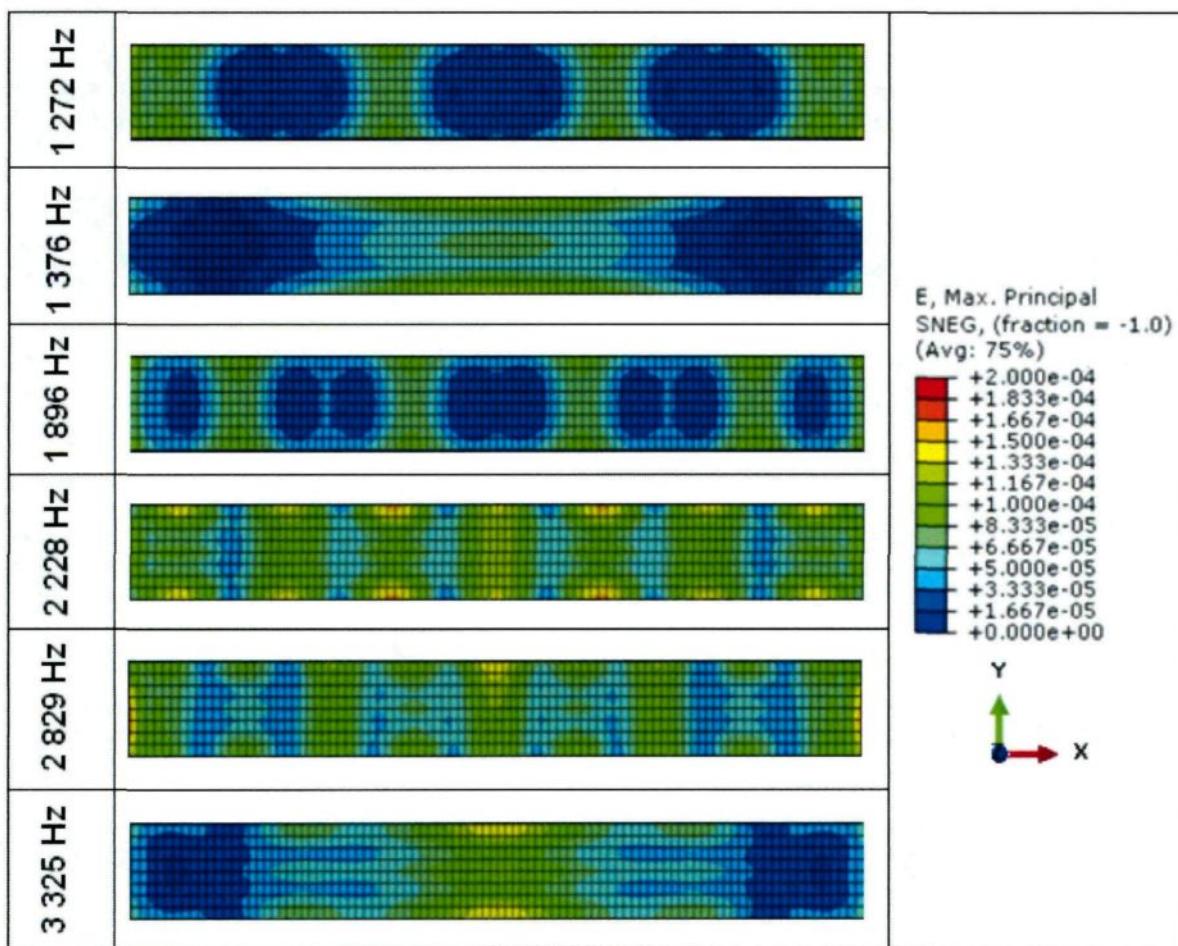


Figure 118: Déformations principales maximales à l'interface glace/plaque pour les simulations du Cas 1 (Vue de la glace)

**4.6.4.2 Cas 2 - 450 mm x 40 mm, 4 mm d'épaisseur, excité par 5 actuateurs à 170 V<sub>pp</sub>**

Les conditions expérimentales d'excitation sont reproduites dans le modèle numérique pour reproduire l'essai de dégivrage #2 (Tableau 19), la configuration des actuateurs utilisés pour exciter la structure est présentée à la Figure 119. Expérimentalement, ce cas a conduit au déglaçage partiel de la structure avec zones de délamination (Figure 89).

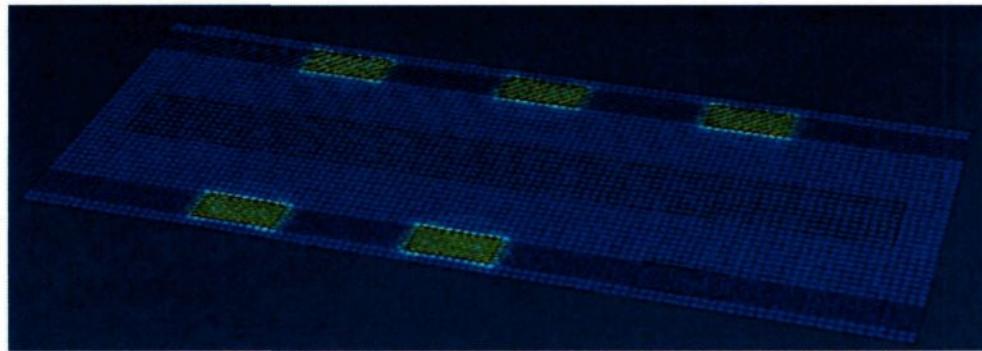


Figure 119: Plaque excitée par 5 actuateurs piézoélectriques

L'analyse modale a identifié 48 différents modes de résonance entre 1 et 4 kHz. Une analyse dynamique à l'état stationnaire a été réalisée pour simuler l'excitation harmonique à chacune de ces 48 fréquences d'excitation. Les résultats générés sont étudiés et les fréquences produisant des déformations surpassant les 200 µm/m dans la glace sont identifiées. La déformation principale maximale est utilisée pour appliquer le critère. Le Tableau 21 montre la quantité de fréquences répondant positivement au critère et leur distribution dans la bande fréquentielle.

En se référant à la description de l'essai expérimental, 4 fréquences de résonance susceptibles de produire le dégivrage avaient été identifiées par la vidéo de l'essai : 1.8, 2.6, 3 et 3.4 kHz. Les simulations numériques corroborent que les instants de fissuration et de détachement partiel de la glace seraient aussi principalement causés principalement par quatre fréquences de résonance. Les fréquences identifiées correspondent généralement bien aux fréquences approximées expérimentalement.

Tableau 21: Repartitions des fréquences de résonance causant des déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  pour le Cas 2

<b>Bandé fréquentielle</b>	<b>Nombre de fréquences où les déformations surpassent 200 <math>\mu\text{m}/\text{m}</math></b>	<b>Valeurs des fréquences de résonances (kHz)</b>
1 000 à 1 500 Hz	0	-
1 500 à 2 000 Hz	1	1.6
2 000 à 2 500 Hz	1	2.2
2 500 à 3 000 Hz	1	2.5
3 000 à 3 500 Hz	1	3.3
3 500 à 4 000 Hz	0	-
Total : 4		

La distribution des DPM à l'instant d'amplitude maximale est présentée à la Figure 120 pour les 4 fréquences produisant des déformations supérieures à 200  $\mu\text{m}/\text{m}$ . La fréquence générant les plus grandes déformations est celle de 2.5 kHz, atteignant jusqu'à 527  $\mu\text{m}/\text{m}$  à la surface de la glace. Pour les quatre fréquences d'excitations, les déformations à la surface libre de la glace varient selon la forme du mode et surpassent facilement les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à divers endroits.

La distribution des déformations à l'interface de la glace pour les 4 fréquences d'excitation est présentée à la Figure 121, la plaque a été omise afin de faciliter la visualisation. Pour les 4 fréquences d'excitations retenues, des déformations supérieures à 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  ont lieu aux

extrémités de l'amas de glace. Les résultats numériques montrent que les modes excités à 2.5 et 3.3 kHz produisent les meilleures concentrations de déformation à l'interface. Malgré les déformations plus élevées aux extrémités, les déformations à l'interface sont généralement plus faibles que celles obtenues pour une épaisseur de 2 mm (Figure 118).

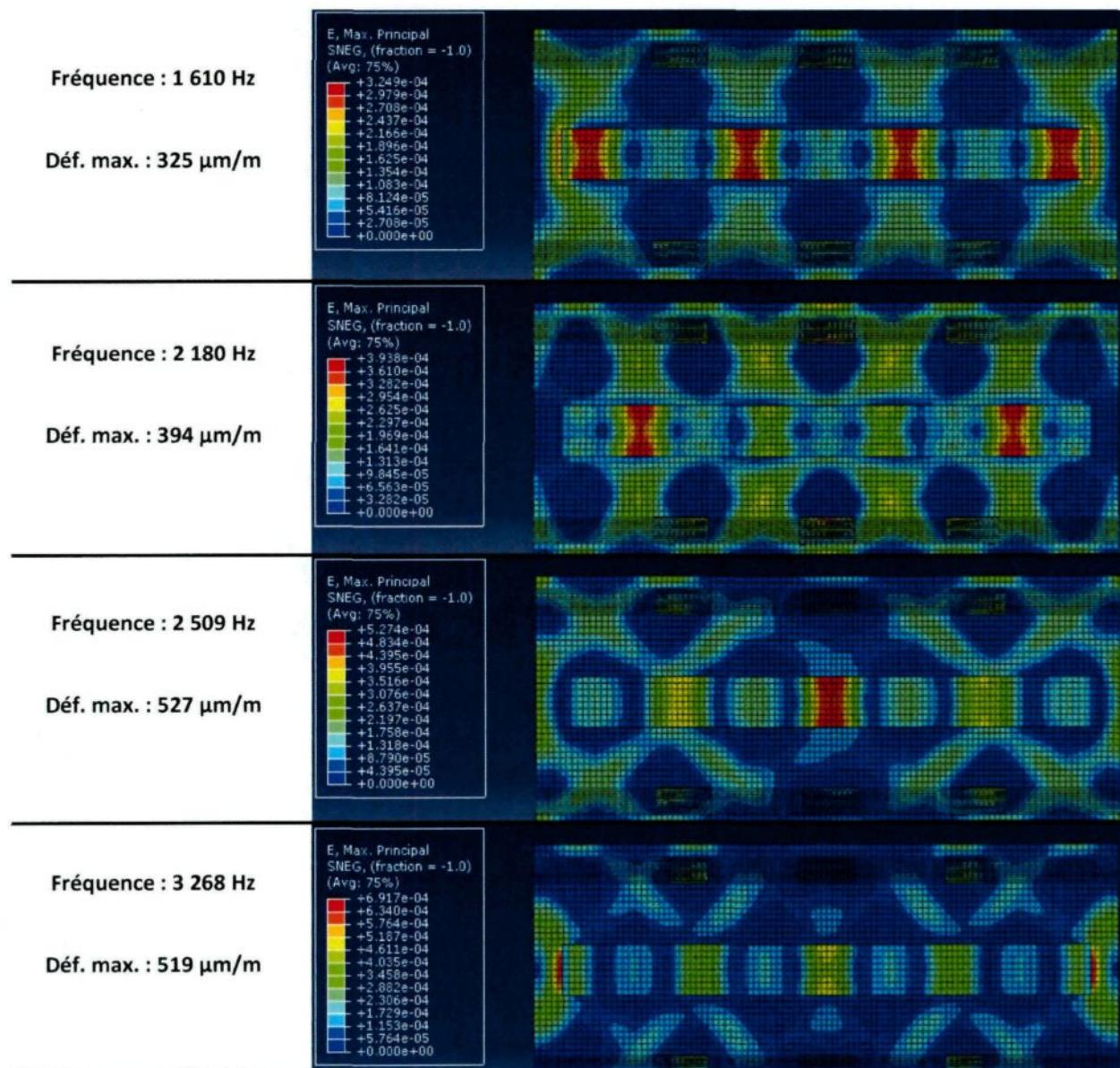


Figure 120: Cas 2, Distribution des déformations pour les 4 fréquences générant des déformations surpassant les 200 µm/m

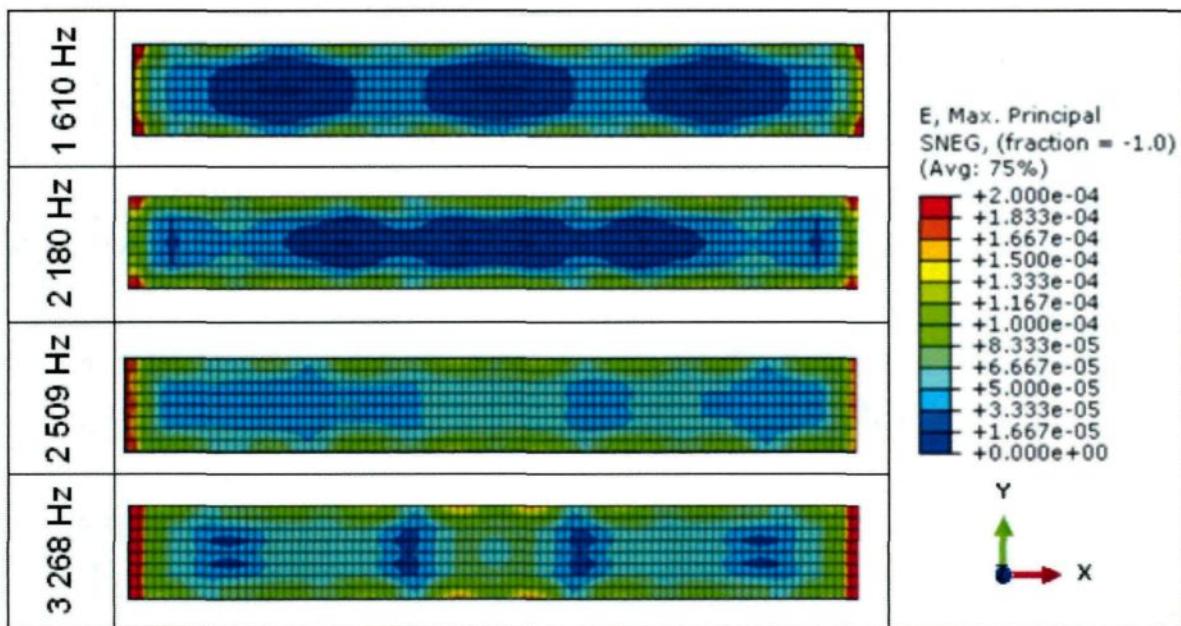


Figure 121: Déformations principales maximales à l'interface glace/plaque pour les simulations du Cas 2 (Vue de la glace)

#### **4.6.4.3 Cas 3 - 450 mm x 80 mm, 1.5 mm d'épaisseur, excité par 5 actuateurs à 170 V<sub>pp</sub>**

Les conditions expérimentales d'excitation sont reproduites dans le modèle numérique pour reproduire l'essai de dégivrage #12 (Tableau 19), la configuration des actuateurs utilisés pour exciter la structure est la même que celle utilisée pour le deuxième cas (Figure 119). Expérimentalement, seule la fissuration de l'amas de glace a été causée par l'excitation des actuateurs piézoélectriques, (Figure 113).

Tableau 22: Repartitions des fréquences de résonance causant des déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  pour le Cas 3

<b>Bandé fréquentielle</b>	<b>Nombre de fréquences où les déformations surpassent 200 <math>\mu\text{m}/\text{m}</math></b>	<b>Valeurs des fréquences de résonances (kHz)</b>
1 000 à 1 500 Hz	2	1.2 et 1.4
1 500 à 2 000 Hz	1	1.9
2 000 à 2 500 Hz	1	2.5
2 500 à 3 000 Hz	0	-
3 000 à 3 500 Hz	2	3.0 et 3.3
3 500 à 4 000 Hz	0	-
Total : 6		

Les fréquences de résonance susceptibles de causer le dégivrage ont lieu entre 1 et 3.5 kHz. En se référant à la description de l'essai expérimental, les instants de fissuration de la glace ont été attribués à 3 fréquences de résonance à l'aide de la vidéo de l'essai : 1.1, 2.5, et 3.4 kHz. Les fréquences produisant les plus grandes déformations corroborent les instants de fissuration identifiés expérimentalement.

La distribution des DPM à l'instant d'amplitude maximale est présentée à la Figure 122 pour les 6 fréquences produisant des déformations supérieures à 200  $\mu\text{m}/\text{m}$ . La fréquence générant les plus grandes déformations est celle de 2.5 kHz, atteignant jusqu'à 404  $\mu\text{m}/\text{m}$  à la surface de la glace. Pour les 6 fréquences d'excitation, les déformations à la surface libre de la glace varient selon la forme du mode et surpassent les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à divers endroits.

La distribution des déformations à l'interface de la glace pour les 6 fréquences d'excitation est présentée à la Figure 124, la plaque a été omise afin de faciliter la visualisation. Pour 3 des 6 fréquences d'excitations retenues, des déformations supérieures à 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  ont lieu à l'interface de la glace et de la plaque.

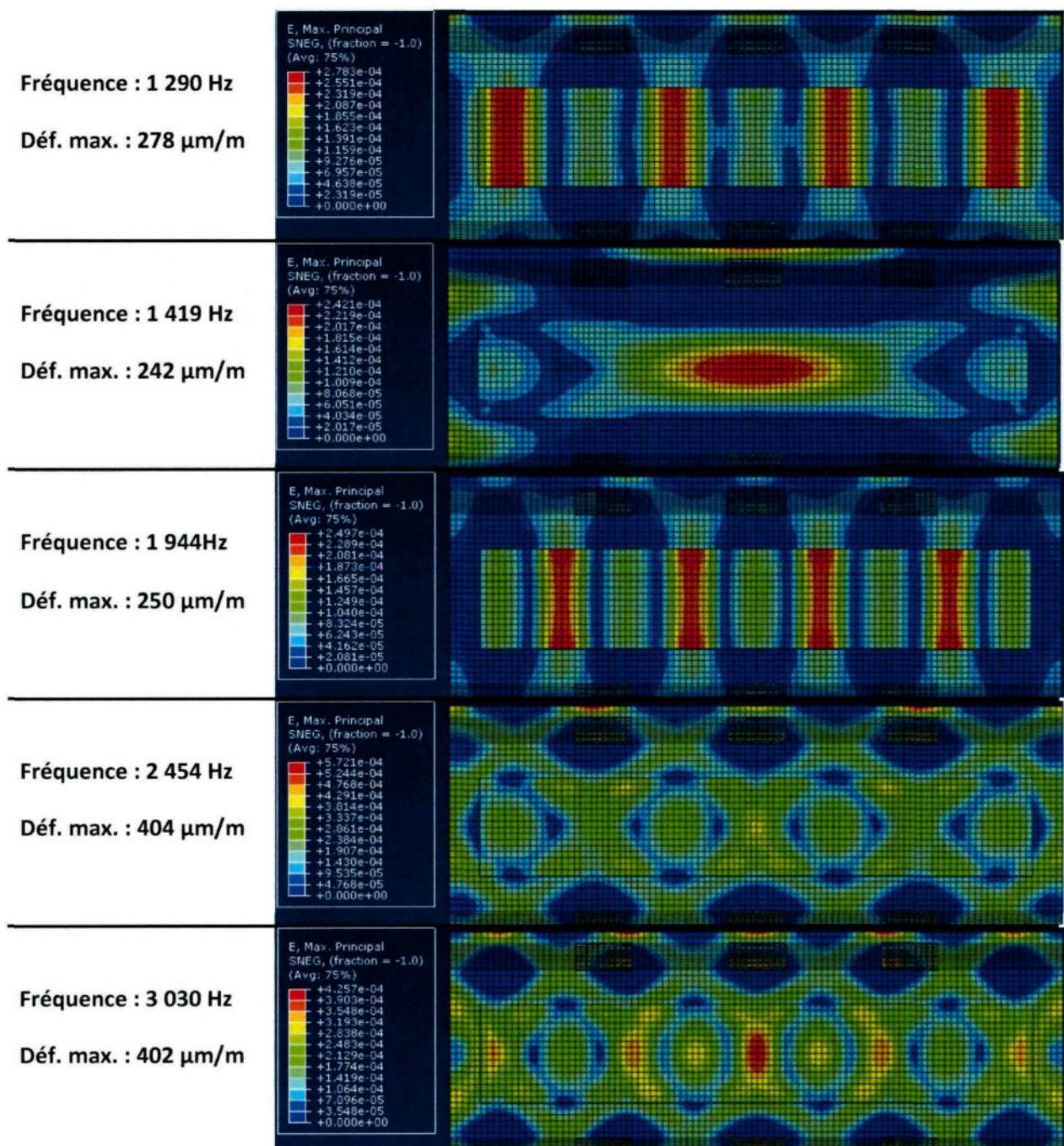


Figure 122 : Cas 3, Distribution des déformations pour les 6 fréquences générant des déformations surpassant les 200 µm/m

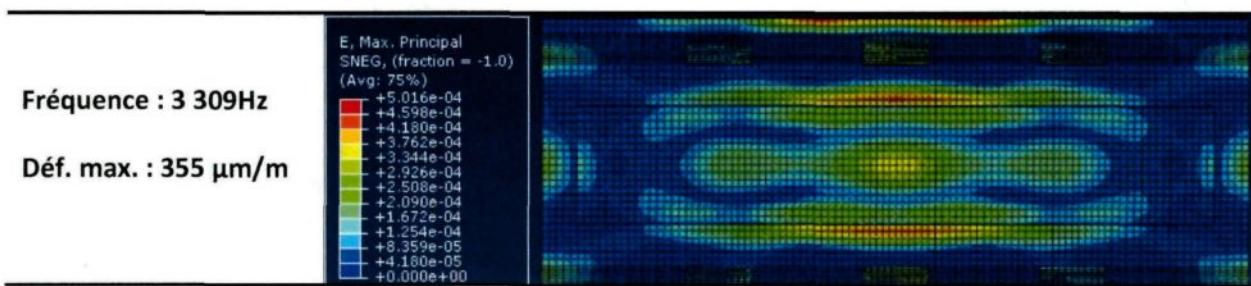


Figure 123 : (Suite) Cas 3, Distribution des déformations pour les 6 fréquences générant des déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$

Dans tous les cas, ces déformations se produisent aux rebords de l'amas de glace. Les résultats numériques montrent que les modes excités à 2.5 et 3.0 kHz produisent les meilleures concentrations de déformation à l'interface. Hormis les déformations plus élevées le long des rebords, les déformations à l'interface sont similaires en amplitude à ceux obtenus au cas 1 (Figure 118).

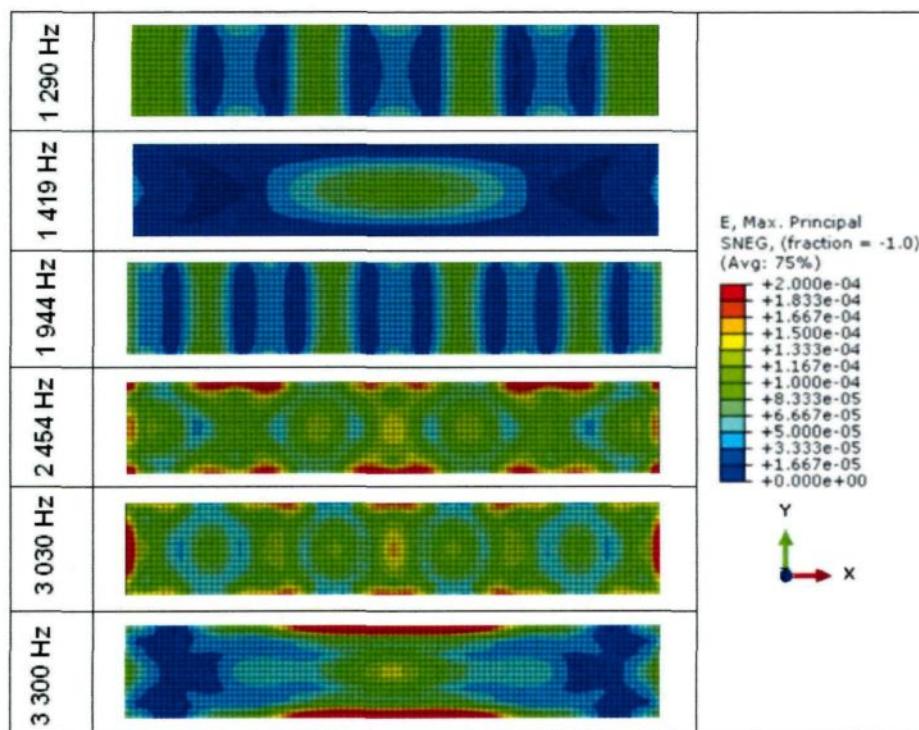


Figure 124 : Déformations principales maximales à l'interface glace/plaque pour les simulations du Cas 3

#### **4.6.5 Analyse des résultats des simulations numériques avec glace**

##### ***4.6.5.1 Analyse de la simulation du Cas 1***

La simulation de l'excitation de la plaque recouverte d'un dépôt de glace d'une épaisseur de 2 mm couvrant une surface de 450 mm x 40 mm à l'aide de 4 actuateurs piézoélectriques a produit des déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  dans la glace, mais pas à l'interface de la glace et l'aluminium. Un total de 6 fréquences de résonances produit des déformations surpassant 200  $\mu\text{m}/\text{m}$ . Ce total est similaire aux 4 fréquences soupçonnées d'avoir causé le dégivrage de la plaque lors des expérimentations.

Selon le critère de dégivrage considéré, l'absence de déformations surpassant 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à l'interface de suggère que celle-ci devrait se fissurer sans se détacher. La présence de modes produisant une forte concentration de déformations à l'interface est par contre propice au dégivrage complet de la plaque. Expérimentalement, l'amas de glace s'est d'abord fissuré à plusieurs endroits avant de graduellement se détacher de la surface. Le mécanisme de dégivrage observé expérimentalement est difficilement modélisable, mais il est fort probable que l'amplitude des déformations augmente dû à l'affaiblissement graduel de l'amas de glace.

#### **4.6.5.2 Analyse de la simulation du Cas 2**

La simulation de l'excitation de la plaque recouverte d'un dépôt de glace d'une épaisseur de 4 mm couvrant une surface de 450 mm x 40 mm à l'aide de 5 actuateurs piézoélectriques produit des déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à la surface libre de la glace, et ce sur de petites surfaces à l'interface. Selon le critère de dégivrage considéré, la glace devrait fort probablement se fissurer dû aux fortes déformations produites à la surface libre. Hormis aux extrémités, les déformations à l'interface de la glace sont presque deux fois moins élevées que pour une épaisseur de 2 mm. Ce résultat est logique puisque la glace est deux fois plus épaisse et donc plus rigide que pour le cas 1. Similairement au premier cas étudié, les modes à fréquences plus élevées produisent généralement une meilleure concentration des déformations à l'interface de la glace.

Expérimentalement, l'amas de glace s'est effectivement fissuré avec détachement local de la glace. La Figure 125 compare l'état final de l'essai de dégivrage correspondant aux déformations à l'interface du mode excité à 3.3 kHz. Les régions blanchâtres sont des endroits où la glace est détachée de la plaque. Dans les deux cas, cela se produit à des régions où les déformations surpassent les 100  $\mu\text{m}/\text{m}$ . L'aspect plus arrondi de l'amas de glace expérimental pourrait causer de plus faibles déformations aux abords des extrémités, expliquant pourquoi aucun détachement ne s'est produit à ces endroits propices comme prédit par les simulations numériques.

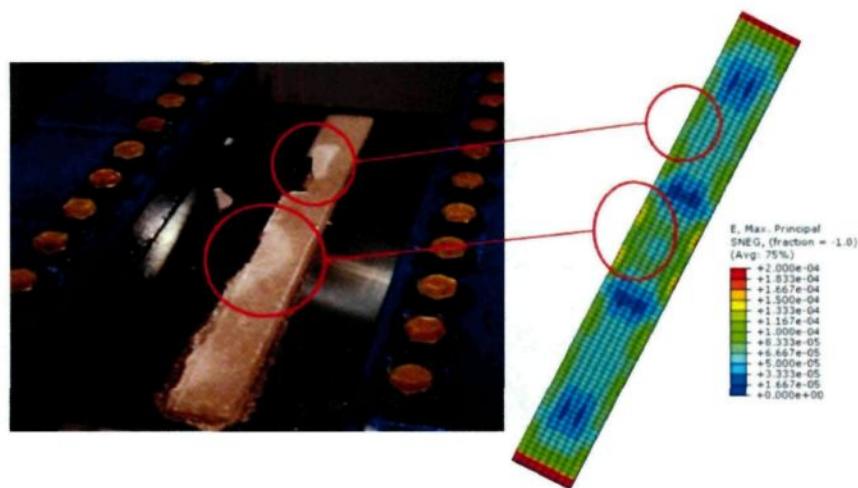


Figure 125: Déformations à l'interface de la glace ( $f = 3.3$  kHz) et état final de la glace lors de l'essai expérimental

#### **4.6.5.2 Analyse de la simulation du Cas 3**

La simulation de l'excitation de la plaque recouverte d'un dépôt de glace d'une épaisseur de 1.5 mm couvrant une surface de 450 mm x 80 mm à l'aide de 5 actuateurs piézoélectriques produit des déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à la surface libre de la glace et sur de courtes surfaces à l'interface. Selon le critère de dégivrage considéré, la glace devrait fort probablement être fissurée dû aux fortes déformations produites à la surface libre. De plus, la présence de déformations surpassant les 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  à l'interface suggère qu'il devrait y avoir des régions dégivrées. Comme dans les deux cas étudiés précédemment, les modes à fréquences plus élevées produisent généralement une plus grande concentration des déformations à l'interface de la glace.

Expérimentalement, l'amas de glace s'est effectivement fissuré à plusieurs endroits sans toutefois causer de détachement local de la glace (voir la Figure 113). Du point de vue des résultats numériques, les résultats obtenus pour le 3<sup>e</sup> cas sont similaires à ceux du premier cas qui avait conduit au dégivrage complet de la plaque lors des expérimentations. Selon le critère de dégivrage basé sur la déformation, le dégivrage de la plaque aurait dû être partiel et possiblement complet dû à l'affaiblissement de la glace dû à la fissuration.

#### **4.7 Résumé du Chapitre 4**

Le chapitre 4 présente des essais de dégivrage réalisés sur le montage de la plaque plane dans une chambre de précipitation réfrigérée. Trois différents cas expérimentaux ont été retenus afin de vérifier la capacité du modèle numérique à prédire le dégivrage de la plaque plane à l'aide d'un critère de dégivrage basé sur la déformation.

Les différents essais de dégivrage ont permis d'apprécier le mécanisme de dégivrage exploité lorsque des actuateurs piézoélectriques sont utilisés pour exciter les modes de résonance d'une structure. Dans tous les cas de dégivrage complet ou partiel, la glace commence par se fissurer pour ensuite graduellement se détacher dû à l'augmentation des déformations résultant de l'affaiblissement de la glace. Malgré l'utilisation d'un système non optimisé, l'amplitude des vibrations produites ont été suffisante pour complètement dégivrer la plaque plane pour certaines conditions d'accumulation de

verglas. Seul un dégivrage partiel a été obtenu pour des accumulations de givre, une couche résiduelle rugueuse demeurait sur la plaque à la suite du dégivrage. Ceci peut s'expliquer par la composition différente du givre par rapport au verglas. Les bulles d'airs emprisonnés dans la glace semble favoriser une rupture cohésive plutôt qu'adhésive lorsque sollicité en flexion. Les résultats obtenus sont encourageants considérant que le système peut être considérablement optimisé par un meilleur positionnement des actuateurs.

Trois cas expérimentaux ont été simulés à l'aide du modèle numérique afin d'étudier si des simulations numériques pourraient être utilisées pour prédire le dégivrage. Les cas sélectionnés pour l'analyse représentent une réussite, une réussite partielle et un échec du système de dégivrage. Cette analyse est audacieuse puisque l'adhésion de la glace est un phénomène encore mal compris. Des hypothèses sont utilisées afin de modéliser la glace et la stratégie d'excitation utilisée expérimentalement.

Les résultats obtenus sont pour le moins intéressants. Les fréquences d'excitations provoquant des déformations supérieures à 200 µm/m lors des simulations numériques ont été identifiées. Pour les trois cas étudiés, ces fréquences correspondaient bien avec les fréquences auxquelles la fissuration et le dégivrage de la plaque semblaient se produire lors des expérimentations (Fréquences estimées à l'aide des enregistrements vidéo des essais de dégivrage). Par contre, aucun des cas simulés ne produisait des déformations surpassant les 200 µm/m sur toute l'interface glacée. Ceci étant dit, le mécanisme de dégivrage par cumul de dommage observé expérimentalement, ne peut être reproduit numériquement. Il est évident que le fractionnement de la glace permet l'atteinte de déformations plus élevées.

Ainsi, il est difficile d'utiliser le critère afin de prédire la réussite, la réussite partielle ou l'échec du système avec une certitude acceptable. Par contre, une approche conservative pourrait être mise au point et optimisée en utilisant un tel critère (par exemple déclarer le dégivrage si l'interface subi des déformations supérieures à  $300 \mu\text{m/m}$ ). De cette manière, la puissance nécessaire pour dégivrer une structure pourrait être estimée à l'aide du modèle numérique avec une certitude acceptable.

## **CHAPITRE 5**

### **CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS**

## 5.1 Conclusions

L'essor de nouvelles technologies de dégivrage d'aéronefs au cours des dernières années est motivé par le besoin de systèmes plus performant pouvant être appliqués dans un contexte de puissance disponible limitée. Encore aujourd'hui, le développement d'hélicoptères légers équipés d'un système de protection contre le givre est impossible dû au poids ajouté qui est trop grand. Effectivement, les méthodes conventionnelles de dégivrage thermique requièrent beaucoup d'énergie et conséquemment, l'ajout d'une génératrice électrique dédiée est nécessaire. De surcroit, une génératrice redondante est requise pour assurer la fiabilité du système.

Le potentiel des systèmes de dégivrage piézoélectrique à réduire la consommation d'énergie a été étudié dans le cadre du projet CRIAQ 2.8 *Système de protection de givrage à faible énergie applicable aux petits aéronefs*, Bell Hélicoptère Textron représentant le milieu industriel. Ce type de système, qui excite les fréquences de résonance d'une structure pour dégivrer, a été jugé suffisamment prometteur pour poursuivre les recherches dans le contexte de la deuxième phase du projet (ENV 414).

Ce projet de maîtrise a étudié la modélisation numérique d'un système de dégivrage piézoélectrique dans le but de développer un outil pour assister leur conception. Abaqus, un logiciel d'élément fini commercial, a été utilisé pour la modélisation. L'excitation d'une poutre en porte-à-faux ainsi que d'une plaque plane par des actuateurs piézoélectriques a été considérée. Pour les deux cas étudiés, le modèle numérique a été utilisé pour calculer

les fréquences de résonances de la structure et pour simuler l'excitation harmonique de ces fréquences par des actuateurs piézoélectriques. Les résultats numériques ont été validés à l'aide de montages expérimentaux instrumentés.

La validation expérimentale a confirmé la capacité du logiciel à calculer précisément à la fois les fréquences et les modes de résonance d'une structure et à simuler leur excitation par des actuateurs piézoélectriques. L'étude révèle que la définition de l'amortissement dans le modèle numérique est clé pour l'obtention de résultats précis. Ainsi une procédure valide pour la modélisation numérique de système de dégivrage piézoélectrique a été développée. Cette procédure pourra être avantageusement utilisée dans le futur pour assister la conception et l'analyse de système de dégivrage piézoélectrique pour des structures plus complexes. Les grandes lignes de cette procédure se résument par : la modélisation de la structure et des actuateurs, la quantification de l'amortissement de la structure, le calcul des fréquences et des modes de résonance et la détermination de la position des actuateurs (positionnés sur les ventres des modes de résonance ciblés, travaillant sur des ventre en phase), simulations numériques avec différentes formes de glace pour déterminer les fréquences d'excitation générant les meilleures déformations, optimiser le système en ajustant le positionnement et la quantités d'actuateurs afin de minimiser la puissance requise en ce basant sur un critère de dégivrage basé sur la déformation de l'interface glacé.

Outre la validation des modèles numériques, ce projet a contribué à augmenter la compréhension des systèmes de dégivrage par éléments piézoélectriques basés sur

l'excitation des fréquences de résonance. À l'aide d'une étude paramétrique, l'influence de l'épaisseur et de la rigidité de la structure ainsi que du positionnement des actuateurs piézoélectrique a été étudiée. Les résultats démontrent l'importance de minimiser l'épaisseur et la rigidité afin de réduire la valeur des fréquences de résonance et à maximiser l'amplitude des déplacements, ce qui contribue à réduire la puissance requise pour dégivrer la structure. Effectivement, l'amplitude des déformations diminuait de 85% selon une loi de puissance lorsque l'épaisseur de la plaque était augmentée de 1.6 mm à 5 mm. Pour la rigidité, l'amplitude des déformations diminuait quasi-linéairement de 15% lorsque le module de Young était augmenté de 73.1 à 91.4 GPa. De plus, l'étude révèle que le positionnement des actuateurs piézoélectriques est optimal aux endroits de déplacement maximal (ventres) du mode de vibration excité. L'étude à présenté qu'un positionnement optimal avait pour effet d'augmenter de plus de 310% les déformations produites par un seule actuateur piézoélectrique. Cette information signifie que seule une analyse modale est requise pour positionner les actuateurs piézoélectriques en fonction de leur taille et des modes qu'ils exciteront.

Finalement, le montage de la plaque plane a été utilisé pour réaliser des essais de dégivrage en chambre climatique. La plaque plane a été dégivrée expérimentalement en utilisant une densité de puissance moyenne maximale de  $0.77 \text{ W/in}^2$  ( $1.2 \text{ kW/m}^2$ ). Ces essais avaient pour but de produire des cas pouvant être simulés numériquement. L'exercice a servi à évaluer la capacité du modèle à prédire le dégivrage à l'aide d'un critère basé sur la déformation de l'interface glacée. Trois cas expérimentaux ont été simulés, les cas sélectionnés pour l'analyse représentaient une réussite, une réussite

partielle et un échec du système de dégivrage. Un amas de glace de dimension similaire à celui des cas expérimentaux simulés a été ajouté au modèle de la plaque; les paramètres d'amortissement utilisés étaient ceux déterminés sans la glace. Les résultats numériques ont démontré une concordance au niveau des fréquences de résonance responsables du dégivrage ou de la fissuration de la glace identifiée lors des expérimentations. Effectivement, la quantité et la valeur des fréquences susceptibles de causer le dégivrage étaient adéquatement prédites par le modèle numérique. Les simulations numériques avec glace ont prédites des déformations approchant le critère de 200  $\mu\text{m}/\text{m}$  utilisé pour prédire le dégivrage. De plus, dans deux des cas étudiés, les zones de déformations maximales permettaient de faire des parallèles concluant avec les résultats expérimentaux. Par contre, puisque le modèle numérique ne reproduisait pas le mécanisme de dégivrage par cumul de dommage observé expérimentalement, il était difficile de statuer précisément sur le succès du système de dégivrage. Néanmoins, un tel critère pourrait s'avérer très utile pour approximer de manière conservative la puissance requise pour dégivrer une structure en optimisant la valeur de déformation.

Il est difficile d'évaluer si les systèmes de dégivrage piézoélectrique seront aptes à remplacer les systèmes thermiques actuels. L'exploitation de la résonance d'une structure est un concept prometteur pour réduire la consommation d'énergie, par contre un effort considérable de recherche et développement est nécessaire. La fiabilité et la durabilité des actuateurs doit être évaluée de même que leur intégration sur une structure plus rigide tel que le bord d'attaque d'une pale d'hélicoptère.

## 5.2 Recommandations

En base des travaux réalisés dans le cadre de ce projet de maîtrise, les recommandations suivantes sont proposées.

- **Utiliser la modélisation numérique pour assister la conception de futur système de dégivrage par élément piézoélectrique (Positionnement et taille des actuateurs)**

Ce projet confirme l'utilité de la modélisation numérique pour assister la conception d'un système de dégivrage piézoélectrique. À l'aide d'une analyse fréquentielle, qui ne requiert aucune information sur l'amortissement, la fréquence et la forme des modes de résonance peuvent être efficacement calculées.

En s'appuyant sur les résultats de l'étude paramétrique, il est possible de positionner de manière optimale un ensemble d'actuateurs qui pourront être utilisés pour exciter les différents modes de la structure. Compte tenu de l'importance de l'amortissement, un prototype est toutefois nécessaire pour étalonner le modèle avant de procéder à des simulations dynamiques dotées d'une bonne précision. Un modèle validé permet d'étudier les contraintes et les déformations produites par l'excitation des actuateurs piézoélectriques selon différentes configurations.

De plus, en se basant sur une approche conservative, il serait possible d'estimer la puissance requise pour dégivrer une structure. Pour un système appliqué à des pales de rotor d'hélicoptère, il serait ainsi possible de simuler la performance du système en présence des forces centrifuges ou autres situations difficilement étudiable expérimentalement.

- **Développer un système de contrôle permettant d'exciter efficacement les modes de résonance**

Jusqu'à présent, peu d'efforts ont été investis dans l'étude du contrôle d'un système de dégivrage piézoélectrique. Un système de contrôle efficace pourrait permettre de réduire considérablement la puissance requise pour dégivrer.

Le système envisagé serait en mesure de sélectionner les actuateurs à exciter parmi l'ensemble disponible en fonction du mode excité. Des actuateurs sélectionnés, le système serait en mesure de déphaser l'excitation électrique des actuateurs opérant sur des crêtes opposées. De plus, le système pourrait utiliser des capteurs tels que des jauge de déformation ou des accéléromètres afin de contrôler la fréquence d'excitation lorsque les fréquences de résonance sont modifiées en raison de l'accrétion de la glace.

À l'aide d'une boucle rétroactive, le balayage fréquentiel pourrait aussi être optimisé. Le balayage fréquentiel idéal balayerait rapidement les fréquences ne

provoquant pas d'amplification de la réponse de la structure et maintiendrait l'excitation pour une certaine période de temps aux fréquences de résonance.

- **Étudier la fiabilité des actuateurs piézoélectriques**

Dans le but d'utiliser des actuateurs piézoélectriques pour concevoir un système de protection contre le givre à faible consommation énergétique, que ce soit pour des pales d'hélicoptère ou toute autre structure d'aéronefs, leur fiabilité doit être évaluée précisément.

La pale d'hélicoptère est soumise notamment à des contraintes de flexion due à son action de battement et à des contraintes de traction due aux forces centrifuges produites par la rotation. Ainsi, il est nécessaire de procéder à des tests de qualification de contraintes statiques et cycliques à des amplitudes représentatives à celles présentes sur les pales de rotor. L'addition de ces contraintes à celles produites par l'application de la tension électrique pourrait s'avérer problématique et causer le survoltage des actuateurs.

L'utilisation d'actuateurs précontraints et l'implantation d'une protection électrique permettant d'éviter le survoltage seraient à étudier en vue d'accroître la fiabilité et la durabilité des actuateurs piézoélectriques. Le système devra aussi se qualifier pour les effets directs et indirects d'un choc de foudre. Les actuateurs

piézoélectriques sont vulnérables aux surtensions et devront être adéquatement protégés contre de telles éventualités.

- **Étudier l'implantation d'un tel système sur la pale d'hélicoptère**

La preuve de concept des systèmes de dégivrage piézoélectriques a jusqu'à présent été réalisée sur des structures favorables, soit des plaques planes et des coquilles à profil aérodynamique. Or, la pale d'hélicoptère est généralement une structure en composite avec une bande de protection contre l'érosion recouvrant le bord d'attaque. Ce type de configuration ne permet pas d'exploiter le concept de la peau vibrante des systèmes piézoélectriques non ultrasoniques. Un mince espace entre la bande de protection et le bord d'attaque en composite serait nécessaire afin de mettre en place un tel système.

Un scénario envisageable serait de diviser l'envergure de la pâle en un certain nombre de zones où la bande de protection serait libre de vibrer indépendamment du reste de la pale. Ces zones seraient séparées par des zones d'appuis, permettant de conserver une rigidité acceptable. Les zones libres de vibrer seraient dégivrées par actuateurs piézoélectriques et les zones d'appuis dégivrées thermiquement.

## RÉFÉRENCES

## 6. Références

- [1] Oleskiw, M.M., *A review of 65 years of aircraft in-flight icing research at NRC*. Canadian Aeronautics and Space Journal, 2001. 47(3): p. 259-268.
- [2] Petty, K.R. and C.D.J. Floyd, *A statistical review of aviation airframe icing accidents in the U.S.* 2004: p. 623-628.
- [3] Gent, R.W., N.P. Dart, and J.T. Cansdale, *Aircraft Icing*. Philosophical Transactions: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2000. 358(1776): p. 2873-2911.
- [4] *Certification Specifications of Large Rotorcrafts (CS 29)*. Nov. 17, 2008, European Aviation Security Agency.
- [5] Simpson, M.P. and P.M. Render, *Certification and Operation of Helicopters in Icing Environnements*. Journal of Aircraft, 1998. 35(6): p. 6.
- [6] *Certification Specifications of Small Rotorcrafts (CS 27)*. Nov. 30, 2007, European Aviation Security Agency.
- [7] Fortin, G. and J. Perron, *Ice Physic Strength and Adhesion Models to Determine Shear Stress at Shedding*, in *Internal report 2008-GF-02*, Anti-icing Materials International Laboratory, February 2009.
- [8] Fortin, G., *Note de cours. Thermodynamique de la glace atmosphérique*. 2010, UQAC.
- [9] Gouez, G., *Évaluation de l'adhérence de la glace à partir du modèle réduit d'une pale d'hélicoptère en rotation*. Mémoire de maîtrise en ingénierie mécanique, 2010, Université du Québec à Chicoutimi. p. 116.
- [10] Fortin, G. and J. Perron, *Icing Wind Tunnel Test with Spinning Rotor Blades*, in *Report 2007-GF-08*. 2008, Anti-icing Materials International Laboratory.
- [11] Ryzhkin, I.A. and V.F. Petrenko, *Physical mechanisms responsible for ice adhesion*. JOURNAL OF PHYSICAL CHEMISTRY B, 1997. 101(32): p. 6267-6270.
- [12] Petrenko, V.F. and S. Peng, *Reduction of Ice Adhesion to Metal by Using Self-assembling Monolayers (SAMs)*. Canadian Journal of Physics, 2003. 81(1-2): p. 387-393.
- [13] Archer, P. and V. Gupta, *Measurement and control of ice adhesion to aluminium 6061 alloy*. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1998. 46: p. 1745-1771.
- [14] Zou, M., et al., *Effects of surface roughness and energy on ice adhesion strength*. Applied Surface Science, 2011. 257(8): p. 3786-3792.
- [15] Fortin, G. and J. Perron, *Ice Adhesion Models to Predict Shear Stress at Shedding*. 2009, Laboratoire International des Matériaux Antigivre, UQAC. p. 55.
- [16] Scavuzzo, R.J. and M.L. Chu, *Structural Properties of Impact Ices Accreted on Aircraft Structures*, in *NASA Contractor Report 179580*. 1987. p. 58.

- [17] Ramanathan, S., *An investigation on the deicing of helicopter blades using shear horizontal guided waves*. 2005, The Pennsylvania State University: United States -- Pennsylvania. p. 189.
- [18] Loughborough, D.L. and E.G. Hass, *Reduction of Adhesion of Ice to De-Icer Surfaces*. Journal of Aeronautical Sciences, 1946. 13(3): p. 126-134.
- [19] Druez, J., et al., *The Adhesion of Glaze and Rime on Aluminum Electric Conductors*. Transactions CSME, 1979. 5(4): p. 215-220.
- [20] Itagaki, I., *Mechanical Ice Release Processes: Self Shedding from High Speed Rotors*, in *CRREL Report 83-26*. October 1983.
- [21] Bascom, W.D., R.L. Cottintone, and C.R. Singleterry, *Ice Adhesion to Hydrophilic and Hydrophobic Surfaces*. Journal of Adhesion, 1969. 1(4): p. 246-263.
- [22] Jellinek, H.H.G., *Adhesive Properties of Ice*. Journal of Colloid Science, 1959. 14: p. 268-280.
- [23] Raraty, L.E. and D. Tabor, *The Adhesion and Strength Properties of Ice*. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1958. 245(1241): p. 184-201.
- [24] Chu, M.L. and R.J. Scavuzzo, *Adhesive Shear Strength of Impact Ice*. AIAA Journal, 1991. 29(11): p. 1921-1926.
- [25] Stallabrass, J.R. and R.D. Price, *On the Adhesion of Ice to Various Materials*, in *Report LR-350*. 1962, National Research Laboratories, Division of Mechanical Engineering, Low Temperature Laboratory. p. 14.
- [26] Fortin, G., A. Beisswenger, and J. Perron, *Centrifuge Adhesion Test to Evaluate Icephobic Coatings*, in *AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*, AIAA: 2-5 August 2010, Toronto, Ontario, Canada. p. 11.
- [27] Fortin, G. and J. Perron, *Spinning Rotor Blade Tests in Icing Wind Tunnel*, in *1st AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*, AIAA: 22 - 25 June 2009, San Antonio, Texas. p. 15.
- [28] Laforte, C., *Déformation à la rupture adhésive par traction, flexion et torsion d'un substrat givré*, in *Doctorat en ingénierie*. 2008, Université du Québec à Chicoutimi. p. 208.
- [29] Coffman Jr, H.J., *HELICOPTER ROTOR ICING PROTECTION METHODS*. Journal of the American Helicopter Society, 1987. 32(2): p. 34-39.
- [30] Thomas, S.K. and R.P. Cassoni, *Aircraft anti- icing and de- icing techniques and modeling*. JOURNAL OF AIRCRAFT, 1996. 33(5): p. 841-854.
- [31] Hill, E., et al., *Investigations of Performance of Pneumatic Deicing Boots, Surface Ice Detectors and Scaling of Intercycle Ice in Office of Aviation Research and Development*. 2006.
- [32] Zumalt, G.W., *Icing Tunnel Tests of Electro-Impulse De-icing of Engine Inlet and High-Speed Wings*, in *AIAA 23rd Aerospace Science Meeting*. January 1985: Reno, Nevada.

- [33] (2011) *EIDI: Electro Impulse Deicing for aircraft, ships and bridges.* <<http://www.icesight.com/electro-impulse-deicing.php>> 5 avril 2011.
- [34] Feher, L.E. and M. Thumm, *High frequency microwave anti-/ de- icing system for carbon reinforced airfoil structures*. Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering, 2001. 4371: p. 99-110.
- [35] Palacios, J.L., *Design, Fabrication, and Testing of an Ultrasonic De-Icing System for Helicopter Rotor Blades*, in *Aerospace Engineering*. 2008, The Pennsylvania State University. p. 205.
- [36] Liu, J., Y. Wang, and B. Wang, *Propagation of Shear Horizontal Surface Waves in a Layered Piezoelectric Half-space with an Imperfect Interface*. IEEE Transaction on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, 2010. 57(8): p. 1875-1879.
- [37] Singher, L., *Bond Strength Measurement by Ultrasonic Guided Waves*. Ultrasonics, 1997. 35: p. 305-315.
- [38] Okuda, Y., et al., *Observation of melting of solid <sup>4</sup>He by sound wave*. Physica B: Condensed Matter, 1999. 263-264: p. 364-366.
- [39] Nomura, R., et al., *Melting of Solid <sup>4</sup>He by Ultrasound at 1.2 K*. Journal of Low Temperature Physics, 2002. 126(1-2): p. 39-44.
- [40] Adachi, K., K. Saiki, and H. Sato. *Suppression of Frosting on a Metal Surface Using Ultrasonic Vibrations*. in *IEEE Ultrasonics Symposium - Proceedings*. 1998.
- [41] Venna, S.V., Y.-J. Lin, and G. Botura, *Piezoelectric Transducer Actuated Leading Edge De-Icing with Simultaneous Shear and Impulse Forces*. Journal of Aircraft, 2007. 44(2): p. 509-515.
- [42] Kandagal, S.B., and Venkatraman, K., *Piezo-actuated Vibratory Deicing of a Flat Plate*, in *AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structure Dynamics, and Materials Conference*, A.I.o.A.a. Astronautics, Editor. 2005: Austin. p. 3907-3914.
- [43] Palacios, J.L. and E.C. Smith, *Dynamic Analysis and Experimental Testing of Thin-Walled Structures Driven By Shear Tube Actuators*. 46<sup>th</sup> AIAA Structural Dynamics & Materials, AIAA-2009-2112, 2005: p. 3862-3875.
- [44] Palacios, J.L., et al. *Ultrasonic Shear Wave Anti-Icing System for Helicopter Rotor Blade*. in *62<sup>nd</sup> Annual Forum Proceedings*. Phoenix, Arizona, May 2006.
- [45] Palacios, J.L., et al., *Ultrasonic Shear and Lamb Wave Interface Stress for Helicopter Rotor De-Icing Purposes*. 47<sup>th</sup> AIAA/ASME/ASCE/AHS/AC Structures, Structural Dynamics & Materials, AIAA-2006-2282, Newport, Rhode Island, May 2006.
- [46] Blackburn, C., Laforte, C., and Laforte, J.L. *Apparatus for Measuring the Adhesion Force of a Thin Ice Sheet on a Substrate*. in *Proceedings of 9<sup>th</sup> International Workshop on Atmospheric Icing on Structures*. June 2000. Chester, England.
- [47] Quinlan, P. and C. Laforte, *Proof of Concept Testing of a Piezo Ice Protection System*. 2009, Anti-Icing Materials International Laboratory, UQAC. p. 59.
- [48] Zhu, Y., et al., *Numerical simulation and experimental validation of tailored wave guides for ultrasonic de- icing on aluminum plates*. 2010.

- [49] Royer, D. and E. Dieulesaint, *Ondes élastiques dans les solides. Tome 1.* 1996, Paris: Masson. 319.
- [50] Rose, J.L., *Ultrasonic waves in solid media.* 2004: Cambridge New York Cambridge University Press.
- [51] Brissaud, M., *Matériaux piézoélectriques : Caractérisation, modélisation et vibration.* 2007, Lyon: Presses Polytechniques et Universitaires Romandes.
- [52] Ikeda, T., *Fundamentals of Piezoelectricity.* 1990, Oxford: Oxford University Press.
- [53] De Boe, P., *Les éléments piézo-laminés appliqués à la dynamique des structures.* 2003, Sciences appliquées, Université de Liège. p. 176.
- [54] Timoshenko, S., Young, D.H., *Vibration Problems in Engineering.* Third ed. 1955, New York: D. Van Nostrand Company.
- [55] Petyt, M., *Introduction to finite element vibration analysis.* 1990, Avon, Great Britain: Cambridge University Press. 558.
- [56] (2011) QP20n Piezoelectric Sensor & Actuator.  
[<http://www.mide.com/products/qp/qp20n.php>](http://www.mide.com/products/qp/qp20n.php) 25 juillet 2011
- [57] Zhang, S., *Investigation of Piezoelectric Deicing Parameters Using a Scanning Laser Vibrometer.* CRIAQ Project ENV-414: Low Powered Deicing of Helicopters Phase II, 2011: p. 50.
- [58] E. Schulson, *The Structure and Mechanical Behavior of Ice.* Journal of Materials, 1999. 51(2): p. 21-27.

## **ANNEXES**

## **Annexe I – Procédure pour le collage des actuateurs piézoélectriques**

La procédure utilisée pour la fixation des actuateurs piézoélectriques est similaire à ce qui est pratiqué pour la fixation de jauge de contrainte.

### **Étape 1 : Préparation de la surface**

En premier lieu, il faut dégraisser au CSM-2, avec une éponge, la surface où l'actuateur sera collé jusqu'à ce que l'éponge soit propre. Ensuite, on sable la surface à 45° dans les deux sens de sorte qu'on forme un quadrillage en X. On utilise un papier à sabler de calibre 320 pour débuter et on termine avec du calibre 400. Lorsque le sablage est terminé, on essuie la surface avec une éponge une fois pour chaque sens, en partant du haut vers le bas et en prenant soin de changer d'éponge à chaque fois. Ensuite, on trace les repères qui serviront à l'enlignement de l'actuateur au moment du collage en utilisant un crayon à mine. Puis, en utilisant du conditionneur on nettoie la surface sablée à l'aide de coton-tiges. On répète jusqu'à ce que le coton-tige ne soit plus sale, on essuie le reste du liquide avec une éponge, en utilisant la même procédure que pour l'essuyage d'après sablage. Finalement, on applique du neutralisateur sur toute la surface en frottant fort, puis on effectue la même procédure d'essuyage que précédemment.

### **Étape 2 : Collage de l'actuateur**

La surface de l'actuateur est premièrement nettoyée à l'aide d'acétone et d'une éponge. La colle en deux étapes Eccobond 286 est utilisée en vertu de sa dureté et de sa résistance à

l'humidité. Celle-ci est mélangée selon le ratio spécifié par le fabricant. Une mince couche de colle est appliquée sur toute la surface de l'actuateur ainsi que sur la région préparée de la plaque plane. L'actuateur est ensuite précautionneusement positionné sur la surface et une pression est appliquée afin de minimiser les aspérités dans la colle. La pression est appliquée au moyen d'une clampe et elle est maintenue pour une période de 24 heures.

## Annexe II – Résultats numériques et expérimentaux pour la validation du modèle de la poutre en porte-à-faux

Cette section regroupe l'ensemble des résultats numériques et expérimentaux obtenus lors de la validation du modèle de la poutre en porte-à-faux. Les résultats numériques étant parfaitement linéaires, seuls les résultats de déplacement et d'accélération obtenus à 30 V<sub>pp</sub> et 170 V<sub>pp</sub> pour les modes 1 et 2 sont présentés. L'ensemble des images capturées par la caméra haute vitesse à l'instant de déplacement maximal est présenté pour l'excitation du premier et second mode de résonance de la poutre.

### II.i Résultats numériques de l'excitation harmonique du premier et second mode de résonance de la poutre en porte-à-faux

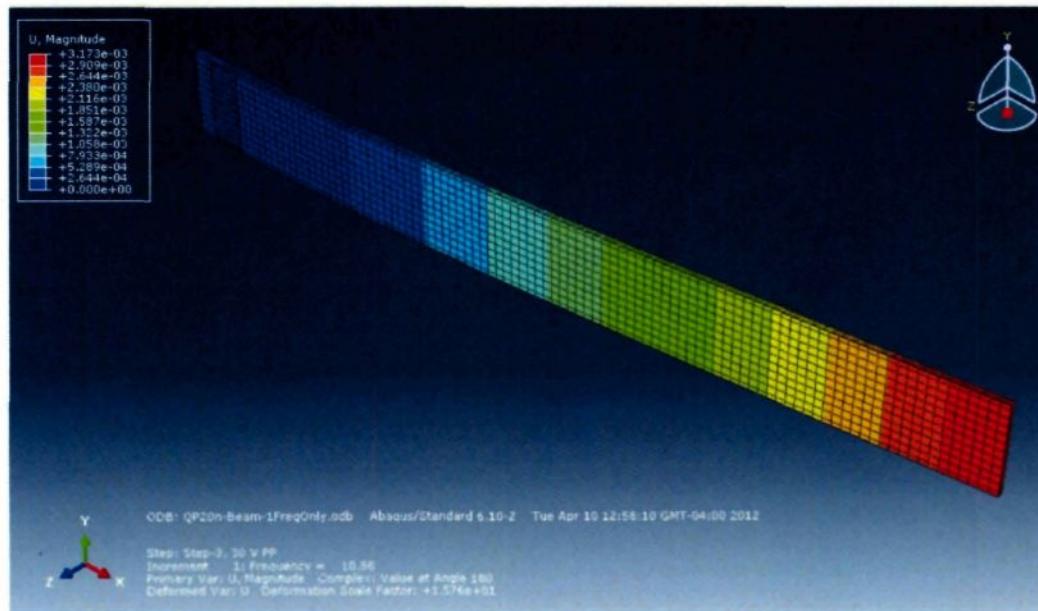


Figure 126: Déplacement maximal de la poutre excitée à son 1er mode de vibration (30 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

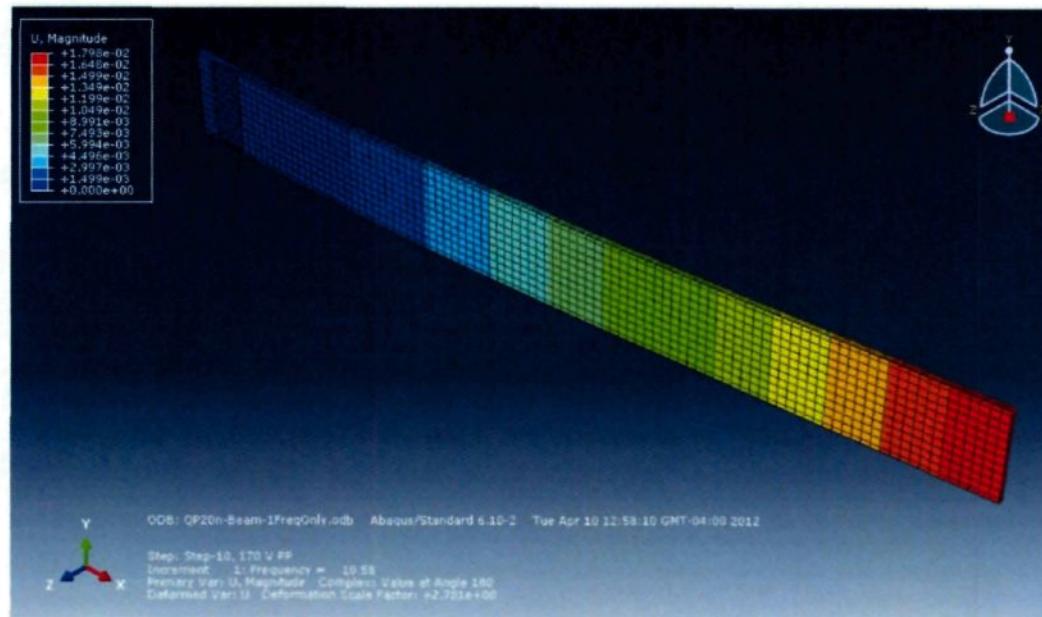


Figure 127: Déplacement maximal de la poutre excitée à son 1er mode de vibration  
(170 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

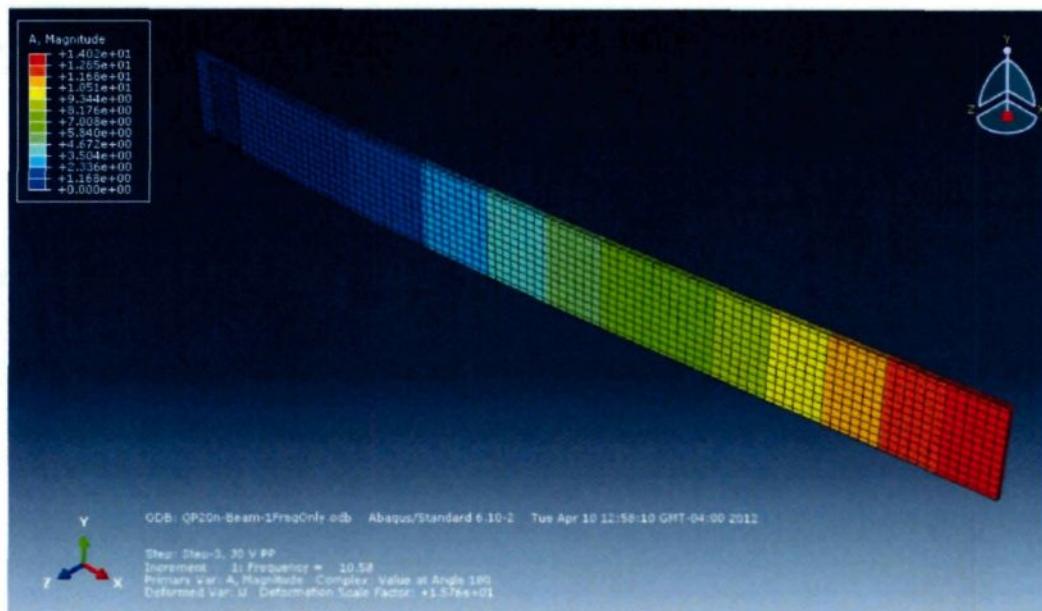


Figure 128: Accélération maximale de la poutre excitée à son 1er mode de vibration (30 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

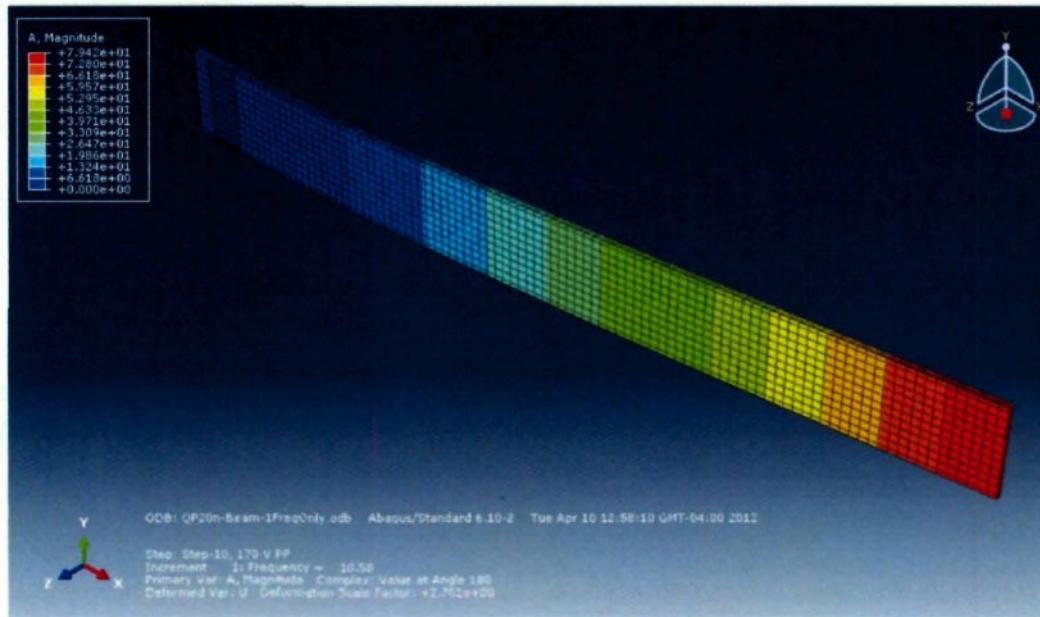


Figure 129: Accélération maximale de la poutre excitée à son 1er mode de vibration ( $170 \text{ V}_{\text{pp}}$  appliqué à l'actuateur)

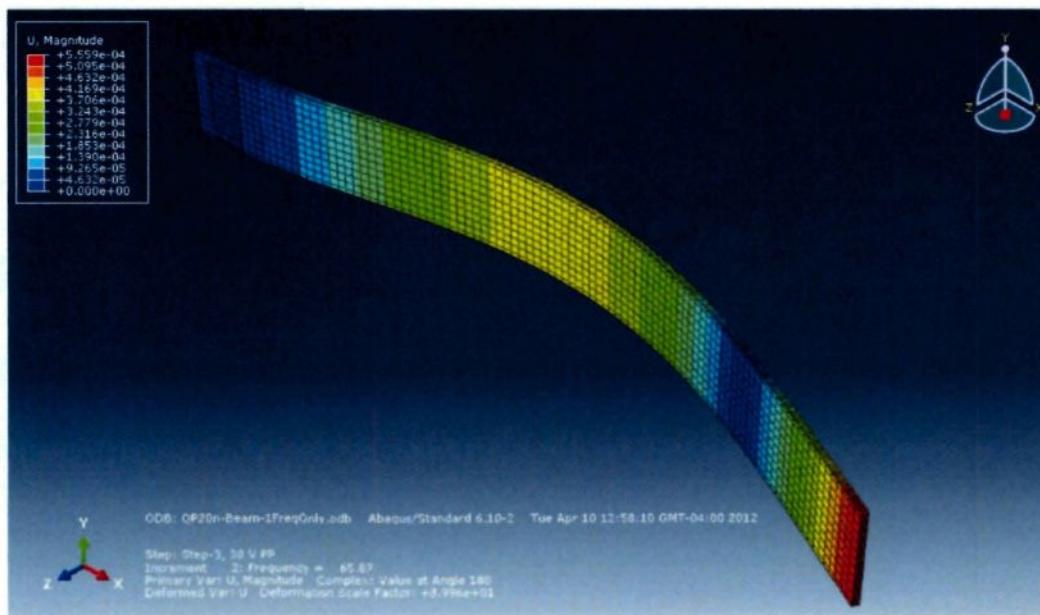


Figure 130: déplacement maximal de la poutre excitée à son 2<sup>ième</sup> mode de vibration ( $30 \text{ V}_{\text{pp}}$  appliqué à l'actuateur)

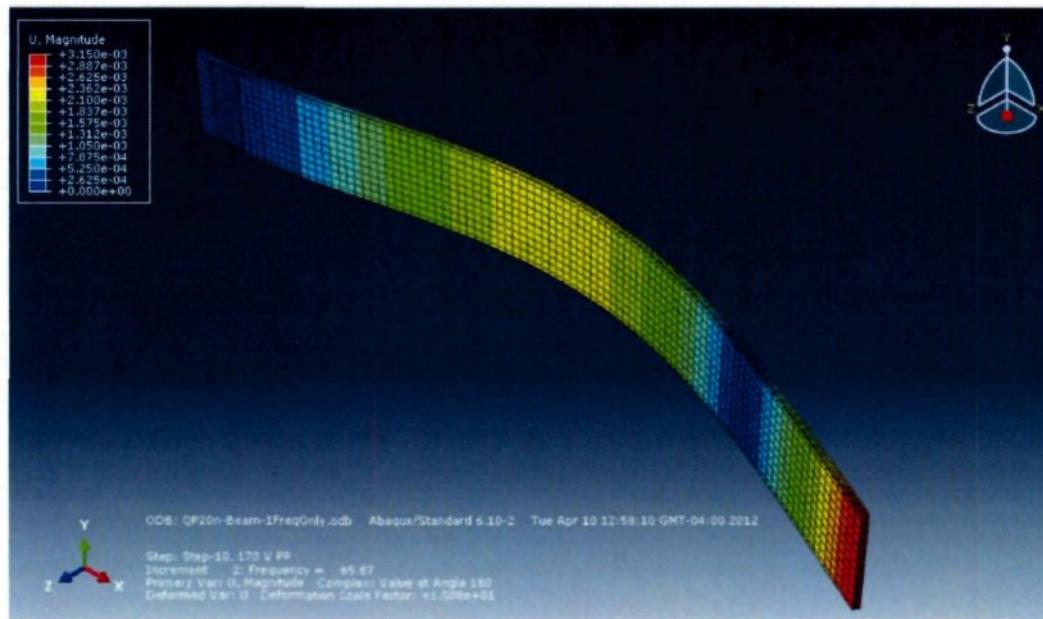


Figure 131: déplacement maximal de la poutre excitée à son 2<sup>ième</sup> mode de vibration (170 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

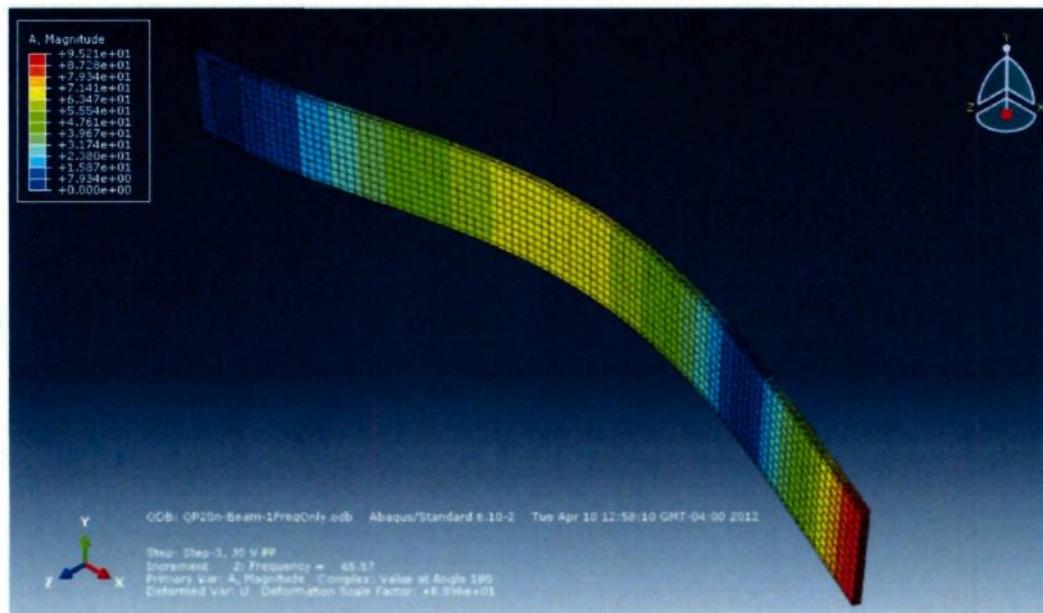


Figure 132: Accélération maximale de la poutre excitée à son 2<sup>ième</sup> mode de vibration (30 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

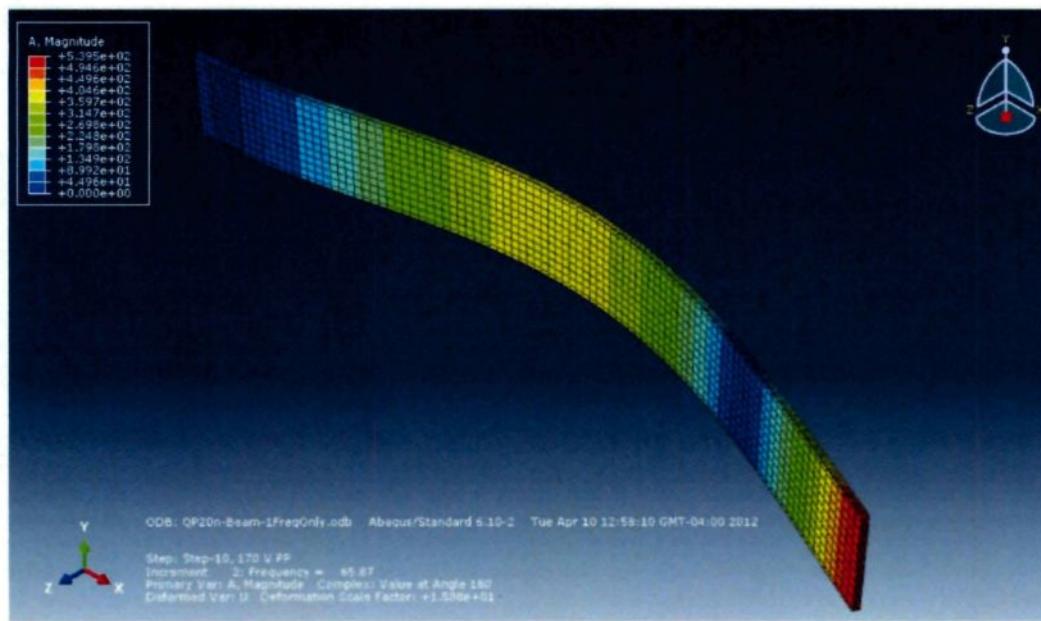


Figure 133: Accélération maximale de la poutre excitée à son 2<sup>ième</sup> mode de vibration (170 V<sub>pp</sub> appliqué à l'actuateur)

## II.ii Résultats expérimentaux de l'excitation harmonique du premier mode de résonance de la poutre en porte-à-faux

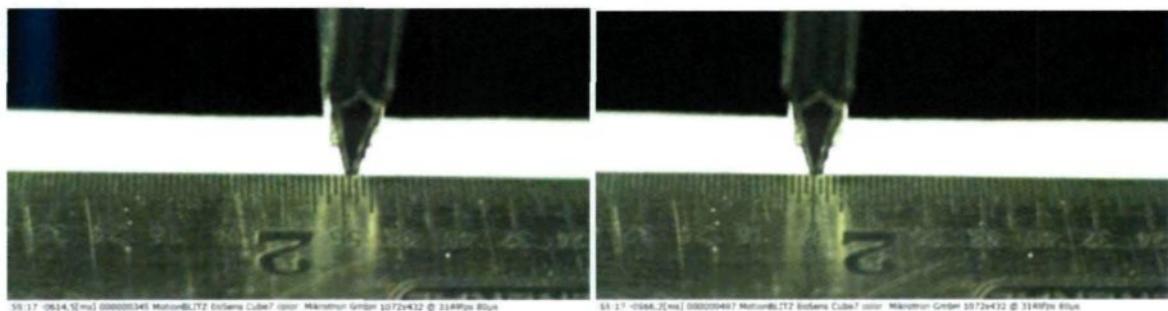


Figure 134: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 30 V<sub>pp</sub>

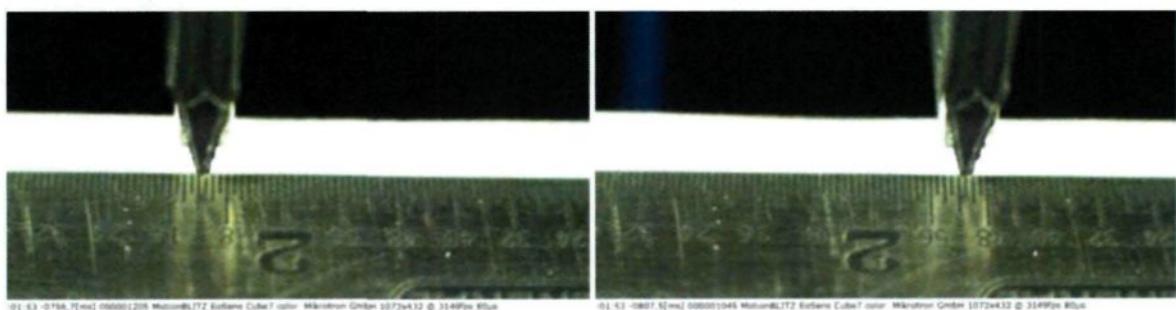


Figure 135: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 50 V<sub>pp</sub>

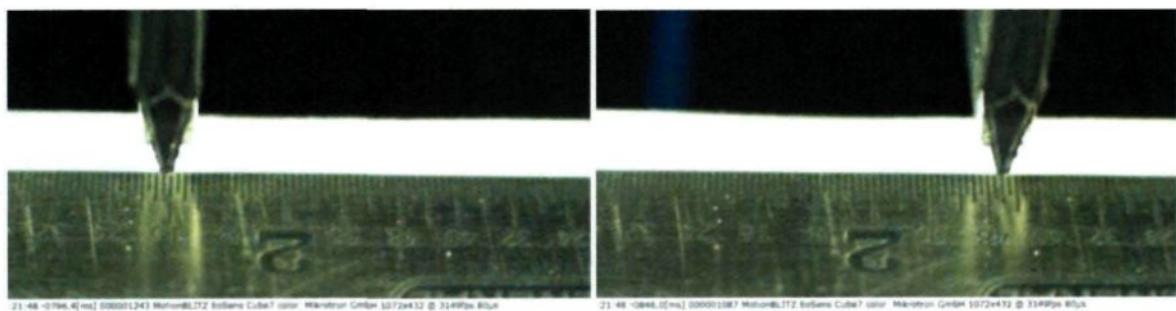


Figure 136: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 70 V<sub>pp</sub>

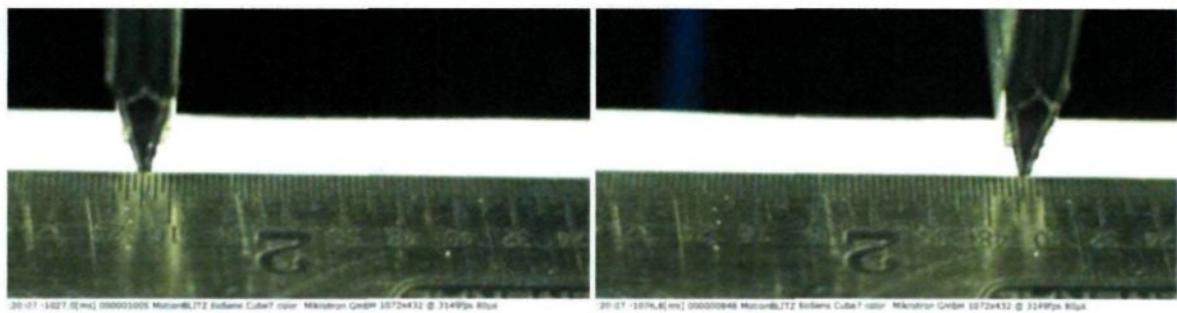


Figure 137: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 90 V<sub>pp</sub>

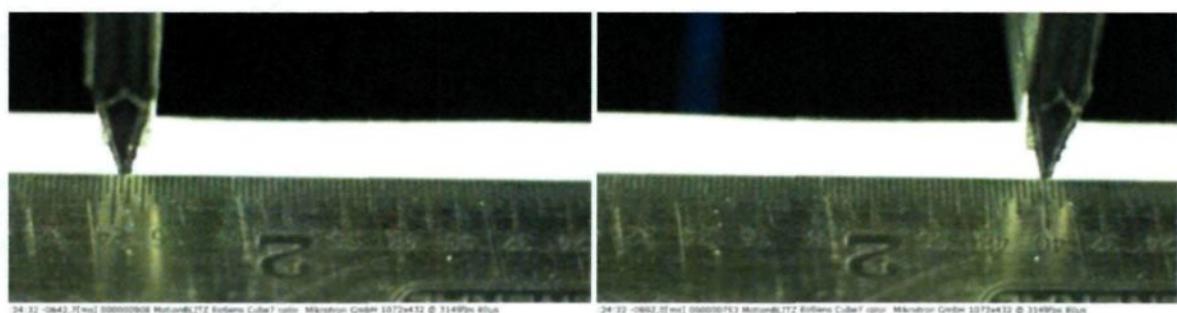


Figure 138: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 110 V<sub>pp</sub>

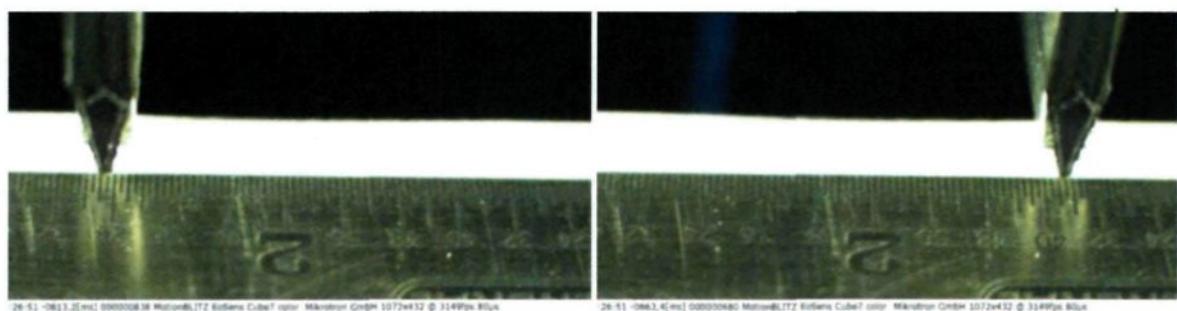


Figure 139: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 130 V<sub>pp</sub>

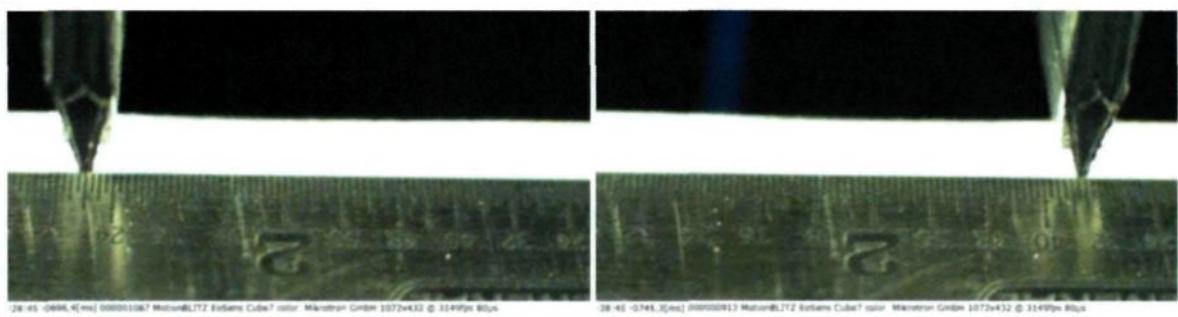


Figure 140: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 150 V<sub>pp</sub>

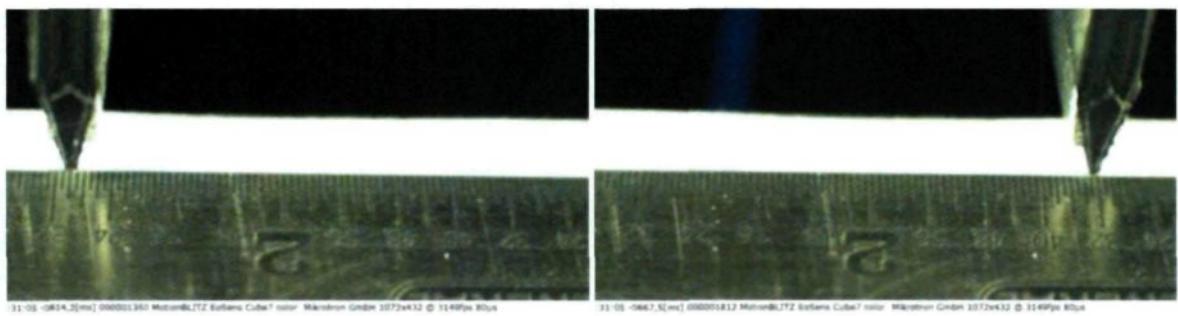


Figure 141: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 170 V<sub>pp</sub>

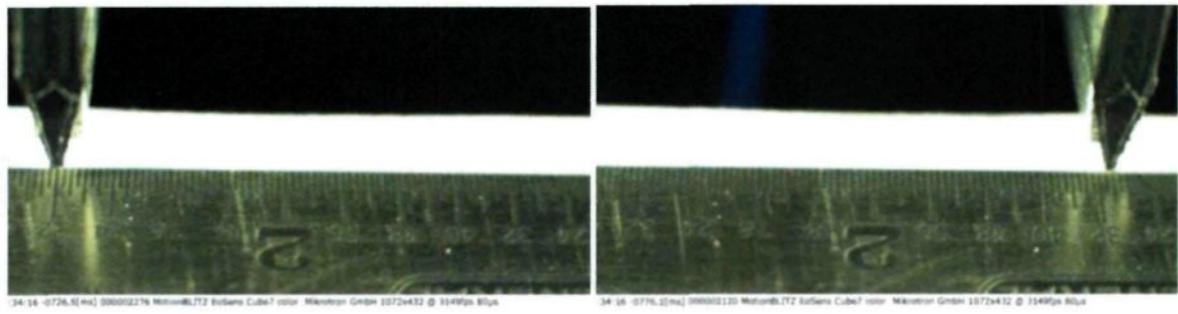


Figure 142: Amplitude de Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 10.1 Hz sous 190 V<sub>pp</sub>

### I.iii Résultats expérimentaux de l'excitation harmonique du second mode de résonance de la poutre en porte-à-faux

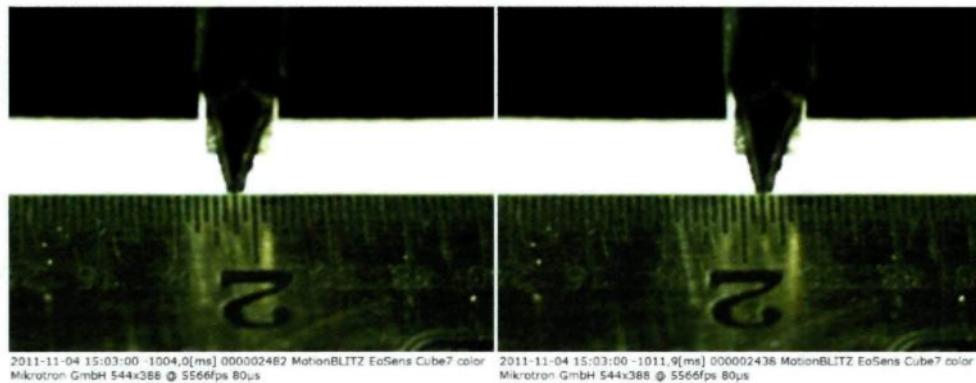


Figure 143: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $30 \text{ V}_{\text{pp}}$

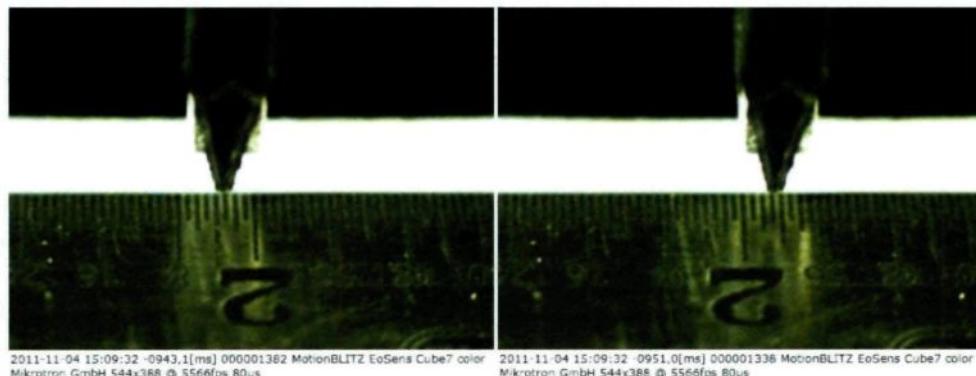


Figure 144: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $50 \text{ V}_{\text{pp}}$

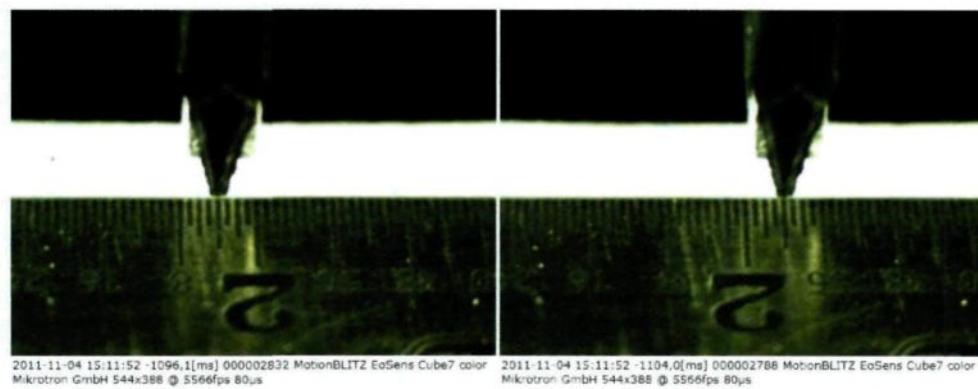


Figure 145: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $70 \text{ V}_{\text{pp}}$

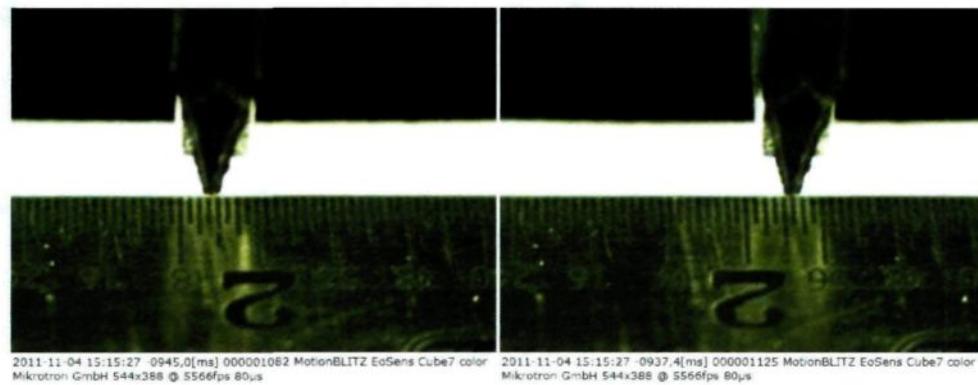


Figure 146: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $90 \text{ V}_{\text{pp}}$

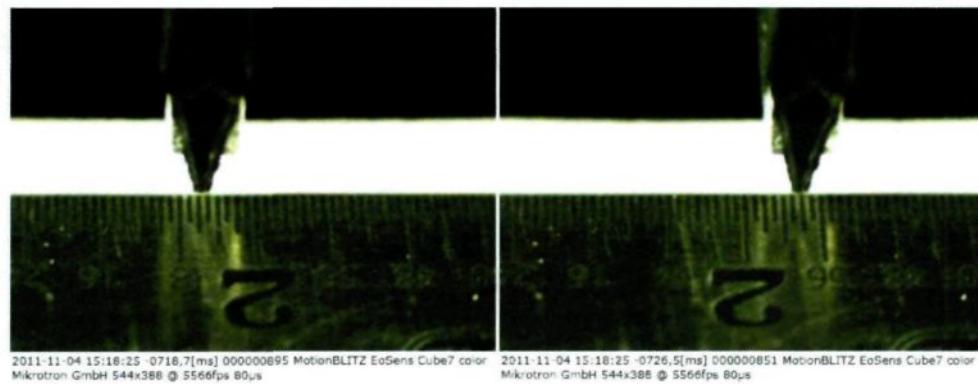


Figure 147: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $110 \text{ V}_{\text{pp}}$

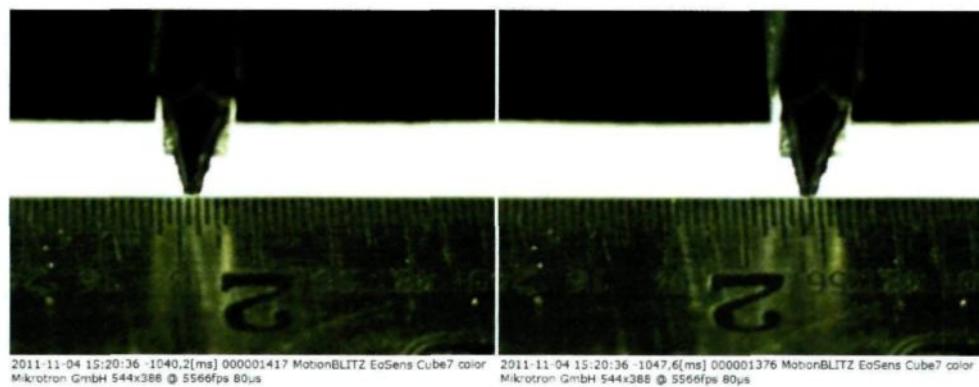


Figure 148: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $130 \text{ V}_{\text{pp}}$

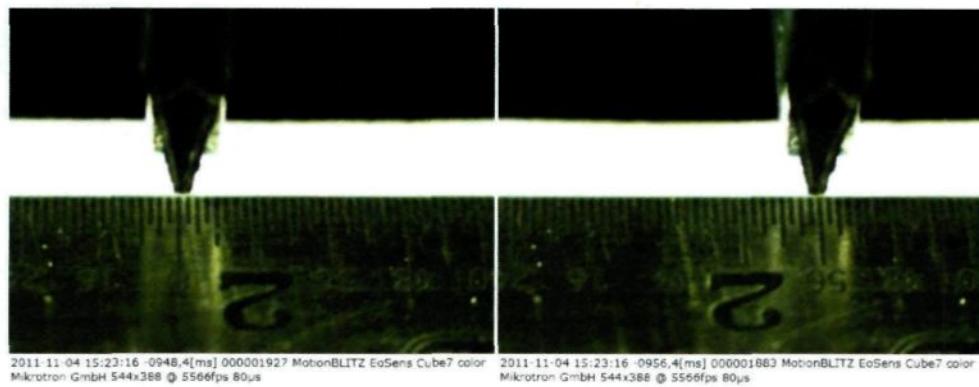


Figure 149: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $150 \text{ V}_{\text{pp}}$

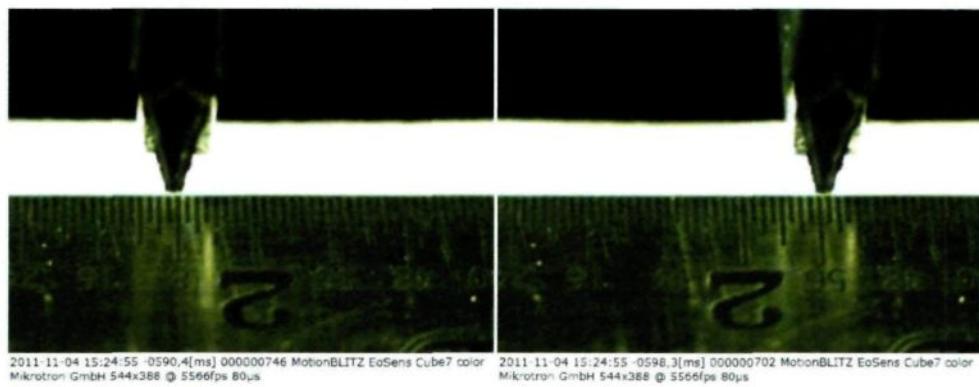


Figure 150: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $170 \text{ V}_{\text{pp}}$

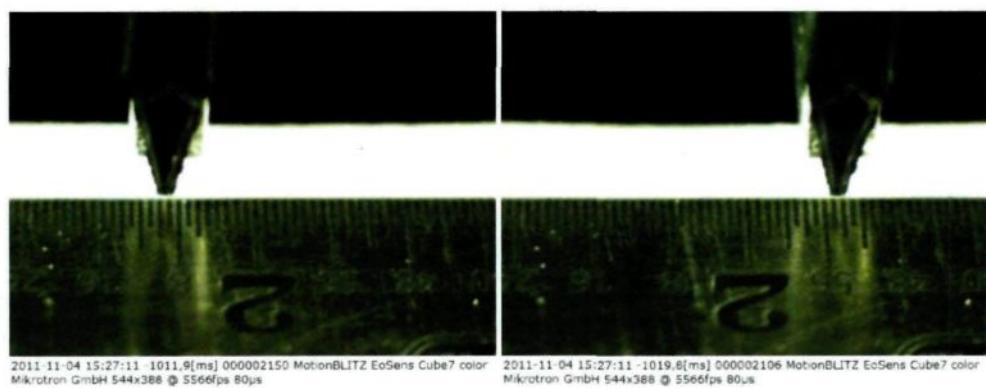


Figure 151: Déplacement de l'extrémité libre de la poutre excitée à 63.4 Hz sous  $190 \text{ V}_{\text{pp}}$

### Annexe III – Résultats numériques pour l'étude paramétrique

Cette section regroupe les résultats numériques obtenus par l'étude paramétrique portant sur l'effet de la position de l'actuateur piézoélectrique, la rigidité et l'épaisseur de la plaque plane. Pour ces trois paramètres, un mode de résonance différent est utilisé pour présenter les résultats. Ainsi les résultats pour l'étude de l'effet de la position sont présentés à l'aide des résultats pour le mode 10; les résultats pour l'étude de l'effet de la rigidité de la plaque sont présentés à l'aide des résultats pour le mode 15; et les résultats pour l'étude de l'effet de l'épaisseur de la plaque sont présentés à l'aide des résultats pour le mode 16.

#### III.i Étude de l'effet de la position (Résultats présentés pour le Mode 10)

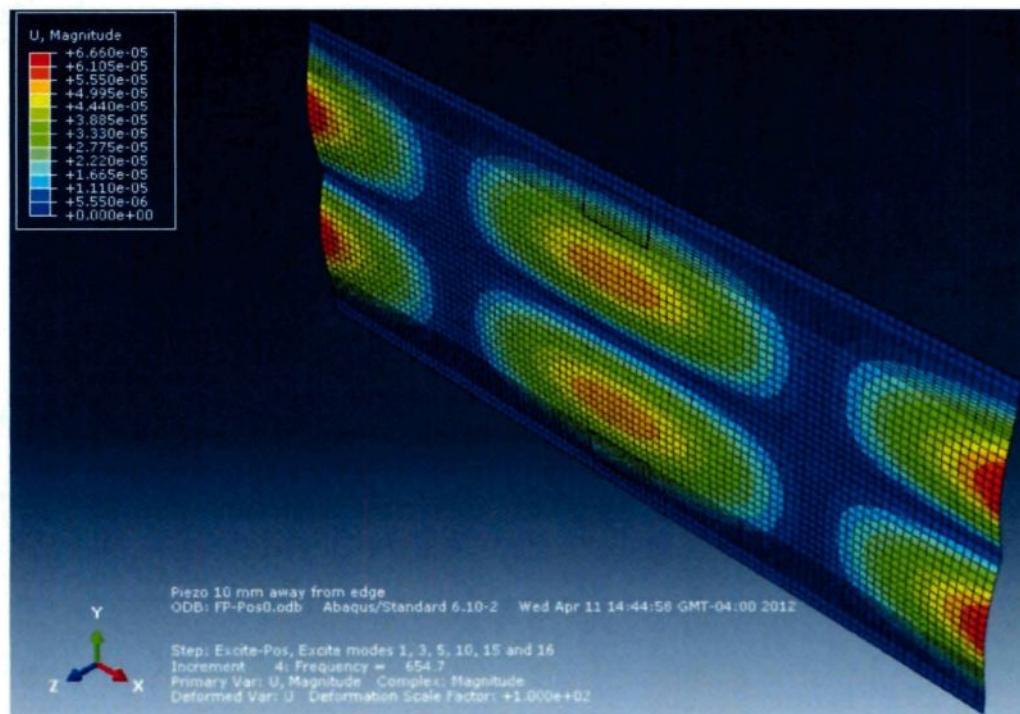


Figure 152: Déplacement maximal, actuateur à 10 mm de l'encastrement (Mode 10)

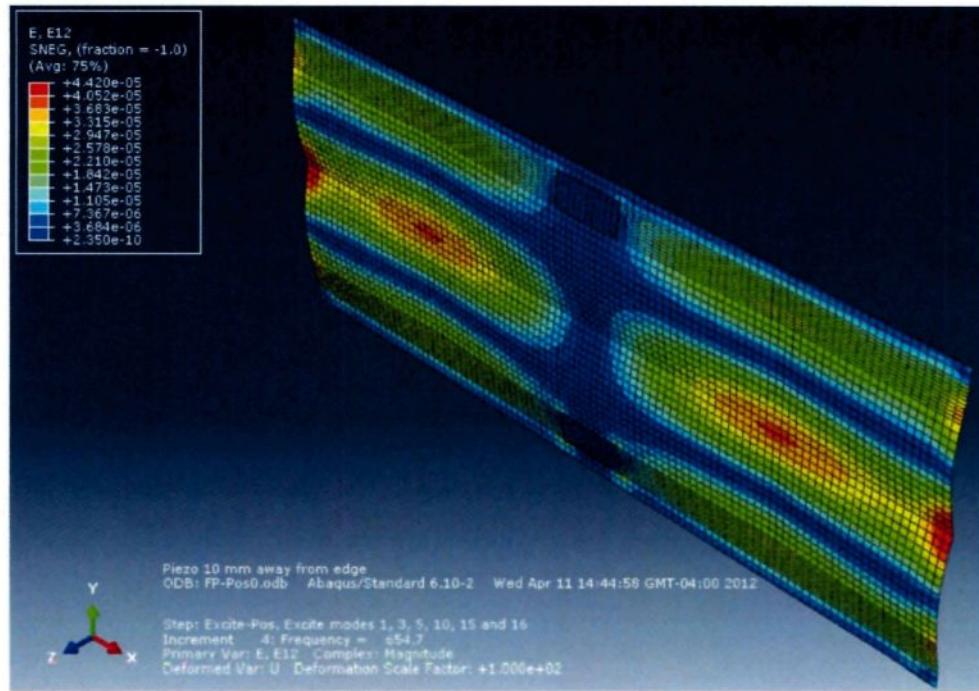


Figure 153: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, actuateur à 10 mm de l'encastrement  
(Mode 10)

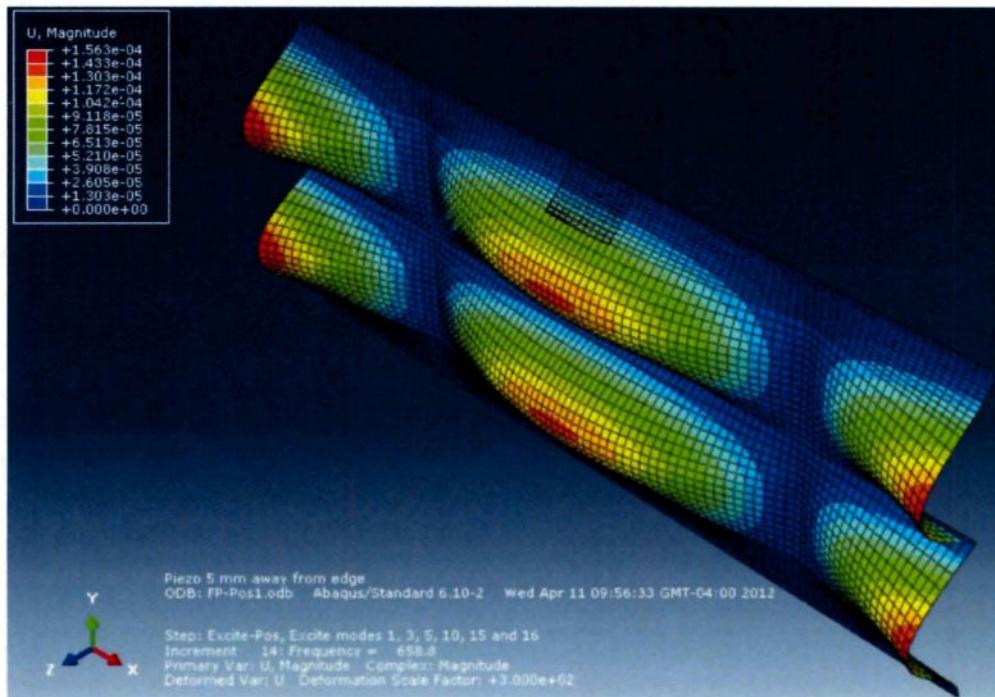


Figure 154: Déplacement maximal, actuateur à 5 mm de l'encastrement (Mode 10)

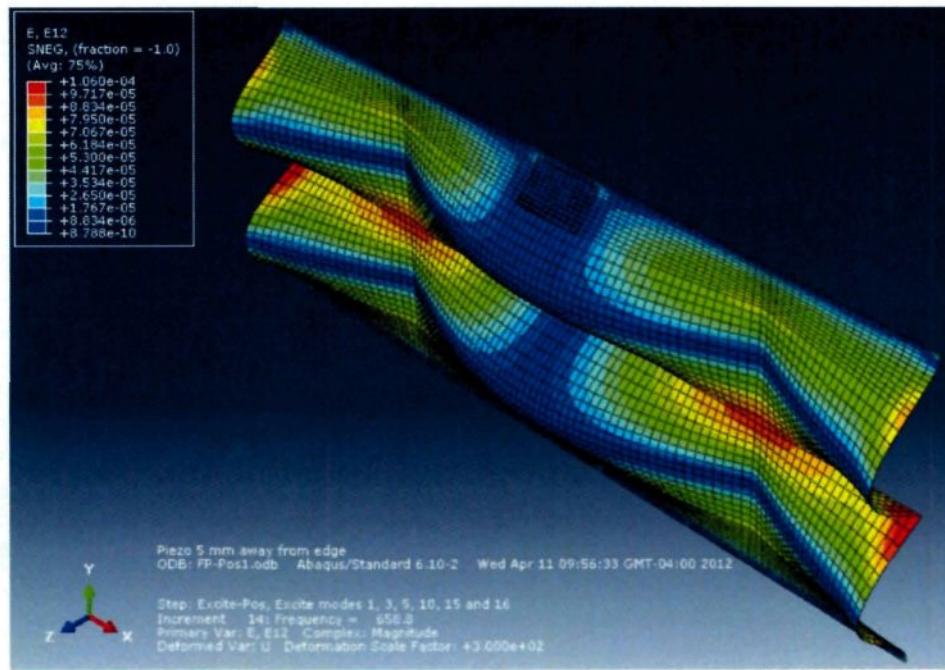


Figure 155: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, actuateur à 5 mm de l'encastrement (Mode 10)

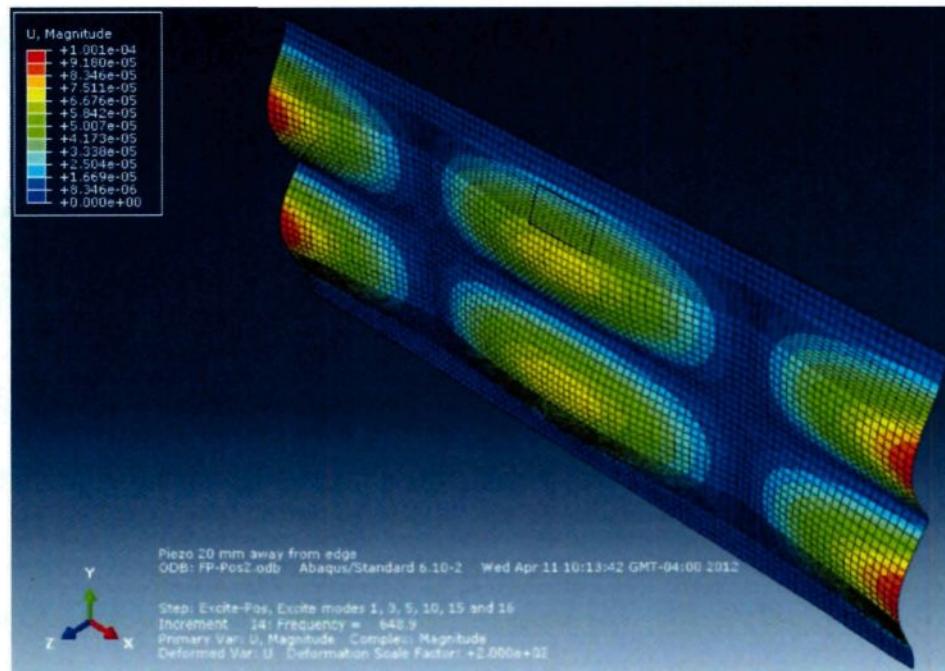


Figure 156: Déplacement maximal, actuateur à 20 mm de l'encastrement (Mode 10)

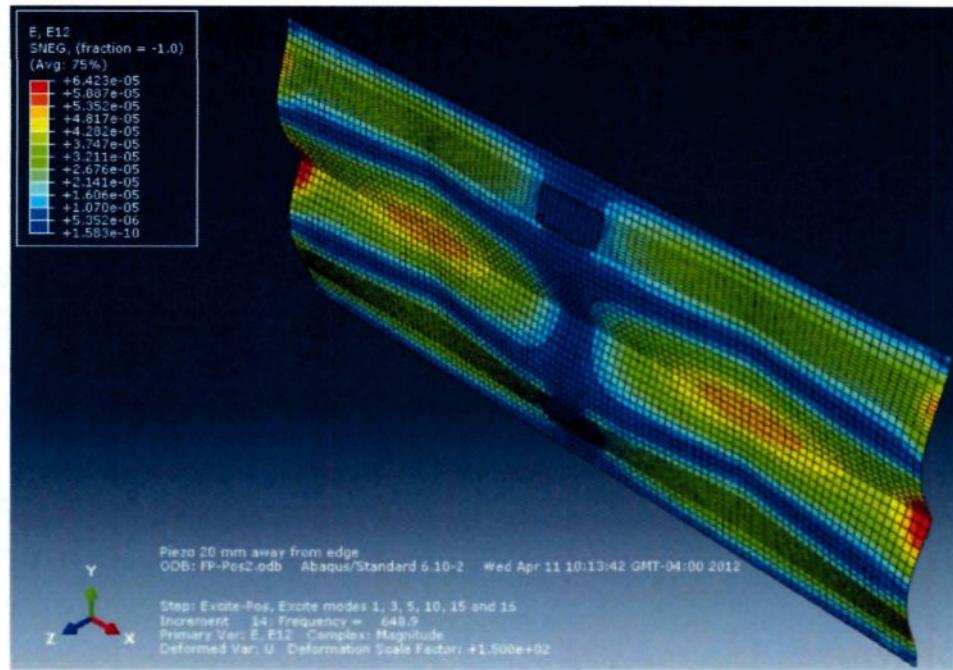


Figure 157: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, actuateur à 20 mm de l'encastrement (Mode 10)

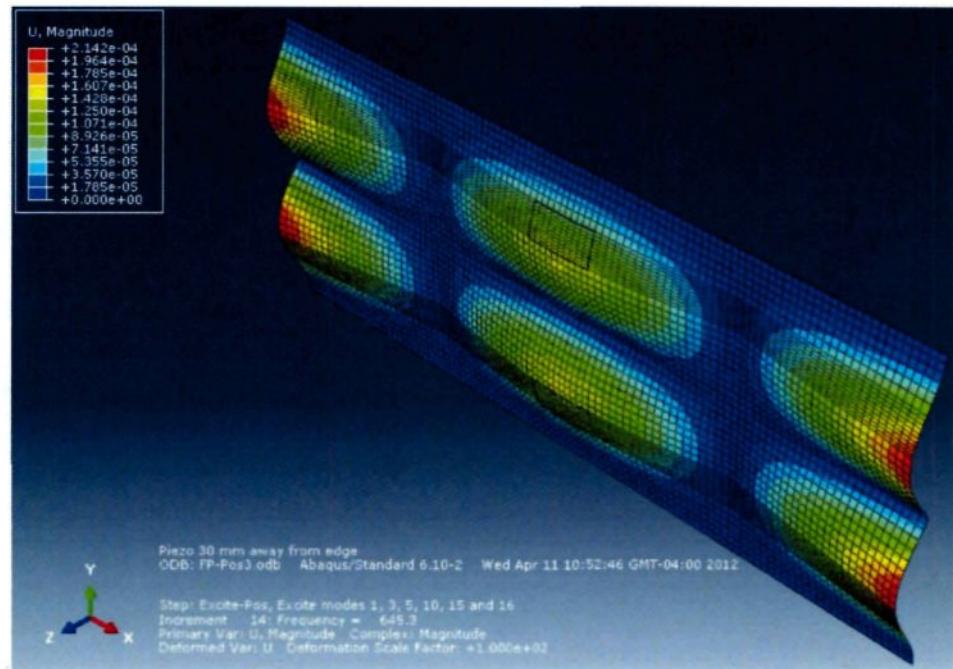


Figure 158: Déplacement maximal, actuateur à 30 mm de l'encastrement (Mode 10)

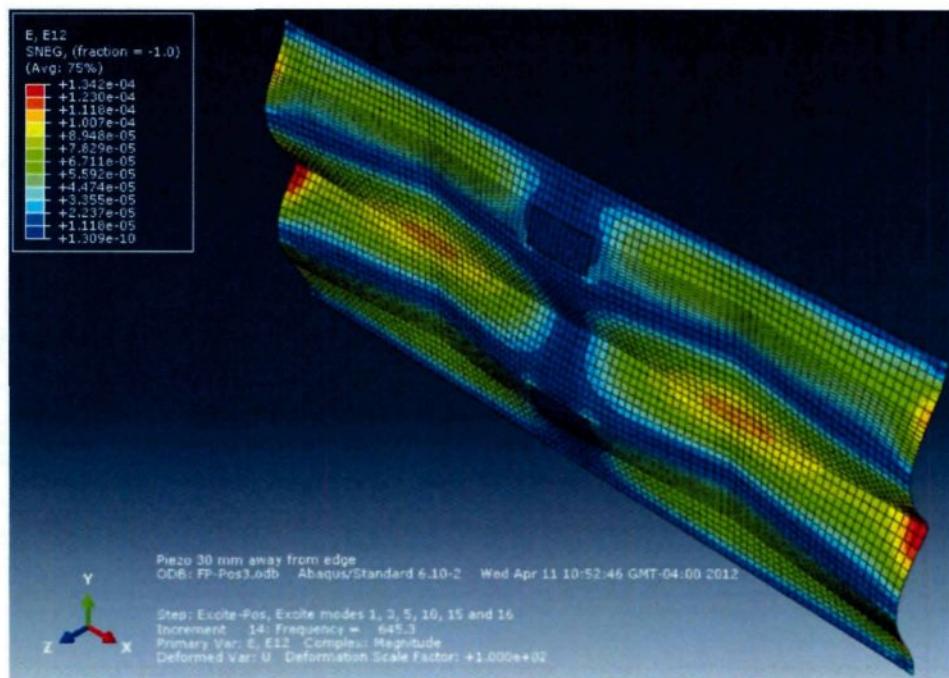


Figure 159: Déformation  $\varepsilon_{12}$  maximale, actuateur à 30 mm de l'encastrement (Mode 10)

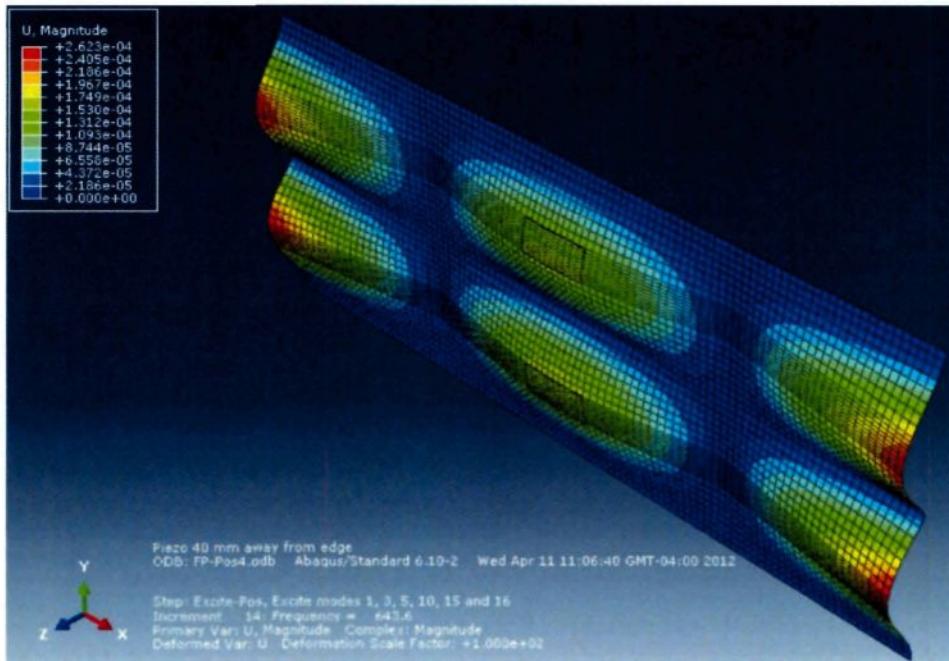


Figure 160: Déplacement maximal, actuateur à 40 mm de l'encastrement (Mode 10)

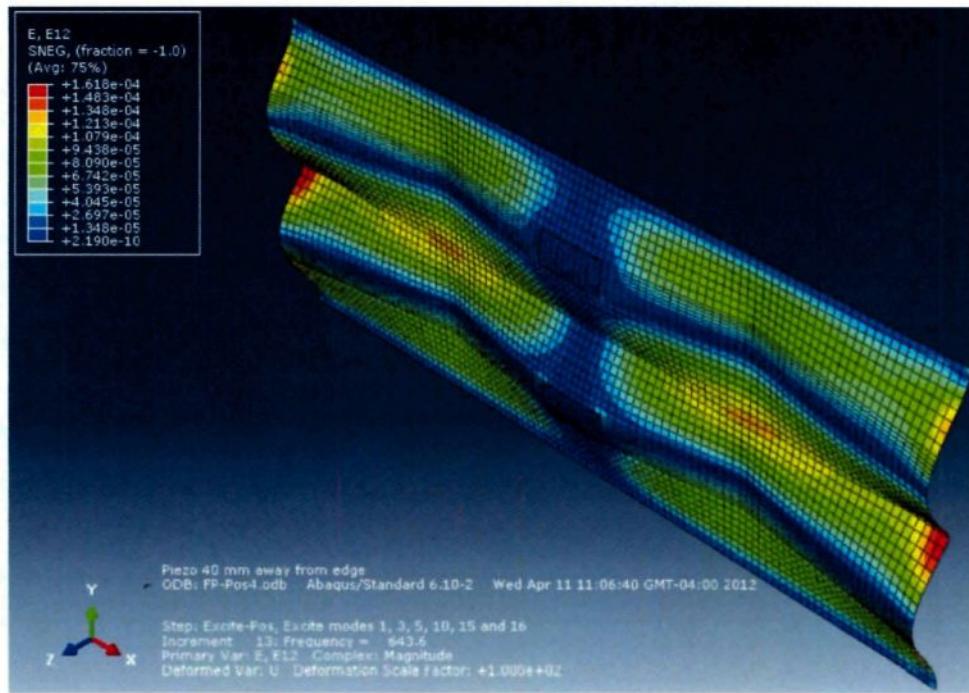


Figure 161: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, actuateur à 40 mm de l'encastrement (Mode 10)

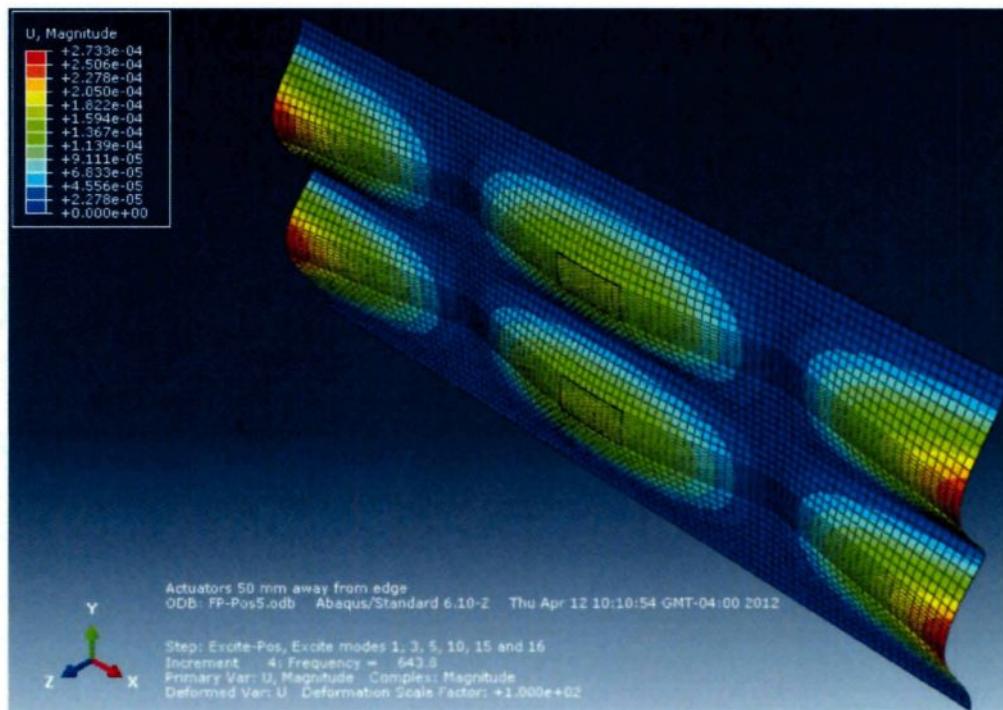


Figure 162: Déplacement maximal, actuateur à 50 mm de l'encastrement (Mode 10)

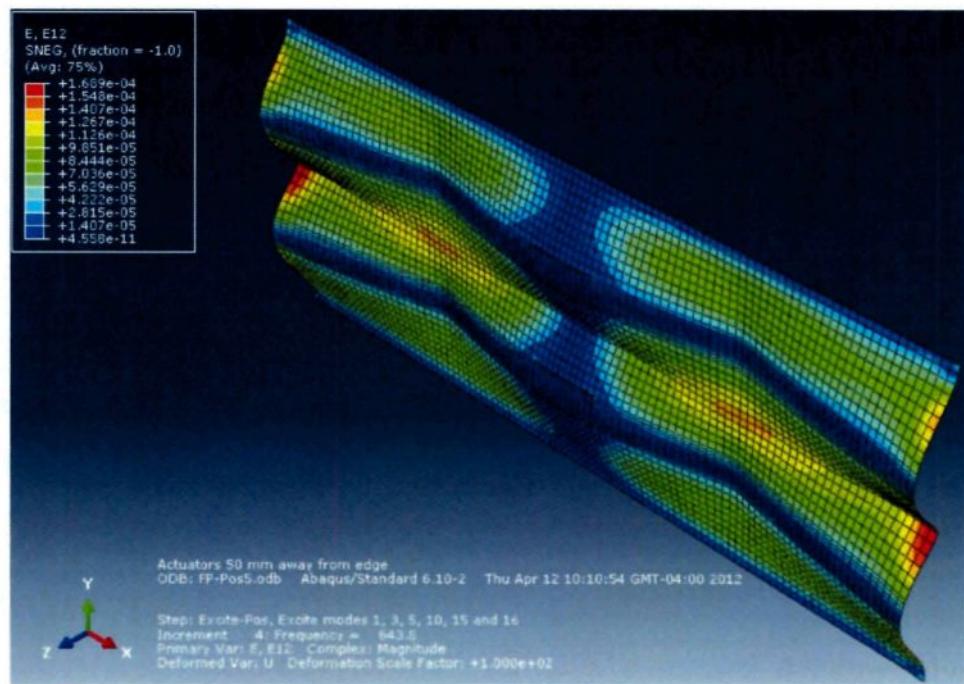


Figure 163: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, actuateur à 50 mm de l'encastrement  
(Mode 10)

### III.ii Étude de l'effet de la rigidité (Résultats présentés pour le Mode 15)

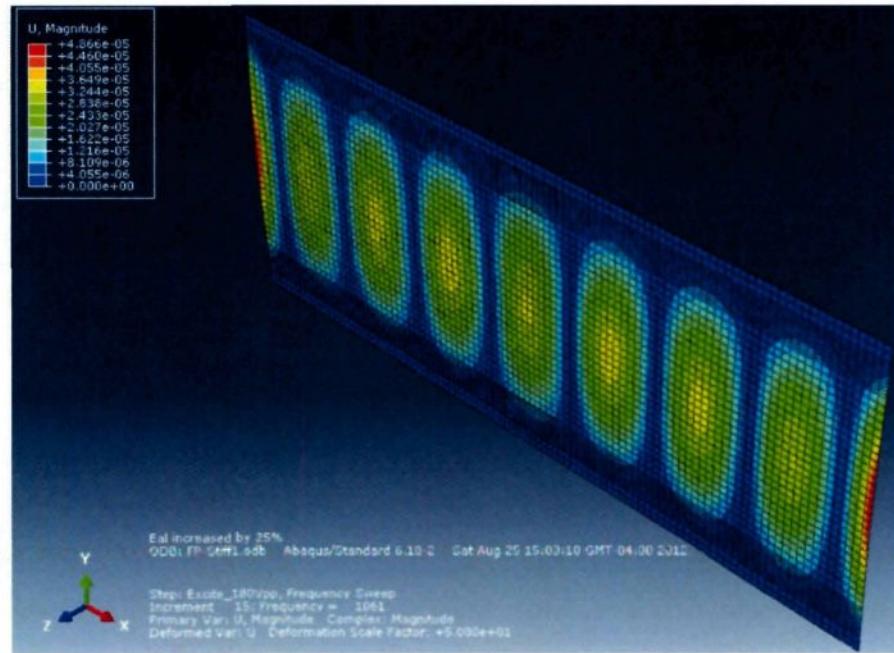


Figure 164: Déplacement maximal, Module de Young égale à 76.7 GPa (Mode 15)

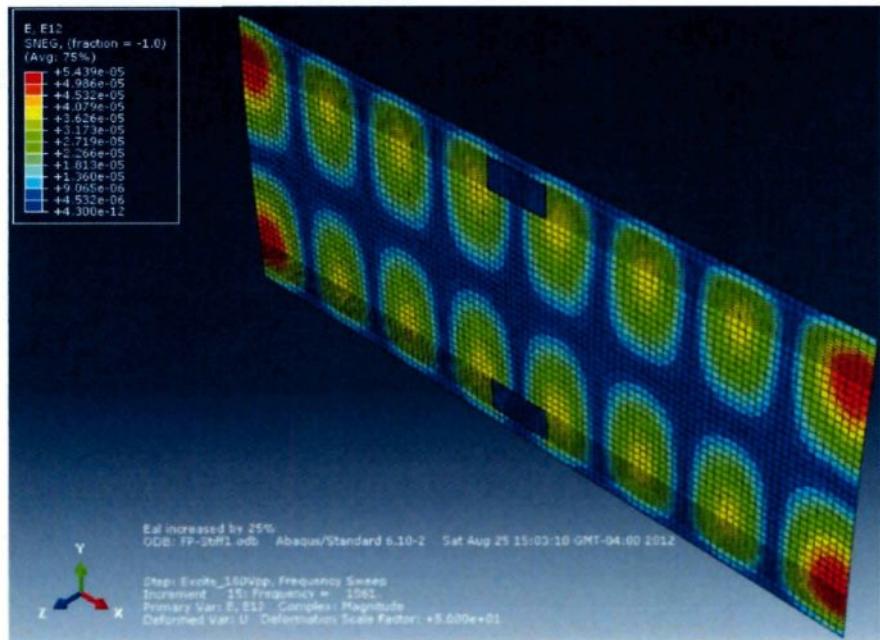


Figure 165: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, Module de Young égale à 76.7 GPa (Mode 15)

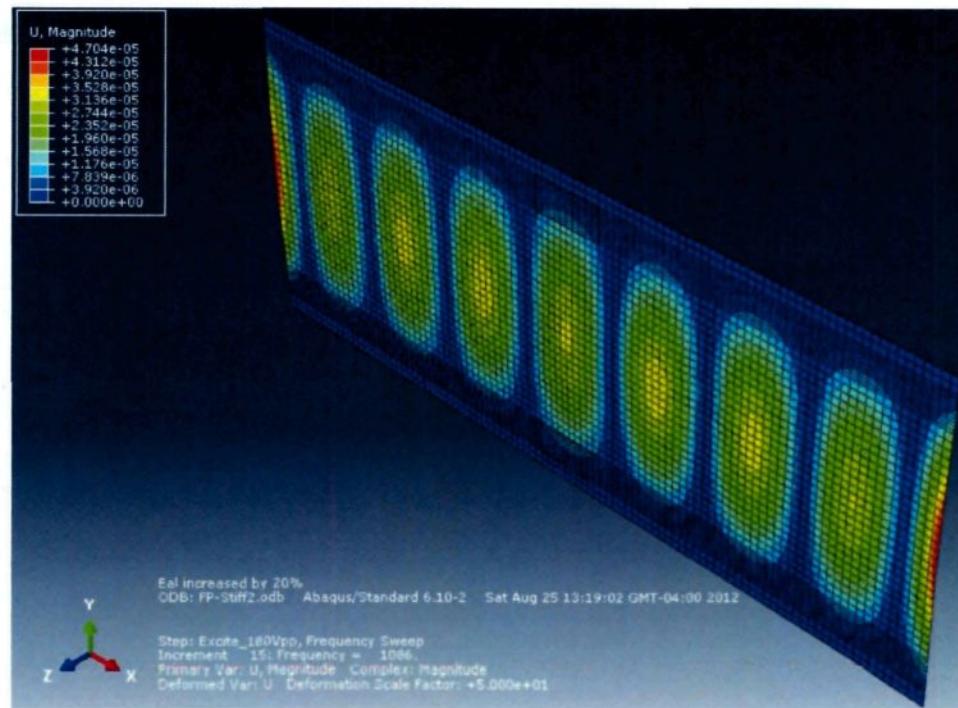


Figure 166: Déplacement maximal, Module de Young égale à 80.4 GPa (Mode 15)

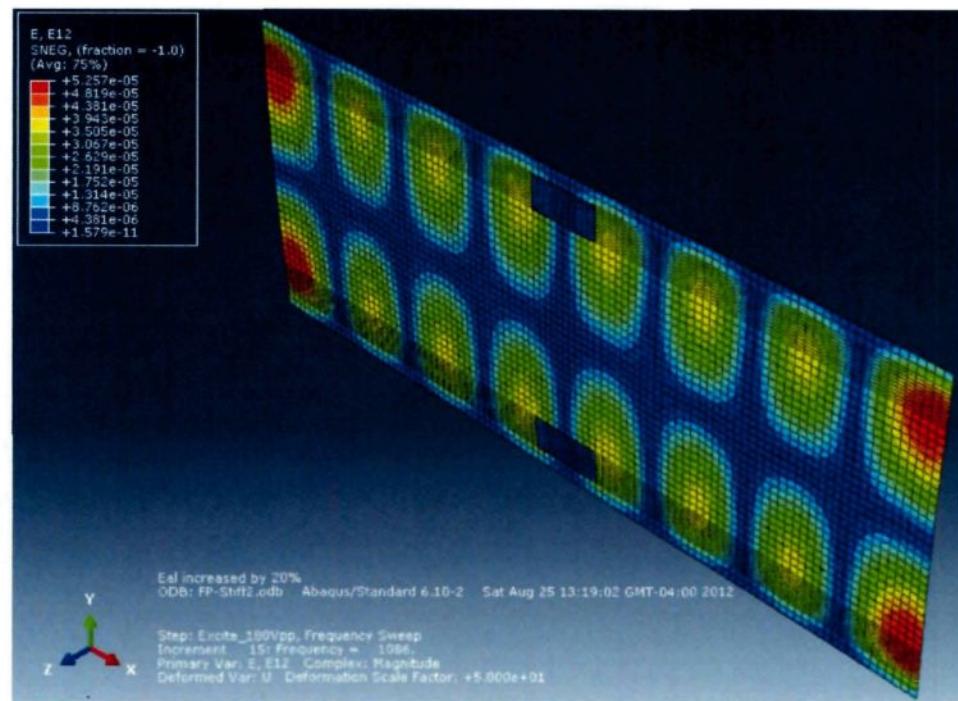


Figure 167: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, Module de Young égale à 80.4 GPa (Mode 15)

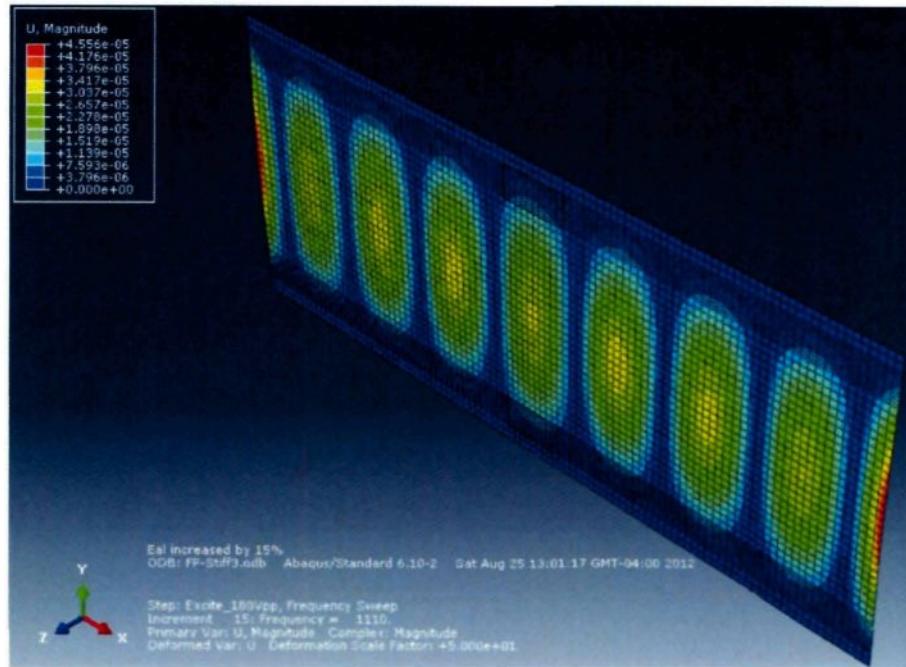


Figure 168: Déplacement maximal, Module de Young égale à 84.1 GPa (Mode 15)

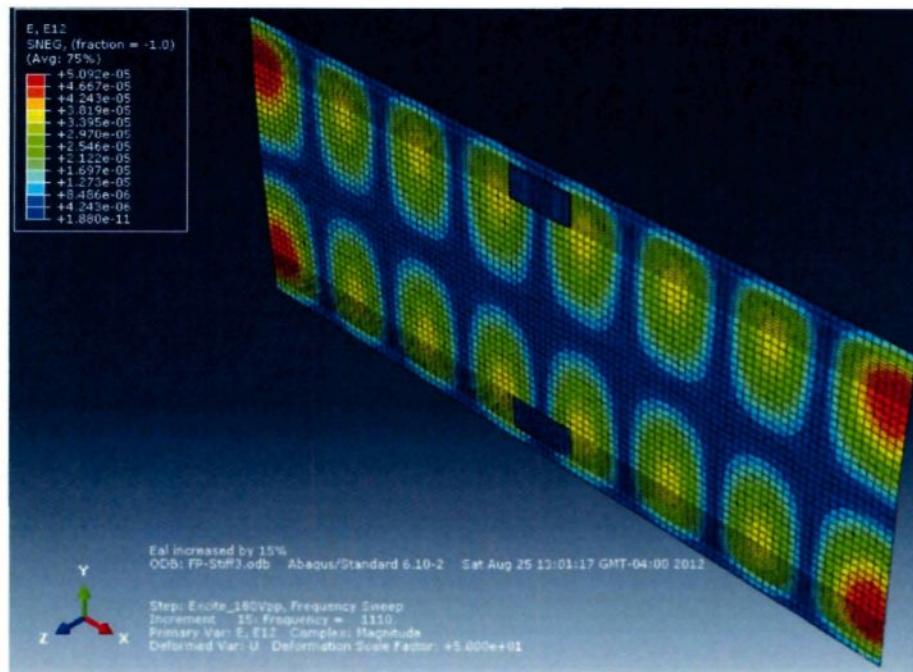


Figure 169: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, Module de Young égale à 84.1 GPa (Mode 15)

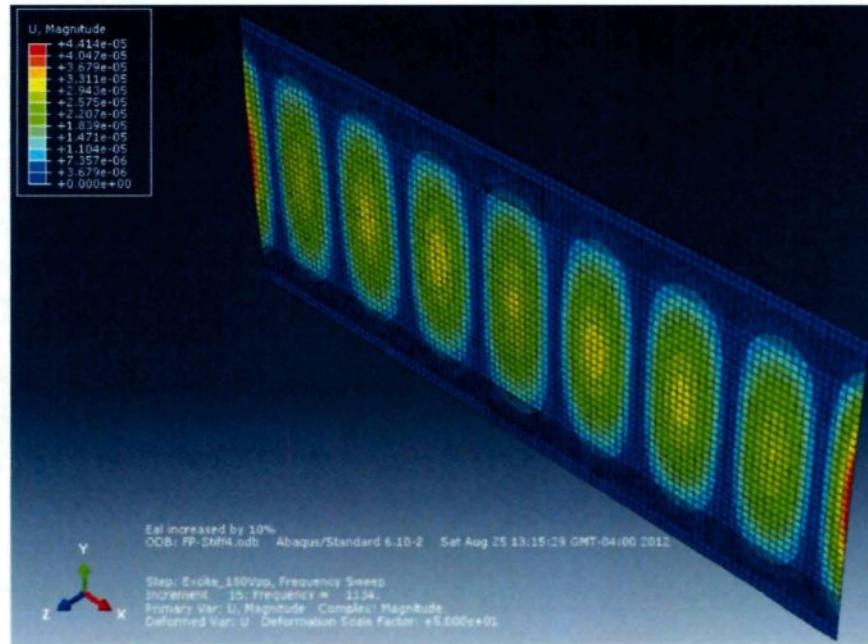


Figure 170: Déplacement maximal, Module de Young égale à 87.7 GPa (Mode 15)

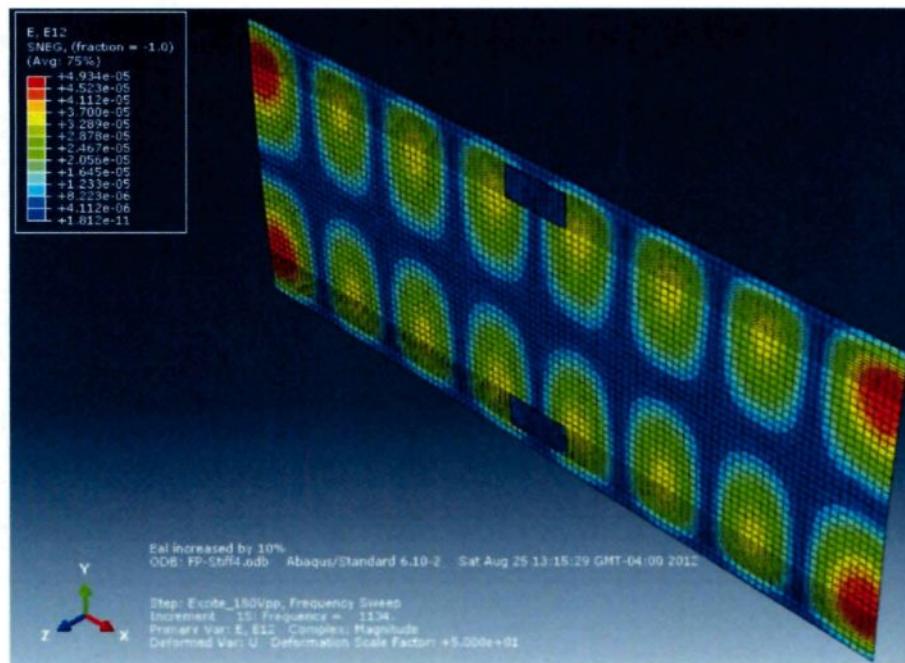


Figure 171: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, Module de Young égale à 87.7 GPa (Mode 15)

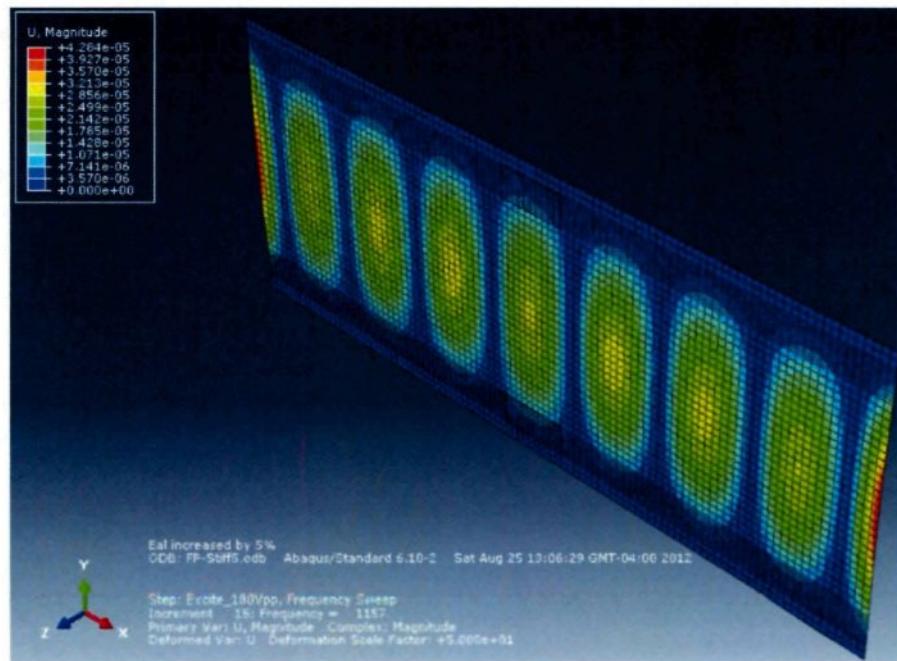


Figure 172: Déplacement maximal, Module de Young égale à 91.4 GPa (Mode 15)

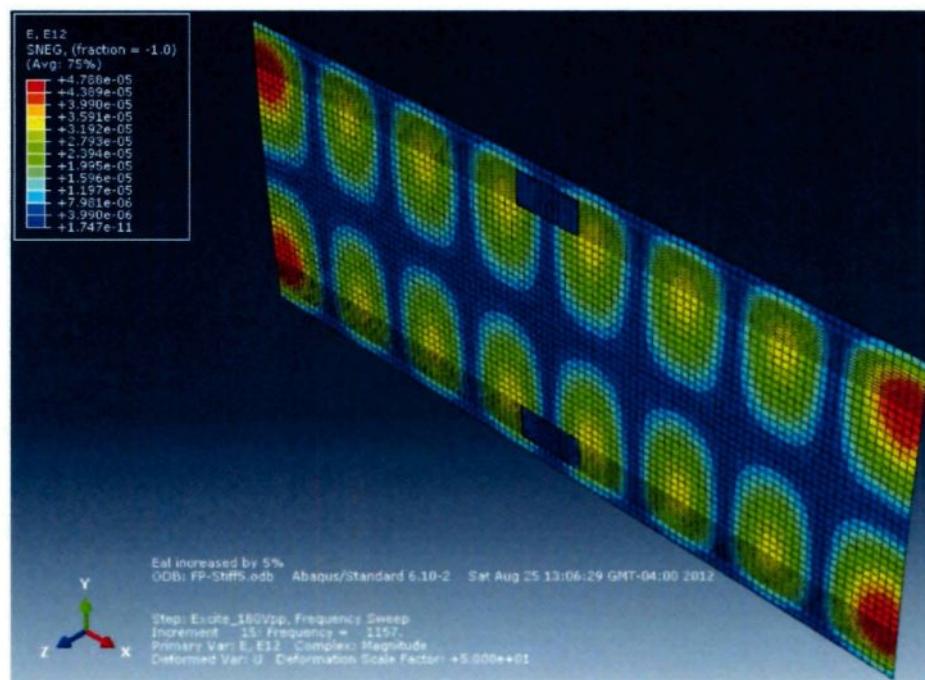


Figure 173: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, Module de Young égale à 91.4 GPa (Mode 15)

### III.iii Étude de l'effet de l'épaisseur (Résultats présentés pour le Mode 16)

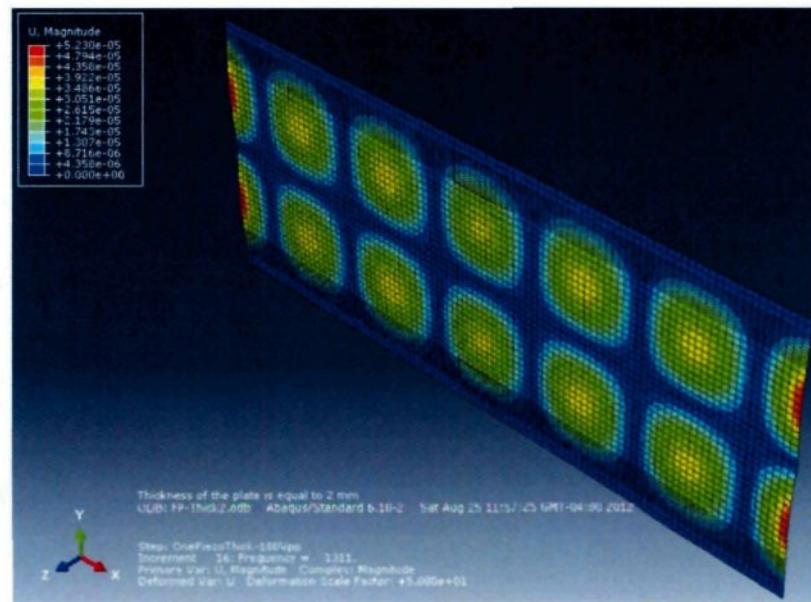


Figure 174: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 2 mm (Mode 16)

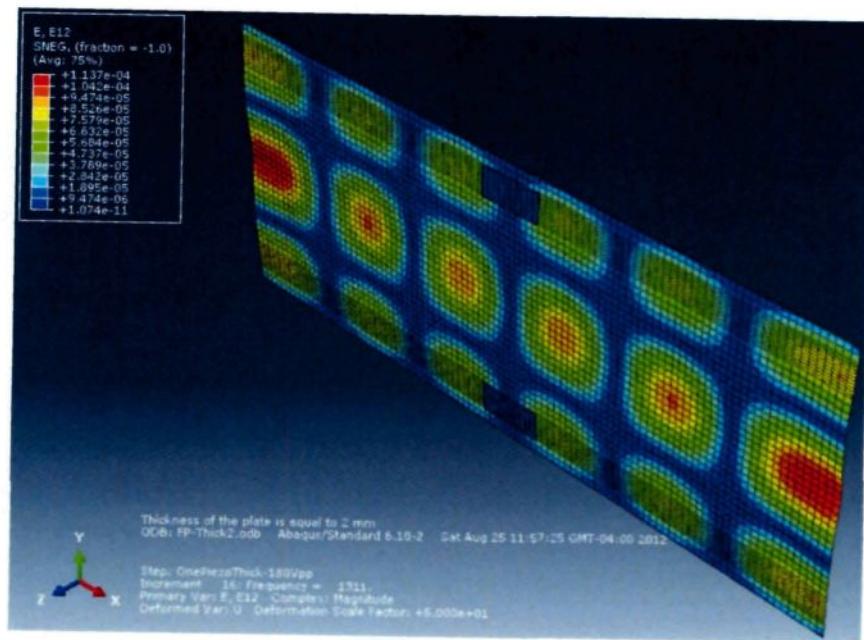


Figure 175: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, épaisseur de la plaque égale à 2 mm (Mode 16)

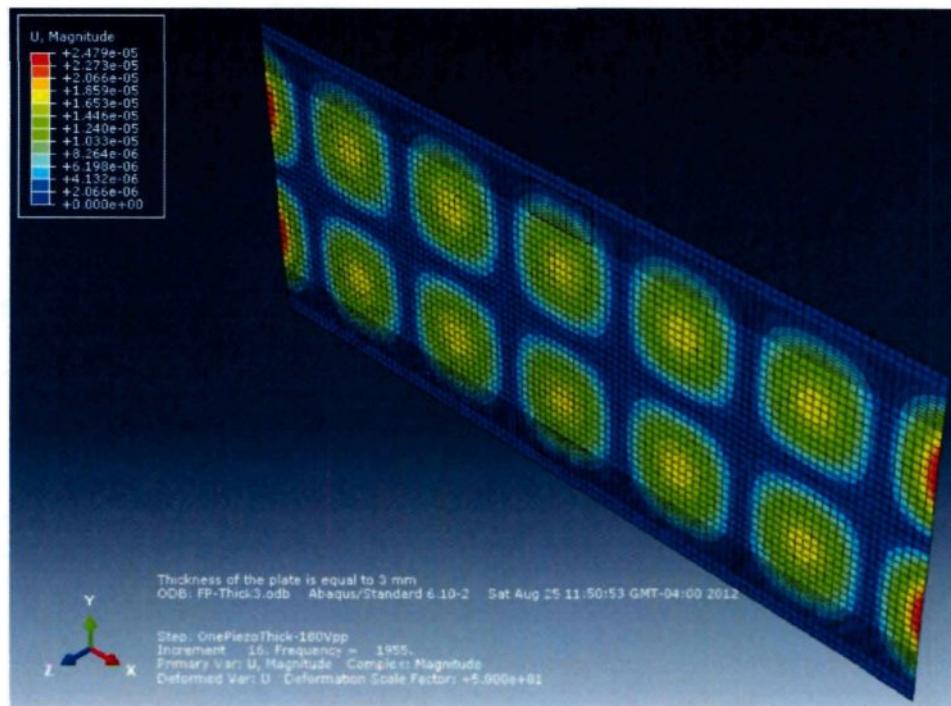


Figure 176: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 3 mm (Mode 16)

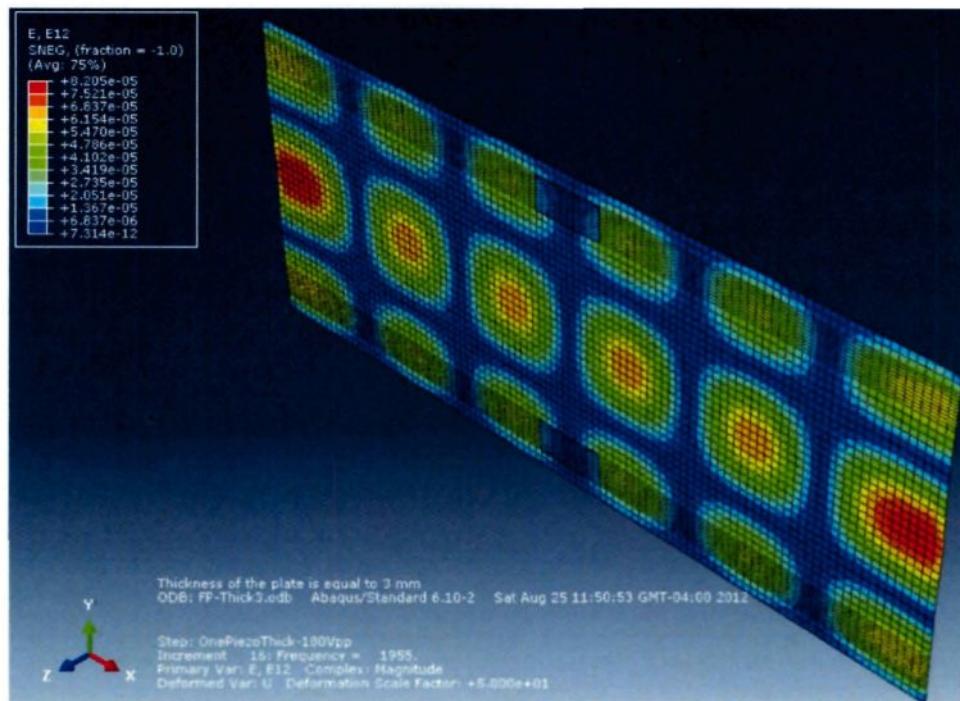


Figure 177: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, épaisseur de la plaque égale à 3 mm (Mode 16)

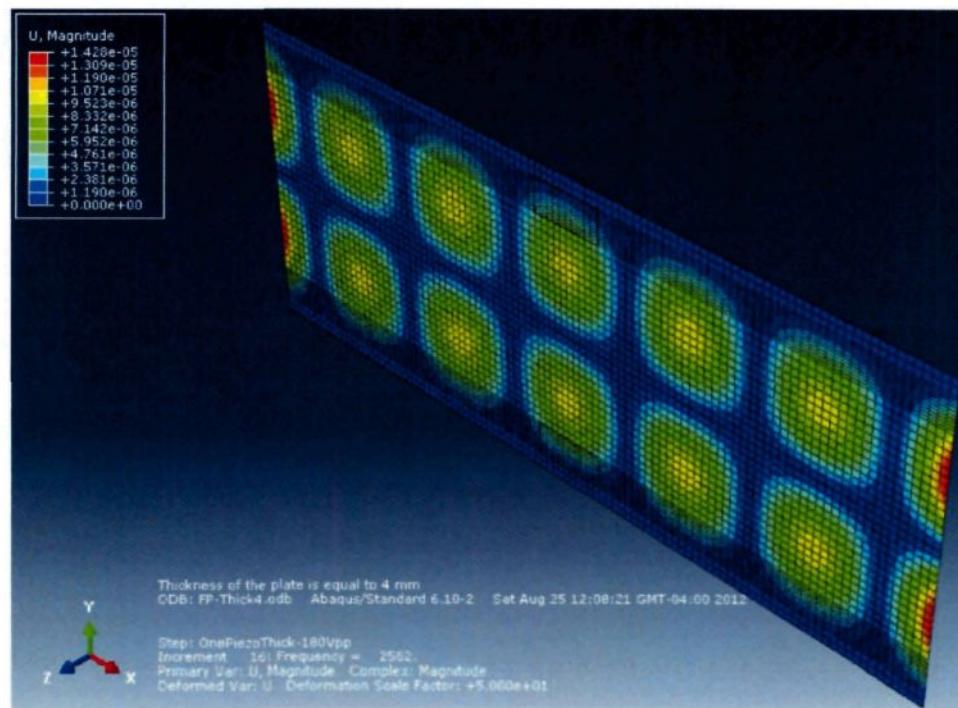


Figure 178: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 4 mm (Mode 16)

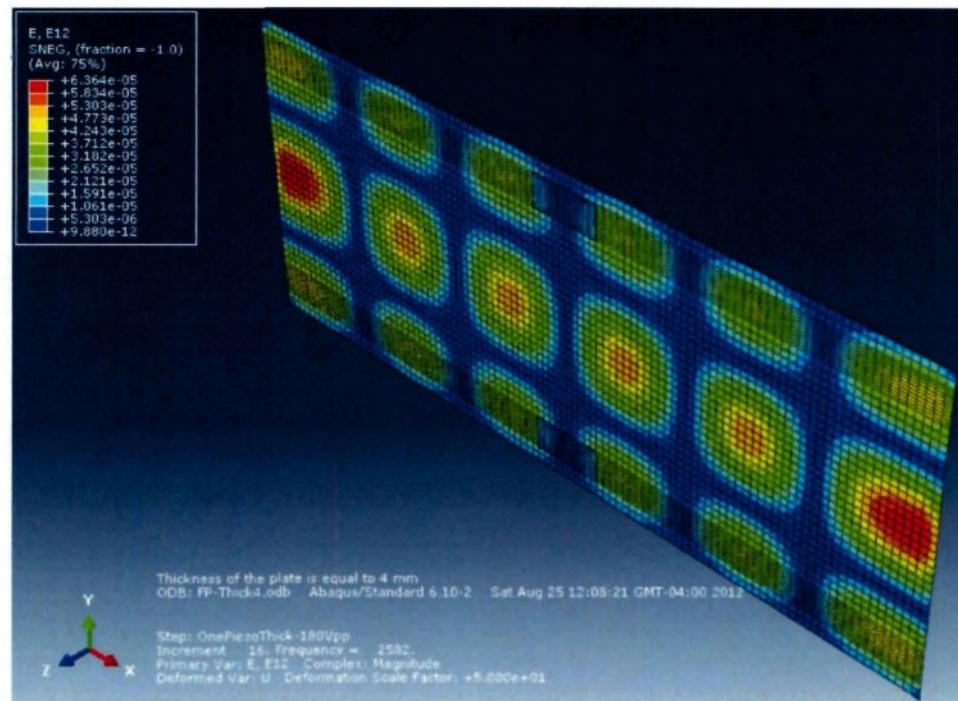


Figure 179: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, épaisseur de la plaque égale à 4 mm (Mode 16)

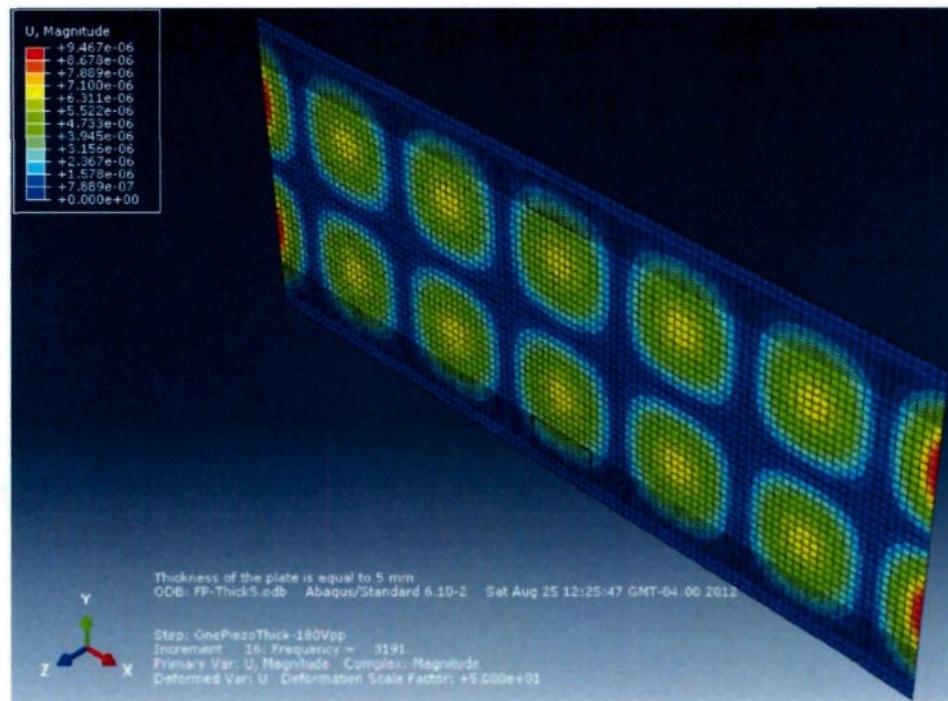


Figure 180: Déplacement maximal, épaisseur de la plaque égale à 5 mm (Mode 16)

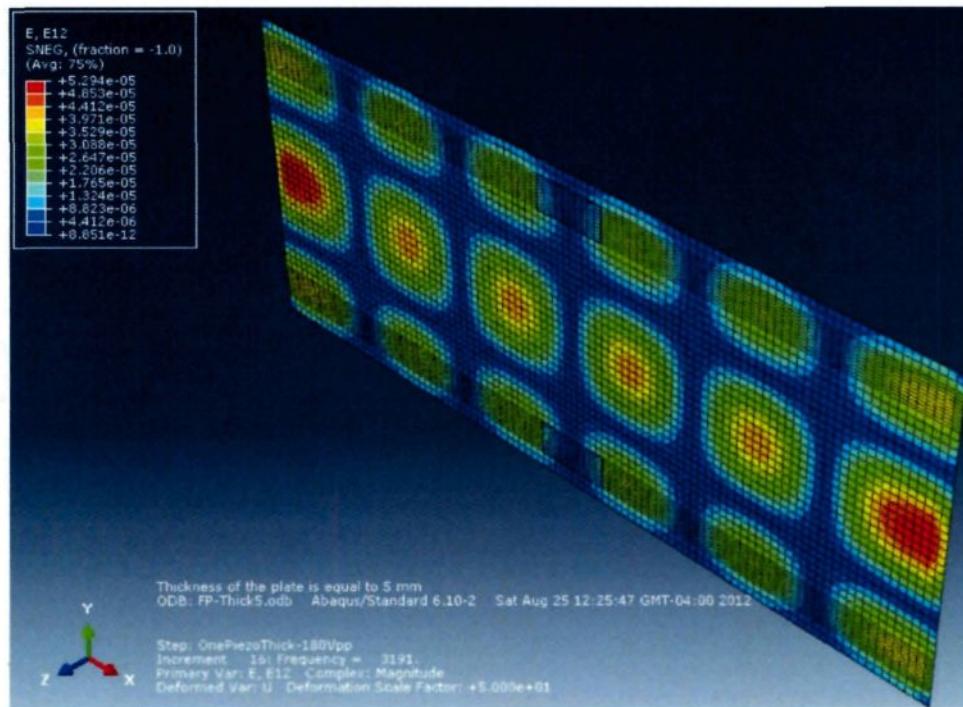


Figure 181: Déformation  $\epsilon_{12}$  maximale, épaisseur de la plaque égale à 5 mm (Mode 16)