

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DU
DOCTORAT EN GÉNIE MÉCANIQUE
Ph.D.

PAR

FRANÇOIS LAFLEUR

DÉVELOPPEMENT D'UN VIBRATEUR ACOUSTIQUE POUR PRÉCIPITER LES
DÉFAUTS LATENTS DE CIRCUITS ÉLECTRONIQUES

MONTRÉAL, LE 15 DÉCEMBRE 2003

© droits réservés de François Lafleur

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Thien My Dao, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Marc Thomas, directeur de thèse
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Frédéric Laville, codirecteur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Claude Thibeault, membre du jury
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

M. Georges Abdul-Nour, membre du jury
Département de génie industriel à l'Université du Québec à Trois-Rivières

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 21 OCTOBRE 2003

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

DÉVELOPPEMENT D'UN VIBRATEUR ACOUSTIQUE POUR PRÉCIPITER LES DÉFAUTS LATENTS DE CIRCUITS ÉLECTRONIQUES

François Lafleur

Sommaire

Le procédé de déverminage, ou *Environmental Stress Screening* (ESS), est employé principalement dans le domaine de l'électronique pour réduire les mortalités infantiles des produits avant leur livraison. Il utilise usuellement des stimulations environnementales telles que les vibrations ou la température produites à l'aide d'équipements conventionnels d'essais qui sont très coûteux et difficiles à implanter. Le but de cette recherche est le développement d'une nouvelle méthode d'excitation vibratoire des plaques de circuits électroniques à moindre coût par l'emploi de l'excitation acoustique. Le projet a mené au développement d'un vibreur acoustique pouvant être utilisé lors d'implantations du procédé ESS en milieu industriel. L'utilisation de cette nouvelle technologie et des méthodes novatrices de personnalisation des spectres ESS proposées dans cette thèse permettent la précipitation de défaillances latentes présentes dans les produits électroniques de façon efficace et sécuritaire et ce, à moindre coût par rapport aux technologies concurrentes.

La méthodologie des travaux présentés dans cette thèse inclus :

- La génération acoustique des vibrations sur les circuits;
- L'analyse modale acoustique des circuits par des méthodes à référence unique et à références multiples;
- La précipitation de défauts latents typiques des circuits électroniques;
- Une méthode d'individualisation des spectres vibratoires tenant compte des caractéristiques structurelles des circuits;
- La présentation de la configuration de l'équipement acoustique et les résultats d'implantation du procédé.

Nonobstant la fabrication, l'installation et la mise en service d'un équipement en milieu industriel (depuis le mois de mai 2002), ces travaux ont permis l'obtention de trois familles de brevets et la publication de six articles de conférence : trois portant sur l'analyse modale à référence unique, un portant sur l'analyse modale à références multiples, un autre portant sur la présentation de l'équipement et finalement un dernier sur la personnalisation des spectres vibratoires. Les protections par brevet sont reliées aux sujets suivants :

1. Équipement de vibration par excitation acoustique;
2. Méthode d'analyse modale à références multiples;
3. Méthode de personnalisation des spectres de vibration.

DEVELOPMENT OF AN ACOUSTICAL VIBRATION DEVICE TO PRECIPITATE LATENT DEFECTS ON ELECTRONIC CIRCUIT BOARDS

François Lafleur

Abstract

The ESS Process, or Environmental Stress Screening, is mainly used in electronics to reduce infant mortality on products, prior to their delivery, using environmental stimulation like vibrations or temperature variations using conventional equipment that are costly to operate and to use. The aim of this research is the development of a vibratory excitation method towards electronic circuit boards at lower cost, by using acoustic excitation. This project conducted to the development of an acoustical vibration device used in setting the ESS process in an industrial environment. The use of this new technology and of the new methods of ESS spectra tailoring proposed in this thesis permit to precipitate latent defects included in the electronic products, in an efficient and secure way and also in a less expensive manner compared to other technologies.

The results of this research project, presented in this thesis include :

- Acoustic generation of vibrations on circuits;
- Modal analysis methods applied on circuits : single and multiple reference methods are used;
- Precipitation of typical latent defects in electronic circuits;
- A tailoring method of the vibration spectra taking into account the structural characteristics of the circuits;
- The presentation of the configuration for the acoustical equipment and the setting results of the ESS Process.

Apart from building, installing and put into operation an equipment in an industrial environment since May 2002, this project also permitted to obtain three patents and to publish six conference articles : three on single reference modal analysis, one on multiple reference modal analysis, one on presenting the equipment and one on tailoring vibration spectra. The patent protection are related to the following subjects :

1. Vibration equipment by acoustical stimulation
2. Multiples References Modal Analysis Method
3. A Method for tailoring vibration spectra

REMERCIEMENTS

Les travaux qui ont mené à la présentation de cette thèse ont été réalisés en vertu d'une entente de collaboration entre le Centre de Recherche Industrielle du Québec (CRIQ) et l'ÉTS. Les travaux ont été réalisés en entier dans les laboratoires du CRIQ. Le CRIQ a aussi fourni le matériel et l'infrastructure nécessaires à la réalisation de ce projet. Le support financier de cet organisme a été essentiel au projet. Je tiens à remercier le CRIQ pour m'avoir soutenu lors de ces travaux et de m'avoir fourni une atmosphère de travail propice à la réalisation de ce projet. Mes gestionnaires immédiats lors de cette période furent Ginette Delisle et Richard Tremblay, je tiens à les remercier.

Je connais mon directeur de thèse, le professeur Marc Thomas, depuis plusieurs années lorsque, comme chef de groupe, il m'a engagé comme agent de recherche et développement au groupe de mécanique des structures au CRIQ. Ses conseils judicieux et éclairés, ses critiques constructives, son intérêt constant pour la résolution de problèmes industriels ainsi que ses encouragements ont été primordiaux dans la réussite de ce projet.

Je tiens à remercier le professeur Frédéric Laville pour sa participation active au projet en tant que co-directeur. Son souci des détails, sa rigueur scientifique et sa grande aptitude à la discussion et au partage d'information ont été très appréciés.

Je désire aussi remercier les autres membres du jury, les professeurs Thien My Dao, Claude Thibeault et Georges Abdul-Nour pour leur participation aux activités académiques du programme de doctorat.

Il est impossible de passer sous silence la participation de mes collègues de travail au CRIQ. Les discussions animées que nous avons eues relativement aux tenants et aboutissants de la technologie de vibration acoustique ont été une source d'encouragement et de soutien. À cet égard, je désire particulièrement souligner le travail technique exceptionnel réalisé par Jacques Aubé. De plus, je tiens à remercier Michel Jacob, Claude Sauvageau, Laurent Douilly, Richard Durocher, Pierre Salihou et Sylvain Benjamin. À tous, merci de votre implication et de votre amitié.

La réussite de ce projet et son impact n'auraient pas été les mêmes sans l'appui des trois entreprises manufacturières suivantes : Harris Farinon Canada, Technologies Miranda inc. et R/D Tech inc. Je tiens à remercier personnellement Yann Boutin, André Gagnon, Marie-France Julien, Sébastien Lassonde, Paul Mihalcea, Étienne Privé et Steeves Roy.

Les études doctorales constituent une épreuve autant physique, psychologique qu'intellectuelle et leur réussite nécessite une grande persévérance qui a été possible grâce aux appuis et à l'encouragement de la famille et des amis. Tous seront heureux autant que moi de la réalisation de cette étape importante de ma vie. À mes parents et amis merci de votre présence réconfortante.

À mes enfants qui ont su me rappeler aux réalités de l'existence. Maude et Alexis,
merci!

Je tiens à remercier mon épouse qui a vécu la réalité du soutien au jour le jour à travers
mes absences et mes demi-présences. Denise, je te remercie du fond de mon cœur .

À vous tous, la réussite de ce projet est un peu la vôtre. Merci encore!

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE.....	i
ABSTRACT.....	ii
REMERCIEMENTS.....	iii
TABLE DES MATIÈRES	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	xiii
LISTE DES FIGURES.....	xiv
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES	xviii
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 : REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	18
1.1 « Environmental Stress Screening » (ESS)	18
1.1.1 Historique	19
1.1.1.1 Les débuts de l'ESS	19
1.1.1.2 Le NAVMAT-9492	19
1.1.1.3 ESS militaire.....	20
1.1.1.4 Élargissement de la base d'utilisateurs de l'ESS.....	26
1.1.1.5 Colloques, séminaires et publications reliés à l'ESS.....	28
1.1.2 Fiabilité des produits électroniques	29
1.1.2.1 Fiabilité.....	29
1.1.2.2 Cycle de vie d'un produit : la courbe baignoire	30
1.1.3 Description de l'ESS.....	35
1.1.3.1 Niveau de stimulation	35
1.1.3.2 Efficacité du procédé ESS	36
1.1.3.3 Types de défauts et amélioration de la fiabilité	38
1.1.3.4 Méthode d'implantation.....	40
1.1.3.5 Définition de la stimulation environnementale.....	42

1.2	Revue de concepts en vibro-acoustique.....	43
1.2.1	Couplage vibro-acoustique	43
1.2.2	Type de champ acoustique.....	44
1.2.2.1	Champ proche	45
1.2.2.2	Champ libre	45
1.2.2.3	Champ réverbérant.....	46
1.2.2.4	Superposition du champ libre et du champ réverbérant	47
1.2.3	Modes de cavités.....	48
1.2.3.1	Résolution de l'équation de propagation pour une cavité rectangulaire	48
1.2.3.2	Ondes axiales, tangentielles et obliques	49
1.2.3.3	Densité modale	50
1.2.4	Réponse vibratoire d'un circuit.....	51
1.2.4.1	Plaque infinie	51
1.2.4.2	Plaque finie	52
1.2.4.3	Approche Steinberg	53
1.2.4.4	Approche de l'analyse statistique de l'énergie (SEA)	53
1.2.5	Type d'actuateurs acoustiques	55
1.3	Revue des méthodes d'analyse modale expérimentale.....	59
1.3.1	Description de l'analyse modale expérimentale	59
1.3.2	Méthode à une seule entrée (SISO et SIMO)	60
1.3.3	Méthode à plusieurs entrées et plusieurs réponses (MIMO)	67
1.3.4	Excitation acoustique.....	71
1.3.5	Operating Deflection Shape (ODS) et Mode Assurance Criteria (MAC)	72
1.3.5.1	Operating Deflection Shape (ODS)	72
1.3.5.2	Mode Assurance Criteria (MAC)	73
1.4	Précipitation de défauts latents des assemblages électroniques	74
1.4.1	Assemblages électroniques	74
1.4.1.1	Technologies de montage de composantes sur le circuit imprimé	75
1.4.1.2	Types de défaillances.....	77
1.4.1.3	Causes des défaillances.....	78
1.4.1.4	Défauts des CCI.....	80
1.4.1.5	Défauts des composantes	81
1.4.1.6	Défauts des interconnexions	84
1.4.1.7	Défauts de connecteurs	87
1.4.2	Essais accélérés.....	87
1.4.3	Précipitation thermique.....	89
1.4.4	Précipitation en environnement combiné	90
1.4.5	Synthèse et autres environnements	90

CHAPITRE 2 : ÉTUDE DE L'EXCITATION ACOUSTIQUE DES CIRCUITS	92
2.1	Excitation acoustique des plaques 93
2.1.1	Plaque infinie 93
2.1.2	Plaque finie 94
2.1.3	Choix de la plage de fréquence d'excitation..... 99
2.2	Excitation en champ réverbérant 101
2.2.1	Banc d'essai en milieu réverbérant..... 101
2.2.1.1	Banc d'essai no 1 : essais préliminaires 103
2.2.1.2	Banc d'essai no 2 : identification du comportement modal de la cavité 104
2.2.1.3	Banc d'essai no 3 : réduction du volume de la cavité réverbérante.. 107
2.3	Étude de l'excitation en champ direct 107
2.3.1	Banc d'essai no 4 : banc d'essai en champ direct..... 108
2.3.1.1	Banc d'essais no 5 : augmentation du couplage aux basses fréquences 111
2.3.1.1.1	Influence des modes de cavité sous le baffle de basses fréquences.. 115
2.3.1.2	Banc d'essai final..... 115
2.4	Ajustement fréquentiel du spectre vibratoire..... 120
2.5	Synthèse sur l'excitation acoustique..... 123
CHAPITRE 3 : ANALYSE MODALE PAR EXCITATION ACOUSTIQUE DES CIRCUITS	124
3.1	Méthodes conventionnelles d'analyse modale à une seule entrée.... 125
3.1.1	Discussion sur le dispositif expérimental général de l'analyse modale 125
3.1.2	Description de la structure d'essai et des dispositifs expérimentaux 127
3.1.2.1	Description de la structure d'essai 127
3.1.2.2	Dispositif expérimental avec excitation par pot vibrant 128
3.1.2.3	Dispositif expérimental pour l'excitation au marteau d'impact 131
3.2	Modèle MISO avec excitations acoustiques cohérentes..... 133
3.2.1	Présentation du système MISO à excitation cohérente..... 135
3.2.2	Modèle à plusieurs entrées..... 137
3.2.3	Identification des fonctions de transfert de la structure..... 138
3.2.4	Discussion sur les méthodes d'analyse modale à excitation cohérente 139
3.3	Vérification analytique du modèle AMAMISO 140

3.3.1	Étape de vérification	140
3.3.1.1	Étape 1 : modèle analytique d'une plaque	142
3.3.1.2	Étape 2 : calculs des entrées au système.....	143
3.3.1.3	Étape 3 : simulation à l'aide de l'algorithme de superposition modale.	143
3.3.1.4	Étape 4 : simulation à l'aide de l'algorithme AMAMISO.	143
3.3.1.5	Étape 5 : validation du modèle AMAMISO.	144
3.3.1.6	Étape 6 : simulation des erreurs de mesure	144
3.3.2	Résultats des simulations	145
3.3.2.1	Modèle du 3 ^{ième} ordre.....	145
3.3.2.1.1	Erreur d'évaluation à l'aide de la méthode AMAMISO	145
3.3.2.2	Modèle du 25 ^{ième} ordre.....	147
3.3.2.2.1	Discussion sur la discrétisation de la force.....	154
3.4	Résultats expérimentaux AMAMISO.....	155
3.5	Résultats expérimentaux à référence unique	157
3.5.1	Dispositif expérimental pour l'excitation acoustique	158
3.5.2	Résultats comparatifs de l'étude d'analyse modale.....	161
3.5.3	Application de l'analyse modale acoustique à différentes structures.....	165
3.5.3.1	Étude du circuit réel.....	165
3.5.3.2	Analyse modale acoustique simultanée de plusieurs circuits réels	168
3.5.3.3	Résultats comparatifs d'analyse modale d'une structure rigide	170
3.6	Conclusion	172

CHAPITRE 4 : RÉSISTANCE MÉCANIQUE DES ASSEMBLAGES ÉLECTRONIQUES ET PRÉCIPITATION DE DÉFAUTS LATENTS.....

		173
4.1	Défauts typiques de vibration	174
4.1.1	Méthodologie.....	174
4.1.1.1	Types de défauts	174
4.1.1.2	Détection de défaillances	175
4.1.1.3	Niveau et durée de la stimulation vibratoire.....	177
4.1.2	Résultats de précipitation de défauts	177
4.2	Essais de fatigue sur un circuit électronique.....	179
4.2.1	Objectifs des essais de fatigue	179
4.2.2	Description du circuit d'essais.....	180
4.2.3	Description des essais de fatigue	180
4.2.4	Résultats des essais de fatigue : circuit avec soudures saines.....	181

4.2.4.1	Calcul du MTTF	182
4.2.4.1.1	Cas où aucun bris n'est survenu	182
4.2.4.1.2	Cas où des bris sont survenus	183
4.2.4.2	Validité des résultats pour l'essai de fatigue des soudures saines ...	185
4.2.4.3	Loi de fatigue des soudures saines.....	185
4.2.5	Résultats des essais de fatigue de mauvaises soudures de résistances de montage en surface.....	187
4.2.6	Résultats des essais de fatigue des mauvais joints de soudure de CI.....	189
4.2.7	Synthèse des essais de fatigue des joints de soudures de résistances SMT	191
4.2.7.1	Effet de la force d'inertie	192
4.2.7.2	Effet de la flexion du circuit	193
4.2.7.2.1	Première partie : analyse par élément finis.....	193
4.2.7.2.2	Deuxième partie : évaluation de la contrainte due à la flexion.....	195
4.2.7.2.3	Troisième partie : modification de la loi de fatigue des soudures défaillantes	197
4.2.8	Synthèse des essais de fatigue des CI.....	198
4.3	Analyse statistique des résultats	199
4.4	Conclusion	202
 CHAPITRE 5 : PERSONNALISATION DES SPECTRES ESS SOUS EXCITATIONS COMBINÉES (ACOUSTIQUE et THERMIQUE).....		
5.1	Choix du niveau d'intégration	205
5.2	Possibilités de l'excitation acoustique	206
5.3	Méthode de « personnalisation du spectre ESS ».....	208
5.3.1	Méthode de personnalisation du spectre ESS	209
5.3.2	Étude de cas : température ambiante	212
5.4	Résultats des expérimentations acoustiques combinées	214
5.5	Profil de température personnalisé sous environnement combiné.....	218
5.6	Conclusion	222

CHAPITRE 6	CONCEPTION ET IMPLANTATION D'UN VIBRATEUR ACOUSTIQUE	224
6.1	Conception et implantation du vibreur acoustique	224
6.1.1	Conception du vibreur acoustique	224
6.1.2	Implantation du vibreur acoustique ESSAD.....	227
6.2	Description générale du vibreur acoustique.....	230
6.2.1	Description des systèmes et sous-systèmes du vibreur acoustique	231
6.2.2	Présentation des systèmes et sous-systèmes	231
6.2.2.1	Système de contrôle et de mesures des vibrations.....	233
6.2.2.1.1	Contrôleur de vibrations 2 canaux.....	234
6.2.2.1.2	Accéléromètre miniature	237
6.2.2.1.3	Microphone.....	237
6.2.2.1.4	Panneaux de contrôle électrique	238
6.2.2.2	Système d'amplification et de filtrage	238
6.2.2.2.1	Amplificateur à deux canaux	239
6.2.2.2.2	Filtre séparateur de fréquences « Crossover ».....	239
6.2.2.3	Système d'émission sonore.....	239
6.2.2.3.1	Enceinte acoustique de basses fréquences.....	240
6.2.2.3.2	Enceinte acoustique de hautes fréquences	240
6.2.2.4	Système de support et de fixation.....	241
6.2.2.4.1	Baffle acoustique	241
6.2.2.4.2	Support de l'ÉSV	241
6.2.2.4.3	Mécanisme de levage.....	242
6.2.2.5	Enceinte d'isolation acoustique	242
6.2.2.6	Système de contrôle et mesures de température	243
6.2.2.6.1	Contrôle de température	243
6.2.2.6.2	Chauffage.....	243
6.2.2.6.3	Refroidissement	244
6.2.3	Comparaison du vibreur acoustique par rapport aux équipements conventionnels	250
6.3	Conclusion	252
	CONCLUSION GÉNÉRALE.....	254
	RECOMMANDATIONS.....	260

ANNEXES

1 : Formules du facteur de rayonnement d'après Maidanek provenant de l'ouvrage de Lesueur	262
2 : Cahier de charges préliminaires (version 2) Acoustique ESS	265
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	276

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Comparaison des équipements de vibration.....13
Tableau 1-I	Comparaison des méthodes d'ESS militaire.....21
Tableau 1-II	Comparaison des actuateurs acoustiques.....57
Tableau I-III	Défauts latents vs stimulation environnementale.....91
Tableau 2-I	Caractéristiques dimensionnelles et fréquences critiques de plaques.....96
Tableau 2-II	Comparaison des fréquences de résonance.....105
Tableau 3-I	Résultats (pot vibrant).....129
Tableau 3-II	Résultats (marteau d'impact miniature).....132
Tableau 3-III	Résultats de simulation pour modèle du 3 ^{ième} ordre.....146
Tableau 3-IV	Influence des différents types d'erreur sur l'identification du premier mode.....147
Tableau 3-V	Résultats comparatifs de l'analyse modale par excitation acoustique, pot vibrant et marteau d'impact.....161
Tableau 3-VI	Comparaison des méthodes d'analyse modale appliquées aux CCI.....164
Tableau 3-VII	L'analyse modale du circuit réel..... 166
Tableau 3-VIII	Fréquences de résonance du circuit.....169
Tableau 4-I	Estimation du MTTF bonnes soudures sans défaillance.....184
Tableau 4-II	Analyse de contraintes dans les soudures par élément finis194
Tableau 4-III	Résumé des recommandations de stimulation ESS.....202
Tableau 6-I	Chauffage à partir d'une basse température.....247
Tableau 6-II	Chauffage à partir de la température ambiante.....248
Tableau 6-III	Refroidissement à partir d'une haute température.....249

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1	Spectre de vibrations NAVMAT 9492.....	7
Figure 2	Vibrateur électrodynamique.....	9
Figure 3	Vibrateur pneumatique et chambre thermique.....	11
Figure 1-1	Courbe baignoire typique.....	31
Figure 1-2	Gamme des stimulations environnementales.....	33
Figure 1-3	Diagramme S-N pour un joint de soudure	36
Figure 1-4	Répartition des défauts dans un système électronique.....	39
Figure 1-5	Fiabilité inhérente d'un produit.....	39
Figure 1-6	Organigramme d'implantation ESS.....	41
Figure 1-7	Cavité acoustique.....	49
Figure 1-8	Modèle SISO.....	61
Figure 1-9	Estimation de la fréquence de résonance et de l'amortissement.....	64
Figure 1-10	Modèle SIMO.....	66
Figure 1-11	Modèle MIMO avec m entrées et n réponses.....	67
Figure 1-12	Robustesse des produits vs sévérité de l'environnement.....	79
Figure 1-13	Propagation d'une fissure à l'intérieur d'une composante.....	83
Figure 1-14	Défauts de soudures de composantes.....	84
Figure 1-15	Schéma d'une soudure contenant des vides.....	85
Figure 1-16	Composantes endommagées ou soudures brisées.....	86
Figure 2-1	Efficacité de rayonnement vs fréquence (FR-4)	97
Figure 2-2	Efficacité de rayonnement vs fréquence (acier).....	98
Figure 2-3	Flexion de la CCI au premier mode.....	100
Figure 2-4	Banc d'essai en milieu réverbérant.....	102
Figure 2-5	Système d'émission sonore.....	103
Figure 2-6	Spectre sonore typique près du centre de la cavité.....	104

Figure 2-7	Spectre sonore banc d'essai réverbérant et plaque rotative à l'intérieur.....	106
Figure 2-8	Configuration du banc d'essai en champ direct.....	109
Figure 2-9	Spectre de vibration typique : banc d'essai en champ direct.....	110
Figure 2-10	Configuration du banc en champ direct avec baffle.....	111
Figure 2-11	Spectre de vibration typique : le banc d'essai en champ direct avec baffle.....	113
Figure 2-12	Niveau sonore typique sous le circuit.....	114
Figure 2-13	Schéma du banc d'essais.....	116
Figure 2-14	Banc d'essai final avec support de circuit.....	116
Figure 2-15	Second baffle entre deux circuits.....	117
Figure 2-16	Efficacité du second baffle entre les circuits.....	118
Figure 2-17	Configuration pour faire vibrer quatre circuits.....	119
Figure 2-18	Spectre de DSP moyenne sur les circuits (f= 20 à 2 000 Hz).....	120
Figure 2-19	Circuit provenant d'un appareil de télécommunication.....	121
Figure 2-20	Spectre basé sur la méthode « Heritage Screen ».....	122
Figure 2-21	Profil individualisé.....	122
Figure 3-1	Montage typique d'analyse modale.....	126
Figure 3-2	Circuit d'essai.....	127
Figure 3-3	Maillage du circuit pour l'analyse modale.....	128
Figure 3-4	Pot vibrant.....	129
Figure 3-5	Signaux d'entrée et de réponse type lors de l'essai.....	130
Figure 3-6	Montage expérimental marteau.....	131
Figure 3-7	FRF typique méthode conventionnelles (pot vibrant ou marteau d'impact).....	132
Figure 3-8	Système MISO.....	136
Figure 3-9	Méthode de validation et de vérification.....	141
Figure 3-10	MAC et déformée modale vs point du modèle mode 1.....	149
Figure 3-11	MAC et déformée modale vs point du modèle mode 2.....	150

Figure 3-12	MAC et déformée modale vs point du modèle mode 3.....	151
Figure 3-13	MAC et déformée modale vs point du modèle mode 4.....	152
Figure 3-14	MAC et déformée modale vs point du modèle mode 5.....	153
Figure 3-15	Fonction de transfert en amplitude AMAMISO expérimentale.....	156
Figure 3-16	Schéma du montage d'analyse modale acoustique.....	160
Figure 3-17	Montage expérimental pour l'excitation acoustique.....	160
Figure 3-18	FRF typique lors de l'analyse modale acoustique.....	161
Figure 3-19	FRF synthétisée typique.....	162
Figure 3-20	Déformée modale obtenue par excitation acoustique.....	163
Figure 3-21	Circuit réel.....	165
Figure 3-22	Maillage du circuit réel.....	166
Figure 3-23	Modes du circuit réel.....	167
Figure 3-24	Analyse modale de trois circuits dans un boîtier.....	168
Figure 3-25	Déformée modale ou ODS.....	169
Figure 3-26	Turbine hydraulique.....	170
Figure 3-27	Illustration du premier mode de l'aube de la turbine.....	171
Figure 4-1	Détection d'une défaillance intermittente.....	176
Figure 4-2	Évaluation graphique du paramètre β	185
Figure 4-3	Résultats de l'essai de fatigue pour les joints de soudure sains de résistances ou de condensateurs de montage en surface.....	186
Figure 4-4	Résultats de l'essai de fatigue pour les joints de soudures sains de CI.....	186
Figure 4-5	Fonction de défaillances cumulées vs durée de vie de mauvaises soudures de résistances (5g).....	188
Figure 4-6	Résultats des essais de fatigue de mauvais joints de soudure de résistances SMT.....	189
Figure 4-7	Fonction de défaillances cumulées vs durée de vie de mauvaises soudures de CI (20 g).....	190
Figure 4-8	Résultats des essais de fatigue des mauvais joints de soudure de CI...190	190

Figure 4-9	Modèle d'éléments finis d'une résistance SMT.....	194
Figure 4-10	Courbure du circuit.....	196
Figure 4-11	Temps observé vs temps prédit.....	201
Figure 5-1	Analyse modale d'une CCI.....	208
Figure 5-2	FRF typique d'une CCI et gabarit de spectre ESS personnalisé.....	210
Figure 5-3	Profil de vibrations individualisé pour le circuit réel.....	214
Figure 5-4	CCI sous test.....	215
Figure 5-5	Vibrateur acoustique jumelé à une chambre thermique.....	216
Figure 5-6	Variation de la première fréquence de résonance à la température....	217
Figure 5-7	Variation de la rigidité des CCI à la température.....	217
Figure 5-8	FRF mesurée pour la CCI à + 60 °C.....	219
Figure 5-9	Spectre individualisé à + 60 °C.....	220
Figure 5-10	Spectre individualisé jumelé aux plateaux de température.....	221
Figure 5-11	Spectre individualisé jumelé à des variations rapides de température.....	222
Figure 6-1	Écrou mal fixé.....	228
Figure 6-2	Mauvaise soudure de CI.....	229
Figure 6-3	Mauvaise soudure de BGA.....	229
Figure 6-4	Relations entre les différents systèmes et sous-systèmes.....	232
Figure 6-5	Vue d'ensemble du vibreur acoustique ESSAD.....	233
Figure 6-6	Contrôleur de vibration.....	235
Figure 6-7	Système d'amplification et de filtrage.....	238
Figure 6-8	Contrôleur de température.....	244
Figure 6-9	Vue d'ensemble ESSAD et du le système de refroidissement.....	245
Figure 6-10	Enclos climatique.....	246
Figure 6-11	Résultats de variations de température sur un produit électronique....	246

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

<i>A</i>	Surface totale de la cavité (acoustique des salles)
AGREE	Advisory Group for the Reliability of Electronic Equipment
AMAMISO	Analyse Modale Acoustique MISO
AMASISO	Analyse Modale Acoustique SISO
AMASIMO	Analyse Modale Acoustique SIMO
AST	Accelerated Stress Testing
BGA	Ball Grid Array
<i>C</i>	Vitesse du son
<i>c_L</i>	Vitesse de propagation dans le matériaux
<i>C</i>	Matrice d'amortissement de la structure
CCI	Carte de Circuits Imprimés
CCLD	Constant Current Line Drive
CI	Circuit intégré
CPMT	Component Packaging and Manufacturing Technology
CRIQ	Centre de Recherche industrielle du Québec
CTE	Coefficient of Thermal Expansion
dB	Décibel
dB/octave	Pente du graphique de DSP
ddl	degré de liberté
DSP	Densité Spectrale de Puissance
<i>E</i>	Module de Young du matériau
<i>E₁, E₂</i>	Énergie dans les système 1 et 2
ED-ACLT/ACSS	Electrodynamic Accelerated Life Test/Accelerated Stress Screen
ESS	Environmental Stress Screening
ESSAD	ESS Acoustical Device
ÉSV	Équipement Sous Vérification
ÉTS	École de Technologie Supérieure
<i>f</i>	fréquence

f_c	Fréquence critique de la plaque infinie
$F(f)$ ou $F(\omega)$	Force d'entrée
$f(t)$	Fonction de défaillance instantanée
$F(t)$	Fonction de défaillances cumulées
FRF	Fonction de Réponse en Fréquence
$\{FRF\}$	Vecteur contenant la FRF entre la force F_i (méthode AMAMISO)
g	Unité d'accélération gravitationnelle
g_{eff}	Accélération efficace en g
g^2/Hz	Unité de DSP en accélération
$G_{F_k F_j}$	Spectre croisé entre la force k et la force i
$G_{F_k F_k}$	Autospectre de la force k
$G_{XY}(iq)$	Élément de la matrice des spectres croisés entre l'entrée i et la réponse q
$G_{XX}(i,r)$	Élément de la matrice des spectres croisés entre les réponses i et r
h	épaisseur d'une plaque ou d'un circuit
$H_{iy}(\omega)$	Fonction de transfert de la structure
HALT	Highly Accelerated Life Testing
HASA	Highly Accelerated Sampling Audit
HASS	Highly Accelerated Stress Screening
$HXX_{ij}(\omega)$	Fonction de transfert entre la force i et la force j
Hz	Hertz
I	Intensité acoustique
IEEE	Institute of Electrical and Electronic Engineers
IES	Institute of Environmental Sciences
IEST	Institute of Environmental Sciences and Technology
IMT	Insertion Mount Technology
J	Moment d'inertie de la CCI
k	constante de la loi de Whöler
K	Matrice de rigidité de la structure

L	Somme des arrêtes d'une cavité
l_x, l_y, l_z	Dimensions d'une cavité
LESS	Liquid ESS
LO	Limite d'opération
LD	Limite de destruction
M	Matrice de masse de la structure
$M(X_i, M_i (1 \geq i \leq n))$	Bruit sur les entrées
MAC	Mode Assurance Criteria
MDOF	Multiple Degree of Freedom
MISO	Multiple Inputs Single Output
MIMO	Multiple Inputs Multiple Outputs
MPa	Mégapascal
MTTF	Estimation de la valeur du Mean Time To Failure (Temps Moyen Avant Bris)
N	Nombre de cycles de l'essai de fatigue
N_Y	Bruit sur la réponse Y
NAVMAT	Navy Manufacturing Screening Program
NTIS	National Technical Information Service
ODS	Operating Deflection Shape
P	Pression acoustique
P_r	Pression due au champ réverbéré
P_d	Pression due au champ direct
P_t	Pression totale
PME	Petite et Moyenne Entreprise
ppm	Partie par million
PTH	Pin through hole
q	Facteur de concentration de contrainte
Q	Directivité d'une source acoustique
$R(t)$	Fiabilité

R_i	Fiabilité inhérente
RAMS	Reliability and Maintainability Society
S	Contraintes essais de fatigue (diagramme S-N)
SDOF	Single Degree of Freedom
SIMO	Single Input Multiple Outputs
SISO	Single Input Single Output
SMT	Surface Mount Technology
STRIFE	<i>Stress for life</i>
T	Temps de bris de la soudure de résistances SMT en secondes.
TFR	Transformée de Fourier Rapide
V	Niveau de vibration en g (simulation temps de bris)
V	Volume d'une cavité (acoustique)
W_0	Puissance acoustique d'une source
W	Déplacement d'une plaque
$X_i(f)$ ou $X_i(\omega)$, ($1 \geq i \leq n$)	Entrées ou excitation d'un système
Xb_i	Entrée bruitée
$Y(\omega)$ ou $Y(f)$	Réponse vibratoire
Yb	Réponse bruitée
Z_h	Distance par rapport à l'axe neutre
α	Cas de chargement (AMAMISO)
α	Coefficient d'absorption (acoustique des cavités)
β	Paramètre de forme de la loi de Weibull
γ	Cohérence ordinaire
λ	Taux de défaillance
ρ	Densité volumique (Kg/m^3)
ρ_1, ρ_2	Densité volumique (Kg/m^3) du milieu 1 et 2
ρ_s	Densité surfacique (Kg/m^2)
ρ_c	Impédance caractéristique du milieu
θ	Paramètre d'échelle de la loi de Weibull

ν	Paramètre de position de la loi de Weibull
η	Facteur de perte
ω	Pulsation
ζ	Amortissement associé à un mode d'une structure
ϕ_k	Vecteur de déformée modale du $k^{\text{ième}}$ mode de la structure
σ	Contrainte locale sur la CCI
$\chi^2(2, \alpha)$	Distribution statistique du Khi-carré

INTRODUCTION

Chaque entreprise manufacturière vise à livrer à ses clients des produits qui correspondent à des exigences de qualité sans cesse croissantes. Pour ce faire, les produits livrés doivent bien entendu rencontrer les spécifications techniques prévues mais aussi être fiables pendant l'ensemble de leur période d'utilisation. Si le produit livré inclue des défauts reliés aux processus de fabrication, ceux-ci peuvent le faire défaillir très rapidement lors de la livraison chez le client. Les défaillances de ce type sont appelées défaillances de mortalité infantile ou défauts latents. Elles sont une cause majeure de désagrément pour le client face au produit. De plus, elles coûtent une somme considérable en terme de service après vente aux manufacturiers sans compter la détérioration du lien de confiance avec le client. Le procédé « Environmental Stress Screening » (ESS) est utilisé principalement dans le domaine de l'électronique pour réduire les mortalités infantiles des produits avant la livraison chez le client. L'ESS est aussi appelé déverminage par la communauté scientifique française. Dans le cadre de ce travail, nous utiliserons l'abréviation ESS pour décrire ce procédé.

Présentement l'implantation de l'ESS nécessite l'utilisation d'équipements de laboratoire relativement coûteux tels que des tables de vibrations. Dans le but de développer un équipement de vibration moins dispendieux et mieux adapté aux besoins particuliers des industries qui produisent des circuits électroniques, un principe d'excitation vibratoire par ondes acoustiques a été retenu. Les travaux de recherche menant au développement de cet équipement constituent le sujet de cette thèse de doctorat.

Dans cette introduction les sujets suivants sont abordés successivement : une présentation générale de l'ESS des circuits électroniques, la problématique de recherche, les objectifs et le plan de la thèse.

PRÉSENTATION GÉNÉRALE DE L'ESS DES CIRCUITS ÉLECTRONIQUES

La place de l'ESS dans la conception d'un produit électronique : la conception d'un circuit ou d'un produit électronique demande l'intégration de plusieurs exigences souvent contradictoires. Le processus de design est une intégration de ces différentes exigences en un concept global du produit. Pour les circuits électroniques, qui sont généralement produits en grande quantité, certaines exigences peuvent être exprimées comme suit [1] :

- une large proportion des systèmes produits doivent remplir leurs fonctions projetées;
- le design et la méthode de production des systèmes doivent permettre un coût global aussi bas que possible;
- une vaste proportion des systèmes produits doivent remplir leurs fonctions pour une période de temps déterminée.

Exigences de design et méthodes de prédiction de fiabilité : trois types d'exigences sont exprimées lors du processus de design. Ces exigences sont liées aux performances, aux coûts ou à la fiabilité du circuit électronique. Dans le but de faire face aux échéanciers de conception de plus en plus brefs, les exigences liées aux performances du produit ainsi qu'aux coûts sont habituellement traitées en priorité car elles sont généralement rapidement quantifiables à l'aide de méthodes reconnues.

L'aspect de fiabilité du produit est difficile à étudier complètement avant sa mise en marché. Les méthodes traditionnelles de prédiction et de vérification de la fiabilité des équipements qui sont utilisées par l'industrie telles le MIL-HDBK-217A [2] ou le MIL-HDBK-781A [3] établissent un modèle de la fiabilité du produit électronique, basé sur une combinaison d'expériences pratiques et de principes physiques. Les données relatives à la défaillance de composantes sont obtenues principalement de trois sources :

- données génériques provenant des bases de données;
- défaillances en service (opération normale);
- essais de fiabilité.

Il est difficile à l'aide de ces modèles de faire des prévisions adéquates de la fiabilité du produit dans la période de maturation du procédé de fabrication. L'utilisation de prototypes non semblables aux unités de production pour les essais, ainsi que les délais d'obtention de données statistiques valables amènent souvent le modèle de prédiction de la fiabilité d'un circuit à être optimum lorsque le produit n'est plus en service. Les procédures d'essais de qualification utilisent des profils environnementaux qui mènent à une simulation de l'environnement d'opération et ne sont pas adaptées à l'obtention d'informations relatives aux défauts induits lors du processus de fabrication ou par une faiblesse dans la conception. De plus, les changements rapides des technologies liées à la fabrication électronique apportent une difficulté supplémentaire dans les prévisions de fiabilité des produits actuels. La connaissance théorique de la durée de vie utile d'un produit est une donnée qui n'est plus adaptée à la description des caractéristiques des produits électroniques car ceux-ci ont une vie technologique qui est largement inférieure à leur durée de vie pouvant être prévue par les méthodes traditionnelles de fiabilité.

L'amélioration de la fiabilité à l'aide de l'ESS : l'ESS prend le relais des méthodes traditionnelles de fiabilité parce qu'il s'intègre à la production elle-même. C'est un processus de production en même temps qu'une méthode d'amélioration de la fiabilité. L'amélioration de la fiabilité, l'augmentation de la robustesse du produit, la réduction des coûts de réparation et l'amélioration du processus de fabrication des produits justifient pleinement le développement de techniques de stimulations environnementales permettant l'identification des faiblesses des produits à différentes étapes de leur développement et de leur fabrication. L'ESS [4] ou la combinaison de technique de HALT et de HASS [5] sont des procédés qui s'intègrent aux processus de design et de fabrication dans le but de

diminuer les coûts du produit et d'améliorer sa fiabilité. Dans le cadre des activités de production, le but premier de l'ESS vise à détecter les défauts latents présents dans les systèmes électroniques ou électromécaniques avant leur mise en service. Ceci permet d'augmenter la fiabilité en service des systèmes et de diminuer les coûts globaux de production, d'entretien et de garantie. À la différence des méthodes de fiabilité traditionnelles, l'ESS n'est donc pas une méthode de mesure de fiabilité mais bien un procédé dont le but avoué est d'augmenter la robustesse du produit et de permettre à celui-ci d'atteindre sa fiabilité inhérente.

La place de l'ESS dans le monde industriel et son avenir : l'acceptation et la diffusion des principes de l'ESS sont essentiellement liées aux interactions entre les intervenants de l'industrie commerciale, militaire et de la communauté scientifique telles les sociétés techniques comme l'IEEE en particulier la section CPMT Technical Committee on Reliability and Accelerated Stress Testing, l'EST (Institute of Environmental Sciences and Technology) ou la RAMS (Reliability and Maintainability Society). L'amélioration de la diffusion de l'information, notamment à l'intérieur de colloques internationaux annuels dédiés à l'ESS et aux méthodes d'essais environnementaux accélérés, permet une pénétration croissante et une amélioration de l'information sur le procédé. Malgré cela, les résultats d'un sondage effectué en 1997 [6] auprès d'entreprises participantes à un colloque de l'IEEE sur le sujet montrent que peu d'entreprises ont débuté un programme d'ESS au cours des deux années précédant le colloque. Malgré l'avancement technologique des dernières années, l'ESS demeure encore la chasse gardée de grandes entreprises qui ont les moyens techniques et financiers de l'implanter et d'adapter le procédé à leurs besoins.

Les résultats obtenus lors de l'implantation de l'ESS sont impressionnants, autant au niveau de la fiabilité et de la qualité de leurs produits qu'au niveau du ratio de retour sur leur investissement. Le procédé d'ESS est jugé par un nombre grandissant de manufacturiers comme étant essentiel pour maintenir la fiabilité de leurs produits et satisfaire leurs clients. Jusqu'à récemment, plusieurs compagnies refusaient même de divulguer quelque

information que ce soit tellement les résultats sont probants et leur procurent un avantage concurrentiel important. À notre connaissance, peu de compagnies canadiennes utilisent systématiquement cette technologie. Une étude réalisée par le CRIQ, auprès de 24 entreprises québécoises du domaine de l'électronique montre que la connaissance et l'application de l'ESS sont plus répandues chez les grandes entreprises ayant des spécifications précises par rapport à leurs produits [7]. Cette étude révèle aussi, que la compréhension de l'approche ESS est très variable d'une entreprise à l'autre.

Plusieurs manufacturiers utilisent encore le procédé « Burn-in » traditionnel, mais celui-ci est très peu efficace et dépassé. Son intérêt provient du fait qu'il s'agissait de la première méthode de stimulation environnementale disponible. Principalement, il s'agit d'exposer les circuits à des températures extrêmes qui correspondent aux limites d'opération du produit (entre +40 °C et -55 °C) pour une période variant de 4 à 24 heures [8]. Cette méthode ne précipite qu'une petite partie des défauts latents car elle s'appuie sur la loi d'Arrhenius qui décrit l'augmentation de la vitesse d'une réaction chimique en fonction de la température. L'amélioration de la fiabilité des composantes électroniques a pour effet de diminuer l'efficacité relative du « Burn-in » comme méthode de détection et de précipitation des défauts. Plusieurs stimulations telles les vibrations, les cycles thermiques ou cycles d'opération utilisés séquentiellement ou simultanément sont plus efficaces que le « Burn-in » [5].

Les possibilités de l'ESS sont grandes mais demeurent difficilement accessibles aux PME qui sont les fournisseurs des industries électroniques commerciales majeures. De plus en plus, la qualification des fournisseurs et des sous-contractants dans le domaine de la fabrication de produits électroniques fiables est liée à l'implantation de systèmes d'élimination des défaillances latentes des produits à l'aide de procédés tels que l'ESS et ce, dans l'ensemble de l'industrie. L'avenir et l'évolution de l'implantation de ce procédé à l'intérieur des PME passe par l'éducation des intervenants à ce type de technique, par l'amélioration des méthodes de définition des stimulations

environnementales ainsi que par la réduction du coût des équipements majeurs [7]. La prochaine section discute brièvement de la problématique de la définition des stimulations vibratoires.

Stimulations vibratoires : les stimulations vibratoires utilisées lors du procédé ESS doivent permettre la génération de vibrations adaptées en amplitude et en fréquence à la stimulation efficace des circuits électroniques dans le but de précipiter les défauts de mortalité infantile tout en s'assurant que la réduction de vie utile occasionnée au circuit n'influence pas sa performance en service. Cette réduction doit être inférieure à une valeur acceptable pour les manufacturiers et leurs clients (5% par exemple). De plus, elle doit être validée expérimentalement par une preuve de validité de la stimulation « Proof of Screen ». Notons que chaque circuit électronique possède des caractéristiques dynamiques spécifiques et que la réponse vibratoire de la structure sera alors influencée autant par ces caractéristiques que par l'excitation qui lui est transmise. La définition de la stimulation vibratoire est variable selon les caractéristiques du circuit et les types de défauts qui doivent être précipités. Le niveau d'accélération auquel chaque produit doit être soumis change selon la géométrie du produit, le type de composantes et les méthodes d'assemblage qui sont utilisées. Le spectre de vibration de la figure 1 a été suggéré par le NAVMAT-9492 [9] comme stimulation de vibrations à l'intérieur du programme d'ESS relatif aux achats de produits électroniques pour la marine américaine. Il s'agit d'une excitation dans la gamme de fréquences 20 à 2 000 Hz correspondant à un niveau efficace de 6 g. D'autres critères ont été proposés par l'IEST [4] à l'intérieur de son guide d'implantation sous la forme de cinq méthodes de développement de stimulations vibratoires. Ces méthodes établissent des règles permettant de valider que l'utilisation d'une stimulation quelconque est efficace pour la précipitation de défauts latents et non dommageable pour les composantes saines. Elles ne proposent pas de méthodes permettant l'adaptation de la stimulation vibratoire à un circuit particulier. La durée des stimulations environnementales proposées en vibration est d'environ 10 minutes. Ces spectres d'excitation ne sont pas universels et ne constituent pas une

stimulation standardisée. De plus, il est démontré qu'il est possible que leur utilisation endommage des circuits sains. Dans certains cas, des stimulations environnementales beaucoup plus sévères sont proposées, comme le mentionne le rapport du groupe de travail ESS 2000. Celui-ci propose une stimulation vibratoire ayant un niveau efficace de 20 g combiné à des variations de température de +120 °C à -60 °C [10, 11]. La définition d'une méthode de définition de la stimulation vibratoire est importante pour l'évolution de l'ESS et constitue un objectif de cette recherche. Un autre objectif de ce projet est de réduire les coûts des équipements de vibration, nous présentons alors en détail dans les sections suivantes une discussion sur les coûts et les caractéristiques des principaux équipements de vibration actuels.

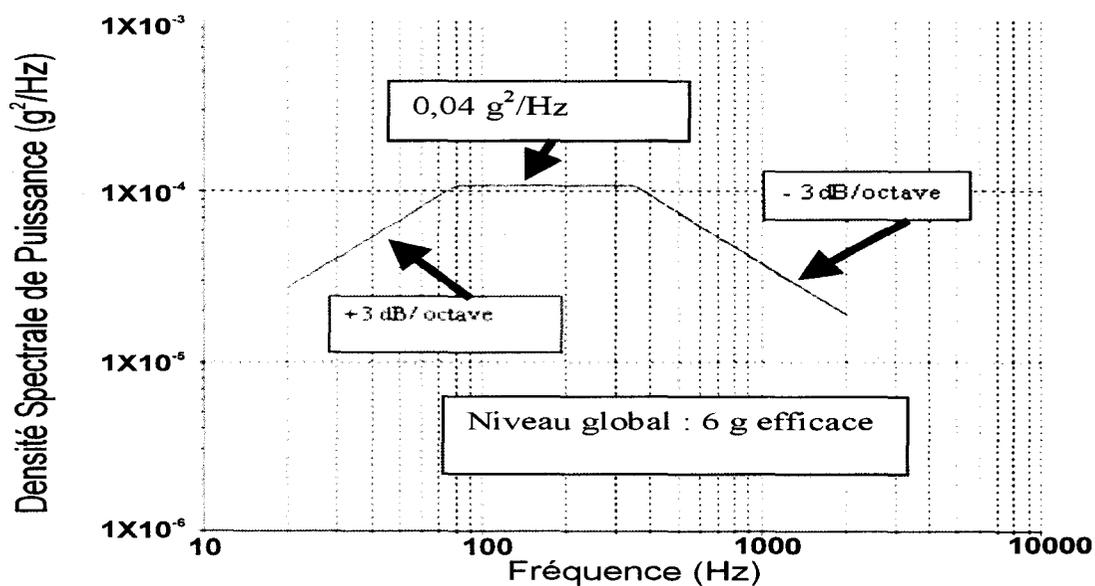


Figure 1 Spectre de vibrations NAVMAT-9492 [9]

Coût des équipements ESS : les coûts d'implantation de cette technologie sont présentement élevés (d'une centaine de milliers de dollars à plusieurs millions, selon le volume de production) et seules les compagnies ayant d'importants moyens techniques et financiers peuvent en profiter.

Un des équipements importants pour la technologie de l'ESS est la table de vibration permettant d'induire des vibrations préférablement couplées à une stimulation thermique. Ce type d'équipement est cependant le plus dispendieux de tous ceux utilisés pour l'ESS. Les entreprises de plus petite taille sont principalement touchées par cette problématique car un système de vibration peut représenter un coût d'implantation atteignant fréquemment plusieurs centaines de milliers de dollars. Les vibrateurs de type électrodynamique sont considérés comme les équipements les plus versatiles mais ils sont aussi les plus dispendieux. Les alternatives existantes sont les vibrateurs hydrauliques, qui ne permettent pas l'excitation aux fréquences plus élevées que 200 Hz, et qui sont aussi très dispendieux et faiblement adaptés à l'ESS des produits électroniques. Quant aux vibrateurs pneumatiques, ils sont moins coûteux, et malgré leur utilisation grandissante à l'intérieur de l'industrie électronique, ils ne permettent pas d'ajuster précisément et adéquatement le profil d'excitation en fonction du besoin spécifique du procédé ESS appliqué à un produit particulier.

Le coût d'achat et d'implantation de ces équipements représentent souvent la majorité de l'investissement initial à l'implantation de l'ESS. Ils apparaissent alors, comme un facteur limitatif pour l'implantation de l'ESS autant que dans le domaine des essais de qualification. Il paraît donc essentiel de combler le besoin par un équipement de vibration moins coûteux et ayant des spécifications d'entretien et d'opération moins élevées que les équipements conventionnels. Un équipement ayant ces caractéristiques permettrait aux petites entreprises technologiques d'implanter avec succès l'ESS, à un coût qu'elles jugeraient raisonnable. Pour leur part, les grandes entreprises ayant d'énormes besoins en terme de volume de production y trouveraient aussi leur compte. La réduction des coûts d'achat et d'opération de ce type d'équipement est une des préoccupations de ce projet de recherche.

Comparaison des équipements de vibration : passons rapidement en revue les caractéristiques des équipements potentiellement utilisables. Ceux-ci incluent le

vibrateur de type électrodynamique, le vibrateur pneumatique et aussi le vibrateur de type acoustique tel qu'il est considéré dans nos travaux.

Vibrateur électrodynamique : c'est le vibrateur le plus versatile, car il permet facilement la génération et le contrôle du niveau de vibration sur les produits. De plus, des modèles de vibrateurs multi-axiaux sont de plus en plus disponibles commercialement. Lors de son utilisation, le produit à vérifier est fixé au vibrateur par l'intermédiaire d'une structure d'adaptation ayant des propriétés mécaniques spécifiques. La plage de fréquences utilisée lors du procédé ESS est généralement entre 2 et 2 000 Hz, ce qui est considéré comme le domaine optimum d'opération pour ce type d'équipement. La figure 2 illustre un équipement de vibration électrodynamique typique. À cause de son déplacement limité à environ 5 cm pour la plupart des modèles et de ses résonances propres, l'utilisation des équipements électrodynamiques est limitée à la plage de fréquences de 2 à 2 000 Hz. Le coût élevé de ce type d'équipement constitue son principal désavantage. Plusieurs entreprises se priveront d'un équipement de vibration de ce type dû au manque de ressources financières et aussi humaines permettant de l'opérer.

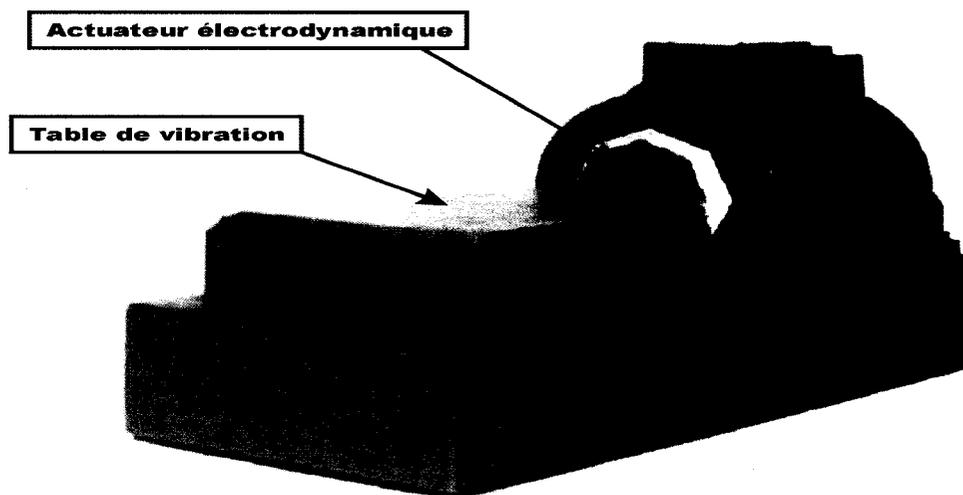


Figure 2 Vibrateur électrodynamique

Vibrateur pneumatique : ce type d'équipement génère des vibrations dans le produit, qui doit obligatoirement être fixé sur une table de vibration spécifique à l'équipement et ce, à l'aide de marteaux pneumatiques qui frappent la surface de la table de vibration avec une force et une fréquence spécifiques. L'orientation et le positionnement des marteaux permettent d'obtenir une vibration multi-axiale. La figure 3 illustre un vibrateur pneumatique typique couplé à une chambre thermique. Il en résulte un spectre de vibration non uniforme sur l'ensemble de la table de vibration. De plus, ce spectre de vibration ne peut être ajusté en fonction du produit à vérifier car il est dépendant des fréquences de résonance de la table de vibration. Il en résulte des variations d'amplitude de la réponse en fréquence qui peuvent être supérieures à 30 dB. Comme le mentionne Felkins [12], si une coïncidence entre une fréquence de résonance de la table de vibration du produit à stimuler est constatée, il faut alors faire des modifications structurelles à la table de vibration ou à la fixation mécanique du produit. Le contenu en basses fréquences du spectre d'excitation est faible, ce qui ne permet pas une excitation optimale des premiers modes de vibration des circuits électroniques. Le contenu de haute fréquence (entre 2 000 et 20 000 Hz) est élevé et surtout ne fait l'objet d'aucun contrôle ce qui est une cause de précipitation de défauts selon des modes de bris qui ne sont pas reliés aux mortalités infantiles. De plus, en raison du principe d'opération qui génère la vibration par des impacts sur la table où est fixé le produit, le niveau sonore émis est difficile à contrôler. En effet, l'énergie d'impact se transmet à toute structure adjacente et produit alors un rayonnement acoustique nuisible. L'utilisation de cet équipement est en croissance, particulièrement à cause de son coût plus faible que les équipements électrodynamiques. Par contre, l'utilisation de ce type d'équipement est de plus en plus contestée dans le milieu de l'ESS [13, 14] car la génération de vibrations non contrôlées est potentiellement nuisible ou fatale à certaines composantes ou produits.

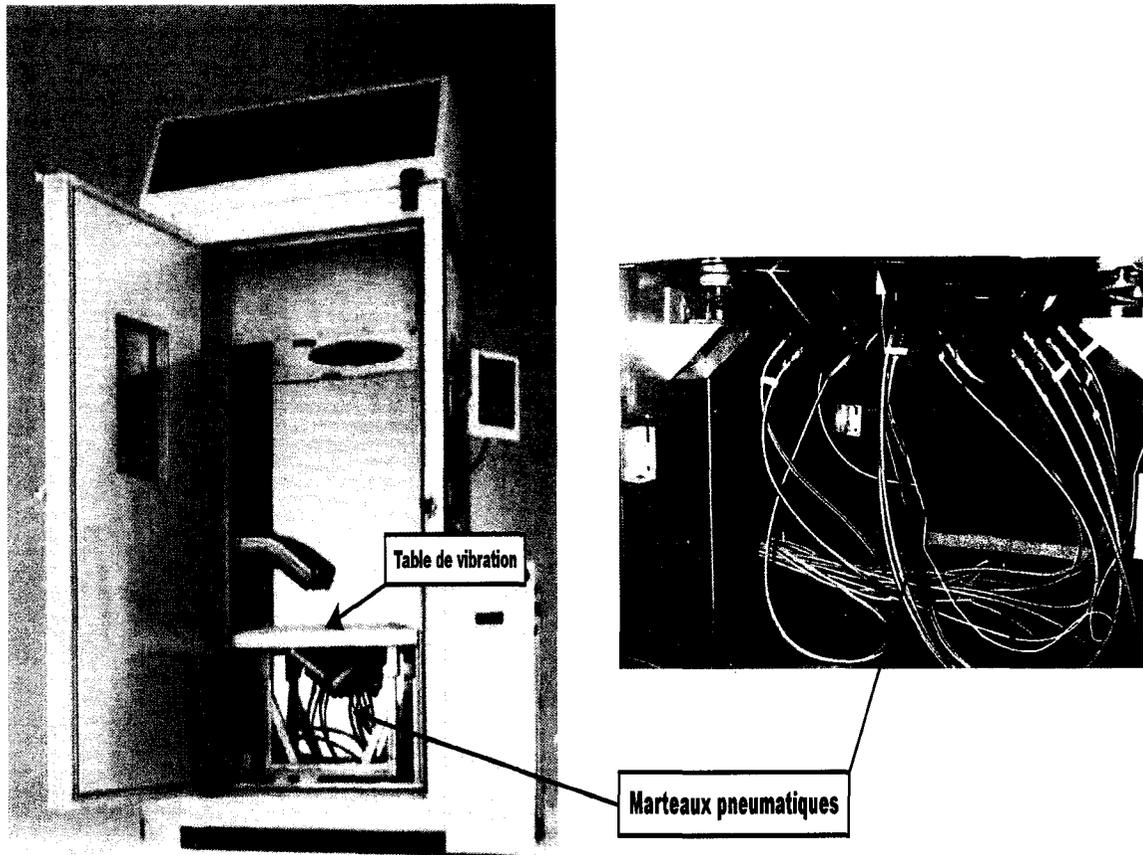


Figure 3 Vibrateur pneumatique et chambre thermique

Vibrateur acoustique : ce type de vibrateur n'est pas disponible commercialement sur le marché. Un brevet américain [15] a été répertorié portant sur l'utilisation en opposition de phase de deux haut-parleurs identiques mais celui-ci n'est plus actif et n'a pas été exploité commercialement. Nos recherches techniques d'information montrent que le domaine possède un potentiel d'exploitation intéressant. Ce concept de vibrateur acoustique consiste à exciter en vibration les circuits et systèmes électroniques à l'aide d'ondes acoustiques. La possibilité d'exciter directement les structures, sans l'utilisation d'un lien mécanique entre la structure et le vibrateur, présente l'avantage de ne pas avoir à utiliser d'adaptateurs mécaniques spécifiques à chaque produit. Les coûts associés à la

fabrication et à l'utilisation d'un vibreur de ce type seraient inférieurs à ceux des vibreurs électrodynamiques ou pneumatiques. Le contrôle du niveau de vibration à chaque fréquence d'intérêt est souhaitable. Le contrôle du niveau de vibration à l'intérieur de la plage normale de fréquence de 20 à 2000 Hz est essentiel. Par contre, ce type d'équipement permettra aussi une génération contrôlée de l'excitation vibratoire à des fréquences supérieures, ce qui constitue un avantage par rapport aux équipements conventionnels. Le niveau sonore émis par l'équipement à l'intérieur de l'environnement de l'usine doit aussi être limité en utilisant les méthodes conventionnelles d'encoffrement. Le potentiel de génération de vibration par excitation acoustique est élevé pour les structures flexibles telles des circuits électroniques.

Synthèse relative aux types de vibreurs : le tableau I présente une synthèse des informations discutées précédemment ainsi que les résultats d'une étude des caractéristiques et des coûts des principaux équipements conventionnels. Ces informations sont basées sur l'utilisation du procédé ESS sur des équipements dont la taille se rapproche d'un ordinateur de bureau. Les coûts d'installation et d'opération ne sont pas inclus dans l'estimation présentée au tableau I.

Les caractéristiques qui rendent un équipement comme le vibreur acoustique intéressant pour les structures flexibles sont d'abord reliées à la possibilité d'obtenir des performances de vibration comparables aux vibreurs électrodynamiques mais pour un coût moindre. Ensuite, la génération de vibrations sans contact à l'aide des ondes acoustiques évite l'utilisation d'adaptateur mécanique. Finalement, avec la miniaturisation des composantes, la possibilité d'étendre le contrôle de vibration sur la gamme de fréquences de vibration allant jusqu'à 20 kHz est une ouverture intéressante pour la précipitation de défauts sur des circuits et de l'excitation vibratoire adaptée aux fréquences de résonances des composantes. De plus, cette méthode d'excitation n'est pas limitée par le manque d'accès à la structure grâce à la possibilité d'excitation sans contact.

Tableau I

Comparaison des équipements de vibration

Technologie	Adaptation à l'ESS	Coût du vibreur	Avantages	Désavantages	Gamme de fréquences du contrôle vibratoire
Électro-dynamique	Grande	Uni axiale : environ 130 K\$ US ou plus	Contrôle facile du niveau et du spectre de vibrations	Coût élevé Nécessité d'un adaptateur mécanique de vibrations	Contrôle adéquat du niveau vibratoire sur la gamme de 2 à 2 000 Hz
Pneumatique	Moyenne	Environ 80 K\$ US ou plus	Vibrations multi-axiales à 6 ddl à coût réduit par rapport aux vibreurs électro-dynamiques	Contrôle difficile du niveau et du spectre de vibrations Gamme dynamique de l'excitation trop élevée Génération d'énergie à haute fréquence 2 000 à 20 000 Hz générée de façon non contrôlée	Faible niveau jusqu'à environ 2 000 Hz Niveau maximum dans la gamme de 2 000 à 6 000 Hz Niveau non contrôlé jusqu'à 20 kHz
Acoustique	Grande	Semblable ou inférieur aux vibreurs pneumatiques	Vibrations sans contact Possibilité de contrôle du spectre et du niveau de l'excitation	Produit en développement Contrôle du niveau sonore dans le milieu de travail	Contrôle adéquat du niveau vibratoire sur la gamme de 20 à 6 000 Hz Possibilité de vibration contrôlée jusqu'à 20 000 Hz

PROBLÉMATIQUE DE LA RECHERCHE

Problématique de la recherche : nous pouvons subdiviser la problématique de cette recherche en éléments économiques, technologiques et scientifiques.

- i. Problématique économique : le coût d'acquisition et de maintien des équipements conventionnels pour réaliser des essais de vie accéléré sur les produits et implanter le procédé ESS sur l'ensemble de la production est trop élevé. Le développement d'un équipement d'essais, utilisant la vibration acoustique devrait réduire le coût d'acquisition, d'opération et de maintenance par rapport aux équipement conventionnels.
- ii. Problématique technologique : l'implantation du procédé ESS à l'aide du vibreur acoustique devra se réaliser sans qu'il y ait de compromis relatifs aux performances de l'équipement d'essai.
- iii. Problématique scientifique : le défi de la conception d'un équipement de vibration acoustique passe par la compréhension des points suivants :
 - la génération des vibrations de façon acoustique;
 - la relation entre le niveau de vibration et la précipitation des défauts latents;
 - la caractérisation mécanique des circuits et l'adaptation du spectre de vibration lors de l'implantation du procédé;
 - les types de défaillances infantiles des circuits électroniques.

OBJECTIFS DE LA RECHERCHE

Objectif général : dans le cadre de ce projet, nous désirons développer un équipement qui permettrait d'implanter l'ESS vibratoire à moindre coût. Le principe de génération de

vibrations utilisé est l'excitation à l'aide de sources acoustiques. Cet équipement doit avoir les caractéristiques des équipements conventionnels de type haut de gamme. L'équipement devra être adapté principalement au niveau d'intégration correspondant aux circuits électroniques ou des ensembles de circuits plutôt qu'à vérifier des systèmes complets, par exemple des boîtiers avec leurs circuits.

Objectifs spécifiques : les objectifs spécifiques ont été définis en fractionnant la chaîne acoustique-vibrations-contraintes-fatigue et ce en trois parties.

1. **Relations acoustique-vibrations** : évaluer des modes d'excitation acoustique et prédire des niveaux de vibrations des circuits; évaluer l'effet de différents types d'excitation acoustique d'une structure, être en mesure d'ajuster l'excitation acoustique en fonction du niveau de vibration requis et de la nature de la structure ou du circuit.

2. **Relations vibrations-contraintes** :

2.1 : évaluer le niveau de vibration requis pour produire une contrainte qui permettra la précipitation de défauts latents et n'affectera pas les composantes saines. Évaluer les modifications à la stimulation vibratoire nécessaire en fonction des propriétés mécaniques des circuits. Évaluer cette variation des propriétés mécaniques et de la stimulation vibratoire en fonction de la température pour permettre l'ajustement de la stimulation lors de l'utilisation d'environnements combinés.

2.2 : développer des techniques d'analyse modale acoustique pour la détermination des fréquences de résonance et de l'amortissement du circuit à l'aide d'excitation acoustique. Ces données seront utilisées pour permettre la personnalisation du spectre de vibration nécessaire lors du procédé.

3. Relations contraintes-fatigue : relier le niveau de contrainte induit par la stimulation environnementale à la précipitation de défauts latents.

PLAN DE LA THÈSE

Le chapitre 1 est l'objet d'une revue de littérature liée aux différents aspects de notre sujet de recherche. Ce chapitre comportera quatre sections qui traiteront respectivement de l'ESS, du couplage vibro-acoustique, de la revue des méthodes d'analyse modale et de la précipitation de défauts latents des assemblages électroniques.

Le chapitre 2 portera sur l'étude de l'excitation acoustique des circuits. Ces résultats nous permettront d'établir la base de la technologie d'excitation acoustique dans le cadre de l'ESS. Nous présenterons les résultats expérimentaux et les analyses théoriques ayant rapport à trois aspects : l'excitation en milieu réverbérant, l'excitation en champ direct et l'ajustement fréquentiel du spectre vibratoire.

Au chapitre 3, nous discuterons de l'analyse modale des circuits électroniques par excitation acoustique. Premièrement, nous comparerons les différentes techniques conventionnelles pour l'analyse modale des circuits à excitation mécanique (pots vibrants, marteaux d'impact). Deuxièmement nous présenterons les bases théoriques d'une nouvelle technique d'analyse modale des structures fondées sur l'excitation acoustique à plusieurs entrées cohérentes. Troisièmement, nous discuterons de la validité à l'aide de simulations analytiques. Finalement, nous présenterons des résultats expérimentaux en utilisant le modèle à plusieurs entrées cohérentes ainsi que le modèle à une seule entrée.

Le chapitre 4 présente les résultats d'une étude sur la résistance mécanique des assemblages électroniques et une analyse de la précipitation de défauts latents. Nous

discuterons des types de défauts et des stimulations vibratoires nécessaires à leurs précipitations.

Le chapitre 5 étudie la personnalisation des spectres vibratoires grâce à la combinaison d'excitations thermiques et acoustiques. Cette technique est à la base de notre vision de l'ESS et de la définition des stimulations menant à la précipitation des défauts. Les résultats expérimentaux que nous présenterons mèneront à la définition d'un spectre vibratoire individualisé pour chaque type de circuit mais aussi à une adaptation de cette excitation en fonction de la température.

La description de l'appareil d'excitation acoustique ESS et certains résultats d'implantation du procédé seront décrits au chapitre 6.

Finalement, nous présenterons la conclusion qui fera le point sur l'avancement technologique et scientifique en rapport avec cette thèse et les recommandations relatives aux travaux futurs.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Cette revue de la littérature comportera quatre sections :

Premièrement, nous nous intéresserons à l'ESS . Nous présentons d'abord un historique et une description du procédé et des concepts relatifs à son application. Ensuite vient l'évolution de la pratique et de la théorie dans ce domaine. Cet exercice mènera aussi à l'étude des possibilités de l'excitation acoustique dans ce domaine.

Une deuxième section exposera une revue des concepts vibro-acoustique appliqués au cas particulier des circuits électroniques.

Dans une troisième section, un inventaire des techniques d'analyse modale conventionnelles sera réalisé dans le but de situer l'analyse modale par excitation acoustique par rapport aux activités dans ce domaine.

Dans une quatrième section nous traiterons de l'état des connaissances dans le domaine de la précipitation de défauts et de mortalité infantile par fatigue mécanique créée par stimulation thermique ou vibratoire.

1.1 « Environmental Stress Screening » (ESS)

La section qui suit présentera l'historique du procédé ESS, ses bases théoriques ainsi que ses modes opératoires. Ceci nous permettra de faire ressortir l'originalité de nos travaux dans le domaine du choix ou personnalisation des profils vibratoires par excitation acoustique par rapport à l'état de l'art actuel.

1.1.1 Historique

1.1.1.1 Les débuts de l'ESS

Ce concept tel qu'il s'applique à l'aviation, l'électronique ou aux composantes électromécaniques n'est pas nouveau. Déjà au début des années 1950, un groupe d'étude américain le « *Advisory Group for the Reliability of Electronic Equipment* » (AGREE) discutait des possibilités d'amélioration de la fiabilité des produits électroniques par l'application de stimulations environnementales ainsi que par la surveillance fonctionnelle des performances des produits. En 1952, ce groupe a publié ses méthodes d'essais de fiabilité et plusieurs compagnies ont utilisé les cycles d'essais proposés afin de vérifier leurs produits [16, 17]. Ce rapport est considéré comme la première reconnaissance de l'ingénierie de fiabilité. Il sera ultérieurement publié sous la forme de la norme militaire MIL-STD-781 [3]. Ces stimulations étaient principalement composées de conditionnement à température constante et de vibrations sinusoïdales d'amplitude de $\pm 2g$ crête (4g crête à crête) à des fréquences fixes entre 20 et 60 Hz ne correspondant pas à une résonance du produit.

1.1.1.2 Le NAVMAT-9492

Dans les années qui suivirent, à l'aide de l'amélioration des possibilités techniques des équipements d'essais mais aussi grâce à la connaissance de l'effet des différents types de stimulations, l'approche ESS s'est élargie. Cette remise en question mène à l'utilisation de stimulations environnementales plus efficaces, telles les variations rapides de températures et les vibrations aléatoires qui permettent l'excitation simultanée de plusieurs modes de vibration du produit. Vers la fin des années 70, les travaux de la marine américaine, dirigés par Willis J. Willoughby, ont mené à la publication du rapport NAVMAT P-9492

s'intitulant «*Navy Manufacturing Screening Program, NAVMAT-9492*» [9]. Ce rapport propose l'utilisation séquentielle de vibrations aléatoires de $6 g_{\text{eff}}$ entre 20 et 2000 Hz et de 1 à 10 cycles de température variant entre -54°C et $+55^{\circ}\text{C}$ et un taux de changement interne du produit de $0,5^{\circ}\text{C}/\text{min.}$ à $22^{\circ}\text{C}/\text{min.}$ Ce rapport a été considéré longtemps par l'industrie électronique militaire et civile comme une spécification. Ce document a régi l'utilisation systématique de l'ESS à l'intérieur des programmes d'approvisionnement militaire et plus particulièrement les activités de la marine. Malgré ce fait, comme le mentionne Tustin [18], Willoughby lui-même a fait des appels aux laboratoires pour trouver d'autres spectres d'excitation plus adaptés à chaque produit. Depuis cette période, l'armée américaine utilise l'ESS pour assurer un degré de fiabilité très élevé des systèmes électroniques complexes et critiques.

1.1.1.3 ESS militaire

Par la suite, plusieurs documents provenant principalement d'organismes reliés à l'industrie militaire ont été publiés tel le guide de l'Institute of Environmental Sciences (IES) «*Environmental Stress Screening guidelines for Assemblies*» en 1984 [19] et révisé 1988 [20], ou en 1986 le DOD-HDBK-344(USAF) «*Military Handbook : Environmental Stress Screening of Electronic Equipment*» [21]. Ces documents sont considérés comme les premiers guides d'implantation de l'ESS et quelques-uns prônent une certaine individualisation des stimulations environnementales. À la même époque, les industries militaire et spatiale françaises se sont dotées de règles et de politiques concernant l'ESS appelées «*déverminage*» [22, 23]. Ces règles et politiques sur le déverminage et la qualification de produits utilisaient principalement des essais thermiques et de vibrations décrites à l'intérieur de normes militaires existantes ou des stimulations environnementales prédéterminées. Vers la fin des années 1980, Henry Caruso, spécialiste en ESS pour l'IEEST, publie une série de deux articles [24, 25] discutant des différentes normes et guides d'implantation de l'ESS. Il identifie alors neuf

documents pouvant servir de guide d'implantation du procédé ESS. Les documents sont classés selon les stimulations environnementales proposées mais aussi selon leur potentiel de personnalisation. De plus, il met en garde le lecteur quant à l'application de normes ou de procédures d'ESS prédéterminées. En 1996, d'autres méthodes ont aussi été mises à jour ou adaptées tel le MIL-STD-2164 [26]. Le tableau 1-I offre une synthèse des stimulations environnementales proposées dans les différents documents répertoriés servant de guides d'implantation ou de procédure d'ESS. La plupart de ces documents ont été publiés par l'industrie militaire ou certains départements de la défense américaine. Les stimulations utilisées sont principalement de type vibrations aléatoires prédéterminées générées à l'aide de vibrateurs électrodynamiques ainsi que de cycles thermiques avec des variations de température ne dépassant pas 25 °C/min.

Tableau 1-I

Comparaison des méthodes d'ESS militaire

Document	Stimulations proposées	Possibilités de personnalisation de la stimulation et commentaires généraux
NAVMAT P-9492, (mai 1979)	6 g _{eff} , 20-2 000Hz (80-350 Hz à 0,04 g ² /Hz, 1-3 axes, 5-10 minutes/axe. -54 °C à +55 °C à un taux de 5 à 22°C/minute de réponse thermique du produit. 1 à 10 cycles sont proposés en fonction du nombre de composantes.	Faible possibilité de personnalisation de la stimulation.

Tableau 1-I (suite)

Comparaison des méthodes d'ESS militaire

Document	Stimulations proposées	Possibilités de personnalisation de la stimulation et commentaires généraux
MIL-STD- 2164 (EC), Environmental Stress Screening Process for Electronic Equipment, (5 avril 1985)	<p>6 g_{eff}, 20-2 000Hz (80-350 Hz à 0,04 g^2/Hz, 1 axe, 5-10 minutes avant et après conditionnement thermique.</p> <p>Gamme de températures selon la norme MIL-E-5400, 5°C/minute, 40 à 80 heures de cycles de température durant 3 1/3 heures chacun.</p>	Aucune possibilité de personnalisation de la stimulation.
<p>DoD 4245.7-M Transition to development to production (Septembre 1985)</p> <p>NAVSO P-6071 (Mars 1986)</p>	<p>6 g_{eff} entre 100 et 1 000 Hz (aucun spectre défini), 3 axes, 10 minutes au total.</p> <p>-40°C à +60°C à 10°C/minute pour 15 cycles.</p>	<p>Possibilité de personnalisation moyenne.</p> <p>Propose que l'ESS est un procédé dynamique qui doit être adapté.</p> <p>Aucune référence technique sur les conditions de départ du procédé, particulièrement par rapport à la mesure des conditions du procédé pour à l'excitation sur le produit.</p>

Tableau 1-I (suite)

Comparaison des méthodes d'ESS militaire

Document	Stimulations proposées	Possibilités de personnalisation de la stimulation et commentaires généraux
DoD-HDBK-344 (USAF) Environmental Stress Screening of electronic equipment (20 octobre 1986)	Pas de stimulation spécifique, utilise des plateaux de températures, cycles thermiques, vibrations aléatoires, balayage de vibrations sinusoïdales.	<p>Bonne possibilité de personnalisation de la stimulation basée sur la définition d'un concept force de stimulation « screening strength » et de données de fiabilité qui ne sont pas documentées.</p> <p>Propose une philosophie de management de l'ESS.</p> <p>Aucune référence solide et vérifiable. Doit être utilisé avec précaution.</p>
AMC-R 702-25, AMC Environmental Stress Screening Program (29 mai 1987)	<p>Au départ : $6 g_{eff}$, 20 à 2000Hz (80-350 Hz à 0,04 g^2/Hz, 1-3 axes, 10 minutes/axe.</p> <p>Au départ : 20 cycles minimum de $-50^{\circ}C$ à $+75^{\circ}C$ avec taux de variation de $15^{\circ}C/minute$.</p>	<p>Bonne possibilité de personnalisation de la stimulation basée sur le contrat d'achat des produits.</p> <p>Contradiction dans la méthode de définition de la stimulation entre le minimum de stimulation jugé nécessaire et la capacité du design.</p>

Tableau 1-I (suite)

Comparaison des méthodes d'ESS militaire

Document	Stimulations proposées	Possibilités de personnalisation de la stimulation et commentaires généraux
<p>MIL-STD-781D, Reliability Testing for Engineering Development, Qualification and Production (17 octobre 1986); MIL-HDBK—781D, Reliability Test Methods Plans and Environments for Engineering Development, Qualification, and production, (14 juillet 1987)</p>	<p>6 g_{eff}, 20-2 000Hz (80-350 Hz à 0,04 g^2/Hz, 1-3 axes, 5-10 minutes/axe. -54 °C à +55°C à 5°C/minute de réponse thermique du produit. 1 à 10 cycles sont proposés en fonction du nombre de composantes.</p>	<p>Faible possibilité de personnalisation. Aucun souci d'amélioration du procédé de production.</p>
<p>IES, Environmental Stress Screening Guidelines for Assemblies (Septembre 1984 et supplément de 1988)</p>	<p>3 à 10 g_{eff} entre 100 - 1 000 Hz (valeur nominale 6 g_{eff}), 1 à 3 axes, 10 minutes par axe. Pour les circuits : -50°C à +75°C avec un taux de changement de 10°C/minute pour 20 cycles.</p>	<p>Bonne possibilité de personnalisation. Ce document est basé sur la plus grosse base de données de l'industrie alors disponible. [25]</p>
<p>TE000-AB-GTP-020, Environment Stress Screening Requirement Application Manual for Navy Electronic Equipment (Juillet 1988)</p>	<p>Au départ : 6 g_{eff}, 20 à 2 000Hz (80-350 Hz à 0,04 g^2/Hz, 1-3 axes, 5-10 minutes/axe et modification du spectre par filtrage aux anti-résonances. 20 -30 cycles avec 5°C/minute de réponse thermique du produit et un minimum de variation de température de 70°C.</p>	<p>Bonne possibilité de personnalisation de la stimulation basée sur le contrat d'achat des produits. Propose le filtrage aux anti-résonances ou « notching » des vibrations aux résonances des circuits pour éviter l'accumulation de stress.</p>

Tableau 1-I (suite)

Comparaison des méthodes d'ESS militaire

Document	Stimulations proposées	Possibilités de personnalisation de la stimulation et commentaires généraux
MIL-HDBK- 2164A, Environmental Stress Screening Process for Electronic Equipment, (19 juin 1996)	<p>6 g_{eff}, 20-2 000Hz (80-350 Hz à 0,04 g^2/Hz), 1 axe, 5-10 minutes avant et après le conditionnement thermique.</p> <p>Gamme de température et cycles thermiques d'une durée de 40 à 80 heures définis par les spécifications de l'équipement, 5°C/minute.</p>	<p>Faible possibilité de personnalisation de la stimulation.</p> <p>Propose le filtrage aux anti-résonances ou « notching » des vibrations aux résonances des circuits (avec facteur d'amplification $Q > 10$) pour éviter l'accumulation de stress.</p> <p>Recommande que le produit soit en opération tout au long de la stimulation et que la vérification fonctionnelle permette la détection de défauts permanents ou intermittents.</p>
USAF R&M 2000 Process (juillet 1998)	<p>6 g_{eff} entre 50 et 1 000 Hz (aucun spectre défini), 2 axes minimum, 10 minutes par axe.</p> <p>Au niveau des circuits, -54 °C à +71°C à 5°C/minutes. 10 cycles avec au moins 5 cycles après la vibration.</p>	<p>Possibilité de personnalisation moyenne.</p> <p>Possibilité de personnalisation selon la réponse vibratoire ou le taux de changement de température.</p> <p>Pas de critère de passage ou de défaillance.</p> <p>Ne considère pas l'ESS comme un test mais comme un procédé.</p>

1.1.1.4 Élargissement de la base d'utilisateurs de l'ESS

Un changement majeur survient au cours la décennie 1990, l'industrie militaire et aérospatiale ne sont plus les seuls chefs de file de l'ensemble des techniques d'augmentation de la fiabilité. Il y a élargissement de la base d'utilisateurs de l'ESS. Ceci est rendu possible grâce à l'amélioration des connaissances, ainsi que par le développement et l'utilisation de nouveaux équipements tels les chambres climatiques refroidies à l'azote liquide ou au dioxyde de carbone qui permettent des taux de variation de température supérieurs à 50°C/minute et les équipements de vibration pneumatique qui sont moins dispendieux que les équipements électrodynamiques disponibles jusqu'alors. L'industrie de l'électronique ainsi que les sociétés techniques qui œuvrent dans le domaine de la fiabilité et des processus de fabrication tel l'IEEE en particulier, la section CPMT (Components, Packaging and Manufacturing Technology) dont l'intérêt porte sur la fiabilité et les essais de vie accélérée ou bien l'IES ont aussi été parties intégrantes de ce développement. A cette époque, l'IES est devenu l'IEST (Institute of Environmental Sciences and Technology) et a proposé deux révisions de son guide d'implantation de l'ESS appliqué aux produits commerciaux en 1990 [27] et 1999 [4]. Ces documents proposent des méthodologies d'implantation qui tiennent compte des caractéristiques opératoires de l'équipement pour les stimulations thermiques et vibratoires.

De plus, il y a eu une prolifération de méthodes ou de techniques particulières développées ou adaptées par des représentants de l'industrie électronique commerciale. C'est alors que le champ de l'ESS s'est élargi à l'ensemble des essais de vie accéléré ou « Accelerated Stress Testing » (AST) et à la problématique d'augmentation de la robustesse du design par les techniques de HALT et de HASS. Chan [6] présente un ensemble de techniques ayant leurs propres caractéristiques et aussi leurs sigles :

- « Environmental Stress Testing » (EST) : autre nomenclature pour des essais de vie accélérée ou « Accelerated Stress Testing » (AST)

- « Stress for life » (STRIFE) : méthode développée et utilisée par Hewlett Packard. Cette méthode a pour but l'élimination des défauts reliés au design et consiste en l'application séquentielle de stimulations. Aucune règle de définition de ces stimulations n'a été publiée.
- « Highly Accelerated Life Testing » (HALT) : acronyme proposé par Dr. Gregg Hobbs vers le milieu des années 80 pour décrire un procédé où des stimulations environnementales sont appliquées par augmentation graduelle du niveau de stimulation à de nouveaux designs de produits [5].
- « Highly Accelerated Stress Screening » (HASS) : procédé semblable à l'ESS, appliqué séquentiellement au HALT. Cette méthode est associée à l'utilisation d'équipements de vibrations pneumatiques combinées à des chambres climatiques [5].
- « Highly Accelerated Sampling Audit » (HASA) : méthode statistique utilisée conjointement avec l'ESS permettant à l'utilisateur de vérifier la qualité des produits grâce à l'utilisation d'un plan d'échantillonnage [28].
- « Liquid ESS » (LESS) : technique de stimulation thermique où les circuits électroniques sont plongés alternativement dans des bains de liquide inerte froid et chaud.
- « Electrodynamic Accelerated Life Test/Accelerated Stress Screen » (ED-ACLT/ACSS) : technologie similaire au HALT/HASS ou à l'ESS utilisant des équipements de vibrations électrodynamiques uni-axiales combinées à des chambres climatiques.

En avril 1997, un consortium industriel des secteurs aéronautique/défense, commercial et aérospatial a évalué les techniques suivantes : ESS militaire, HALT/HASS, ED-

ACLT/ACSS et de LESS. Leur rapport intitulé « Environmental Stress Screening 2000 » [11] a tiré les conclusions suivantes :

« Il est nécessaire de connaître les modes de bris d'un produit ou d'une technologie pour identifier la méthode d'ajustement d'une stimulation. Aucune technique d'ESS ne peut précipiter efficacement l'ensemble des défauts latents existants. Les techniques de HALT/HASS et ED-ACLT/ACSS sont préférables à l'ESS militaire car elles permettent la pleine utilisation des capacités des équipements de stimulation.»

Les conclusions de cette étude montrent l'importance de l'identification des modes de défaillance pour l'implantation efficace de l'ESS ainsi que pour la personnalisation des stimulations environnementales. Les équipements ayant une capacité de contrôle du spectre de vibration et des variations rapides de température sont alors plus efficaces et adaptés à la précipitation de défauts à l'intérieur de produits électroniques.

1.1.1.5 Colloques, séminaires et publications reliés à l'ESS

L'amélioration de la diffusion de l'information, notamment à l'intérieur de colloques internationaux annuels dédiés à l'ESS et aux méthodes d'essais environnementaux accélérés, permet une pénétration croissante et une amélioration de l'information sur le procédé. Le nombre de publications sur l'ESS et les techniques de vieillissement accéléré ont connu une augmentation fulgurante. Une étude du National Technical Information Service (NTIS) [29] publiée en 1997 présente une série de 112 publications dans le domaine de l'ESS. Chan [6] présente aussi en bibliographie une liste exhaustive d'articles scientifiques, de comptes-rendus de conférences, de livres et de coordonnées d'associations en lien avec l'ESS. Certaines de ces publications sont citées en référence ou discutées à l'intérieur de cette thèse.

1.1.2 Fiabilité des produits électroniques

Le procédé ESS permet de repérer plusieurs types de défauts qui surviennent surtout au début du cycle de vie d'un produit. Dans le but d'illustrer le domaine d'application du procédé, une revue de certaines notions de fiabilité devront être introduites. Celles-ci seront adaptées au cas particulier des produits électroniques.

1.1.2.1 Fiabilité

La première notion qui doit être décrite est la fiabilité d'un circuit électronique. Celle-ci est une fonction du temps et est notée par $R(t)$. La fiabilité d'un circuit est définie comme suit :

$$R(t) = \frac{n(t)}{n(0)} \quad (1-1)$$

où :

$n(t)$ est le nombre de circuits opérationnel au temps t ;

$n(0)$ est le nombre de circuits mis en service.

Comme le démontre l'équation précédente, la fiabilité d'un produit est une fonction qui ne peut être supérieure à 1 à la mise en service et diminue avec l'évolution du nombre de pannes. Par contre, la fonction de défaillances cumulées $F(t)$ augmente avec le temps de mise en service. La loi de fiabilité $R(t)$ peut alors également s'exprimer ainsi :

$$R(t) = 1 - F(t) \quad (1-2)$$

où $F(t)$ est la fonction de défaillances cumulées qui l'intégrale de la fonction de défaillance instantanée $f(t)$.

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt \quad (1-3)$$

Le taux de défaillance $\lambda(t)$ directement relié au taux de panne instantané du produit ou à la variation de la fiabilité sur un intervalle de temps déterminé. Le taux de défaillance $\lambda(t)$ pour un intervalle de temps Δt est défini de la façon suivante :

$$\lambda(t) = \frac{f(t + \Delta t)}{R(t)} = \frac{n(t) - n(t + \Delta t)}{\Delta t * n(t)} \quad (1-4)$$

On remarque alors que le taux de défaillance $\lambda(t)$ est relié à l'évolution du nombre de défauts en fonction du temps. L'étude de la variation du taux de défaillance d'un produit en fonction du temps améliore la compréhension de la fiabilité du produit et permet d'identifier et d'analyser les causes de bris.

1.1.2.2 Cycle de vie d'un produit : la courbe baignoire

La représentation du cycle de vie d'un produit est réalisée à l'aide d'une courbe du taux de défaillance global $\lambda(t)$ en fonction du temps t . Dans le cas des produits électroniques, cette courbe est caractérisée par trois périodes bien distinctes appelées : la période de mortalité infantile, la vie utile et la période de vieillissement du produit. À chaque région est associé un type spécifique de défaillance particulière [30, 31]. La figure 1-1 présente la courbe typique de vie d'un produit appelée courbe en forme de baignoire ou cycle de vie d'un produit.

Durant la période de mortalité infantile, les défaillances sont causées par :

- des déficiences dans le procédé d'assemblage impliquant soit les opérateurs ou les équipements;
- des problèmes reliés à des composantes manquantes, endommagées ou défectueuses;
- un processus de contrôle de qualité déficient.

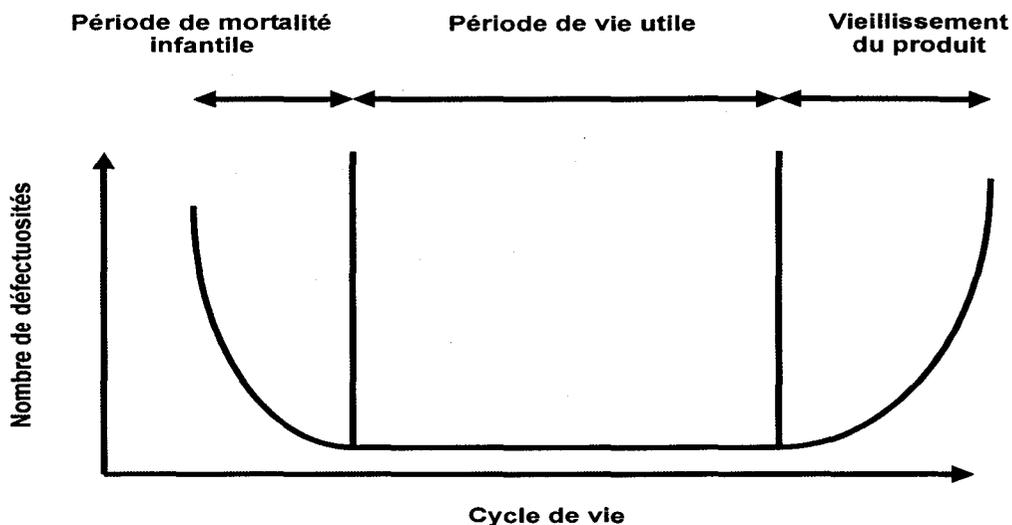


Figure 1-1 Courbe baignoire typique

La présence importante de ces défauts résulte en une faible qualité de fabrication. Ce type de défauts est communément appelé défauts de mortalité infantile ou défauts latents. La résistance mécanique des défauts est plus faible que celle des assemblages sains. Les défauts latents sont donc susceptibles d'apparaître rapidement lors du processus de fabrication, d'intégration ou lors de la mise en service. Durant cette période, le taux de défaillance est très élevé et diminue rapidement. L'ESS aura pour effet de réduire ou d'éliminer les défaillances infantiles associées à des défauts de fabrication.

La deuxième période (période de vie utile) est représentée par la section centrale de la courbe et est caractérisée par un taux de défaillance approximativement constant. Plusieurs modèles traditionnels de fiabilité sont basés sur l'hypothèse qu'il est possible de considérer les circuits provenant d'un grand lot comme identiques et ayant des défauts qui surviennent de façon aléatoire. Des caractérisations expérimentales lors de la période de vie utile, montrent qu'il y a un taux de défaillance pratiquement constant

correspondant ainsi au modèle de fiabilité. Ceci permet donc d'affirmer que la loi de fiabilité exponentielle s'applique, ayant comme conséquence un taux de défaillance constant pour la période de vie utile [31]. Ainsi le temps moyen entre les pannes peut être estimé par l'inverse du taux de panne. La valeur de ce taux de défaillance est associée à la qualité de conception du produit. L'augmentation de la robustesse du produit à l'aide du procédé HALT aura pour effet la diminution du taux de défaillance durant la vie utile du produit.

Après la vie utile durant la troisième période (vieillesse du produit), il y a une augmentation du taux de défaillance qui est due à une accumulation de fatigue. Dans le cas des produits électroniques, l'avancement technologique oblige souvent le remplacement du produit avant que la vie utile ne soit terminée et que la période de fatigue ou de vieillesse ne soit débutée. L'augmentation de la robustesse des produits retarde l'apparition de la période de vieillesse. Ce report de la période de vieillesse ne constitue pas en soi un avantage dans le contexte des produits électroniques. Le principal avantage d'une augmentation de la robustesse réside dans l'amélioration de la fiabilité lors de la vie utile ainsi que dans l'agrandissement de la plage disponible pour les stimulations environnementales ESS tel qu'illustré à la figure 1-2.

La robustesse du produit est caractérisée principalement par la Limite d'Opération (LO) du produit et par sa Limite de Destruction (LD). Ces deux paramètres sont définis de la façon suivante :

- Limite d'Opération (LO) : niveau de stimulation après lequel le produit n'est plus en mesure de remplir sa fonction (n'est plus fonctionnel) mais n'est pas endommagé de façon permanente. Lorsque l'on diminue la stimulation (par exemple le niveau de vibration) le produit retrouve sa fonctionnalité complète.

- Limite de Destruction (LD) : niveau de stimulation après lequel le produit a subi une défaillance permanente. Lorsque l'on diminue la stimulation, le produit ne retrouve pas sa fonctionnalité complète.

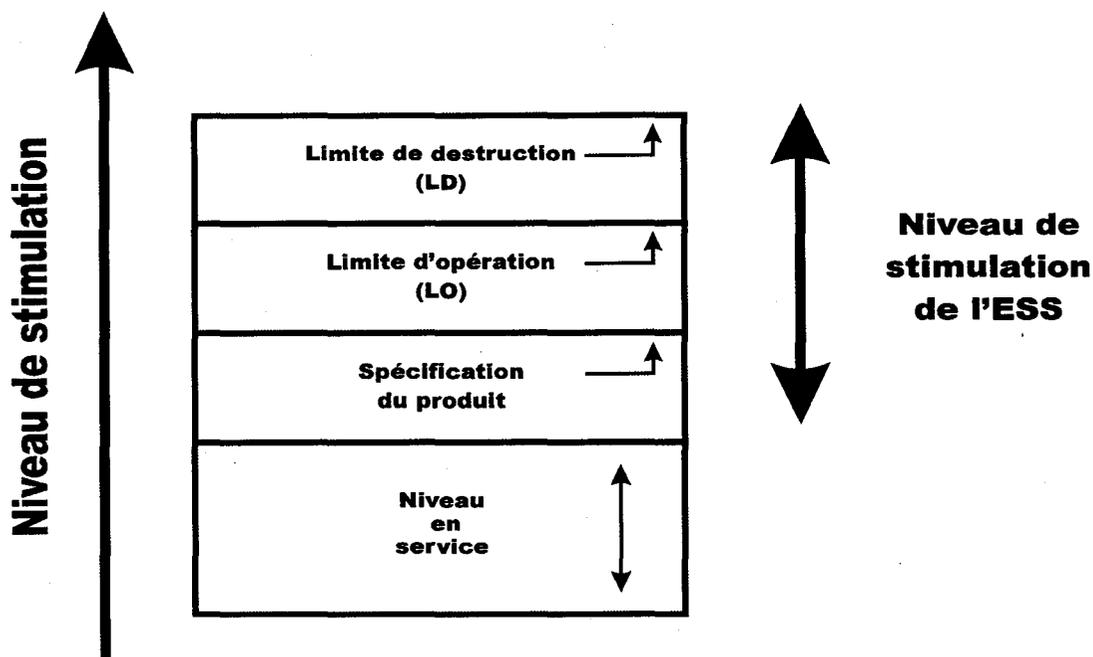


Figure 1-2 Gamme des stimulations environnementales

D'autres niveaux de stimulation du produit peuvent être définis, il s'agit du niveau en service et de la spécification du produit :

- Niveau en service : niveau de stimulation que rencontre le produit lors de sa mise en service. Par exemple, le niveau de vibration lors de l'utilisation ou du transport.
- Spécification du produit : niveau de stimulation déclaré par le manufacturier comme étant sécuritaire dans le cadre du fonctionnement normal du produit. Ce niveau correspond à une fiabilité (R) d'au moins 90 % pour la période de garantie [31].

Les LO et LD doivent être plus élevés que la spécification du produit et que le niveau de stimulation en service. Pour sa part, le niveau de stimulation lors de l'ESS se situe entre le niveau en service et LD. Un agrandissement de la plage de stimulation environnementale pour l'application de l'ESS, grâce à la robustesse accrue du produit, permet la précipitation plus rapide des défaillances infantiles et l'atteinte de la fiabilité inhérente du produit.

Il est possible d'établir un modèle décrivant l'ensemble du cycle de vie d'un produit. Chaque région de la courbe peut être représentée par une distribution de Weibull à trois paramètres. La distribution de Weibull est en fait une famille de distribution. Ainsi, la fonction de fiabilité s'écrit sous la forme :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-v}{\theta}\right)^\beta} \quad (1-5)$$

où :

β est appelé le paramètre de forme;

et θ est appelé le paramètre d'échelle;

v le paramètre de position (si l'essai débute au temps 0 alors $v=0$).

Alors le taux de défaillance est :

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{t-v}{\theta}\right)^{\beta-1} \quad (1-6)$$

Lorsque $\beta = 1$, la distribution est exponentielle avec un taux de défaillance constant et indépendant du temps. Ceci correspond à la vie utile du circuit. La première partie de la courbe est représentée par $0 < \beta < 1$. Ceci entraîne un taux de défaillance décroissant qui correspond à la période de mortalité infantile. La région associée à la fatigue du circuit et à un taux de défaillance qui augmente avec le temps est associée à un paramètre de forme $\beta > 1$.

1.1.3 Description de l'ESS

1.1.3.1 Niveau de stimulation

La précipitation des défauts latents ou intermittents présents sur le produit, est réalisée à l'aide de stimulations environnementales. Les stimulations environnementales sont constituées principalement de vibrations, de chocs ou de cycles thermiques que l'on soumet à chaque unité en cours de fabrication. Elles sont souvent réalisées séparément ou en cascade. Elles peuvent aussi être réalisées simultanément, ce qui permet généralement l'accumulation plus rapide de dommages par fatigue. Pour qu'une stimulation permette la précipitation rapide d'un défaut latent, la stimulation appliquée est toujours plus élevée que l'environnement réel du produit lors de la mise en service mais ne dépasse jamais la limite de destruction de celui-ci. La figure 1-2 illustre la gamme de stimulations environnementales en fonction des limites caractéristiques du produit. Une stimulation bien ajustée à un produit doit permettre de précipiter rapidement une proportion adéquate des défauts qui ont été identifiés.

Les stimulations environnementales liées à l'ESS ne doivent pas être confondues avec les conditions des essais de qualification ou de fiabilité. Les essais de qualification sont conçus pour démontrer et valider les spécifications du produit. Les essais de fiabilité sont conçus dans le but de démontrer la conformité ou la non-conformité relative aux spécifications de fiabilité. Nous pouvons résumer la différence entre le procédé ESS et les différents types d'essais de qualification ou de fiabilité avec les mots stimuler et simuler. Le terme simuler s'applique aux essais de qualification ou de fiabilité tandis que stimuler définit adéquatement l'ESS. Certains auteurs définissent tout de même l'ESS comme une série d'essais ou de tests ayant pour but la précipitation des défauts latents [8]. Par contre, ils considèrent que cette série de tests s'applique à l'ensemble de la production. Elle fait partie du processus de fabrication et non pas de l'évaluation des

performances du produit. Dans le cadre de ces travaux, l'ESS sera considéré comme un procédé qui nécessite pour son implantation plusieurs équipements généralement associés aux méthodes d'essais et d'évaluation.

1.1.3.2 Efficacité du procédé ESS

L'efficacité du procédé s'explique par le fait qu'il faut un niveau de contrainte relativement peu élevé pour précipiter un défaut latent et ainsi le rendre observable. Un niveau de contrainte équivalent, qui serait appliqué à un assemblage exempt de défauts latents, ne causerait pratiquement pas de diminution de vie du système. Pour illustrer ce phénomène, il nous suffit d'étudier le comportement des matériaux en fatigue tel qu'illustré à la figure 1-3 par une courbe de la contrainte S , admissible en fonction du nombre de cycles en fatigue N ou diagramme S-N typique d'un alliage de soudure à 37 % de plomb et 63 % étain.

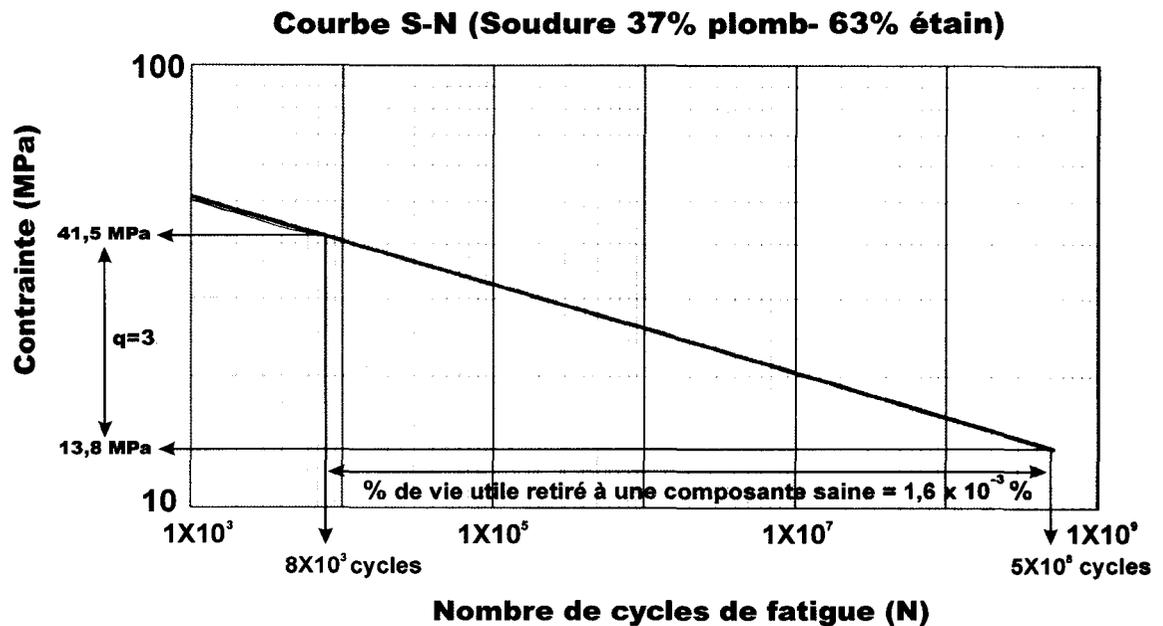


Figure 1-3 Diagramme S-N pour un joint de soudure

La cause d'une défaillance de mortalité infantile d'un circuit est une faiblesse mécanique d'un élément. Cette faiblesse est associée à un facteur de concentration qui occasionne l'augmentation de la contrainte par rapport à l'élément en parfaite condition. Comme le mentionne Steinberg [32], les assemblages électroniques comportent plusieurs régions potentielles de concentration de contraintes à cause de la présence de trous, d'arêtes vives, de changements de surface à différents niveaux de polissage, de défauts de fabrication, etc. Si un circuit électronique est soumis à une stimulation environnementale qui lui fait subir une contrainte S , alors une composante défectueuse ou une zone de concentration de contrainte supportera une contrainte plus élevée qS où q est le facteur de concentration. La vie utile de plusieurs matériaux étant fixée à 5×10^8 cycles de fatigue, nous pouvons évaluer l'effet d'un facteur de concentration de contrainte particulier à l'aide des courbes SN et de la règle de Miner [32] qui s'exprime comme suit :

$$R = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (1-7)$$

où :

i sont les différents niveaux de contraintes appliqués;

n_i est le nombre de cycles d'excitation à un niveau de contrainte particulier (i);

N_i est le nombre de cycles à la rupture pour un niveau de contrainte particulier (i);

Par exemple, on peut observer à l'aide du diagramme de la figure 1-3, qu'une soudure saine peut subir une contrainte de 13,8 MPa pour 5×10^8 de cycles soit sa vie utile complète.

Par contre, une soudure de même type ayant un défaut créant une concentration de contrainte relativement faible ($q=3$) brisera après 8×10^3 cycles. Si cette stimulation vibratoire créant une contrainte de 13,8 MPa sur les composantes saines est appliquée pour 8×10^3 cycles sur un circuit provenant de la chaîne de production, elle aura pour effet de faire défaillir seulement les mauvaises soudures ayant une concentration de

contrainte supérieure à 3. À l'aide de la règle de Miner, il est possible d'évaluer que cette stimulation utilisée pour l'ESS ne diminue la vie utile d'une soudure saine que de $1,6 \times 10^{-3} \%$ soit 8×10^3 cycles/ 5×10^8 de cycles. Ainsi supposons que cette contrainte de 41,5 MPa sur la composante défectueuse est appliquée en vibration à la première fréquence de résonance (par exemple 80 Hz), alors le temps d'application de la stimulation vibratoire avant le bris sera de seulement 100 secondes. Ceci illustre que l'effet d'une stimulation environnementale bien ajustée permet la détection des défauts latents des produits électroniques sans réduction importante de la vie utile des produits sains.

1.1.3.3 Types de défauts et amélioration de la fiabilité

La figure 1-4 illustre la répartition typique des défauts présents dans un système électronique. Cette répartition est surtout représentative d'un procédé avant sa maturation ou dans un état de maturation moyenne [27, 33]. Notons qu'entre 70 et 87 % (si l'on considère les défauts non classés) des défauts présents sont susceptibles d'être repérés à l'aide de stimulations environnementales, car ils sont reliés à la fabrication ou aux composantes. Les types de défauts pouvant être précipités en fonction incluent entre autre les soudures défectueuses, les composantes marginales ou circuits craqués, les mauvais contacts électriques et la présence d'humidité à l'intérieur des composantes. L'ESS est un processus qui permet au produit d'atteindre son niveau de fiabilité inhérente R_i (ou la fiabilité associée à la conception) en éliminant les défauts liés à la fabrication et aux composantes.

Cette tendance est illustrée par la figure 1-5 et montre le changement dans le niveau de fiabilité des unités produites en fonction du temps ou de la diminution des défauts latents liés au procédé de fabrication et aux composantes.

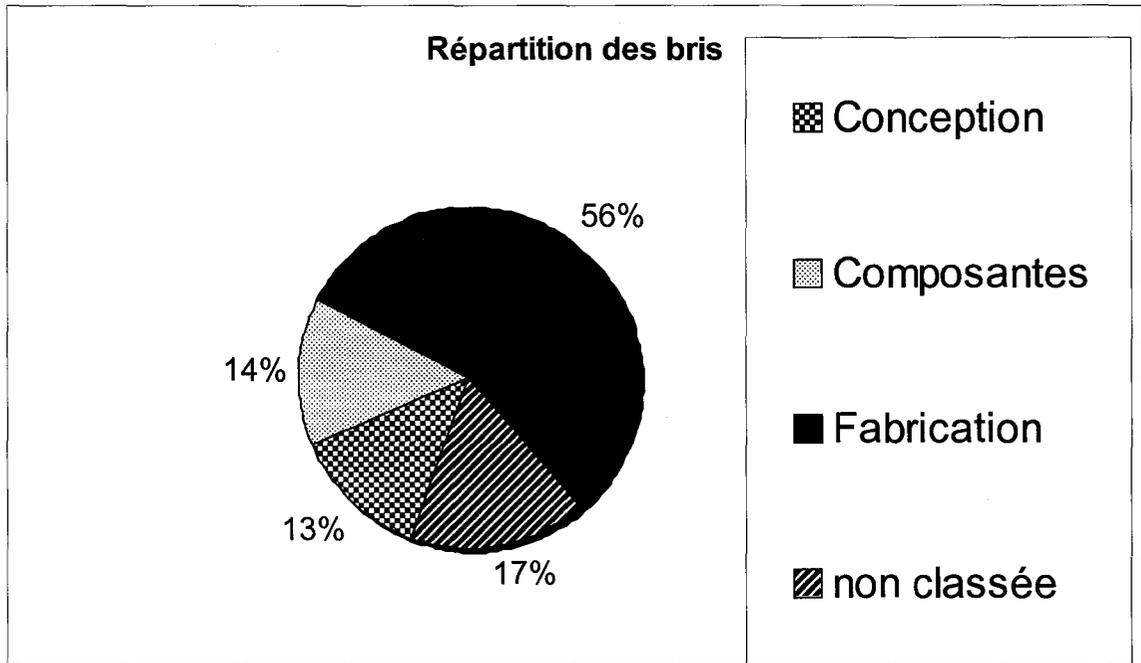


Figure 1-4 Répartition des défauts dans un système électronique

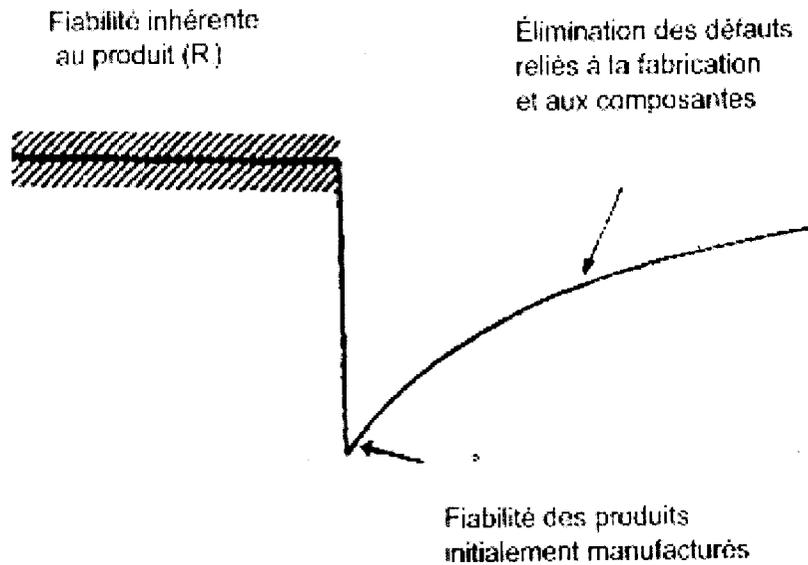


Figure 1-5 Fiabilité inhérente d'un produit (tiré de [8])

1.1.3.4 Méthode d'implantation

De façon plus précise, le procédé ESS consiste en une série d'étapes incorporées au processus de fabrication, lesquelles soumettent le produit à des niveaux de stress préétablis, selon les techniques de fabrication et d'assemblage utilisées. Et ce dans le but de détecter les défauts de chaque produit tout au long de son processus de fabrication. Ces défauts ne pourraient être découverts par une simple inspection ou un test en bout de ligne.

Plusieurs auteurs [4, 32, 33] proposent des méthodes ou des organigrammes d'implantation du procédé. La figure 1-6 montre l'organigramme proposé par l'IEST. Nous observons que la notion d'ESS est plus large que le simple fait de soumettre les unités de production à une stimulation environnementale. Elle inclut une analyse des défaillances observées lors de l'ESS, une amélioration du procédé de production à l'aide d'actions correctives ainsi que l'optimisation de la stimulation.

Le procédé ESS est aussi un procédé dynamique qui permet l'amélioration du produit et de sa méthode de production.

Pour sa part, Condra [34] propose huit étapes pour l'application de l'ESS dans le but de précipiter les défauts latents mais aussi d'améliorer le produit pour permettre de réduire ou d'éliminer l'ESS :

- 1) Faire la saisie des données de taux de mortalité durant le procédé ESS;
- 2) Étudier le graphique du taux de mortalité en fonction du temps;
- 3) Analyser les défaillances et les séparer en fonction des mécanismes de bris;
- 4) Étudier le graphique du taux de mortalité pour chaque mécanisme de défauts en fonction du temps;
- 5) Améliorer le produit;

- 6) Analyser les données du procédé ESS sur le produit amélioré;
- 7) Modifier les paramètres du procédé ESS pour tenir compte des nouveaux taux de mortalité;
- 8) Réduire ou éliminer l'ESS.

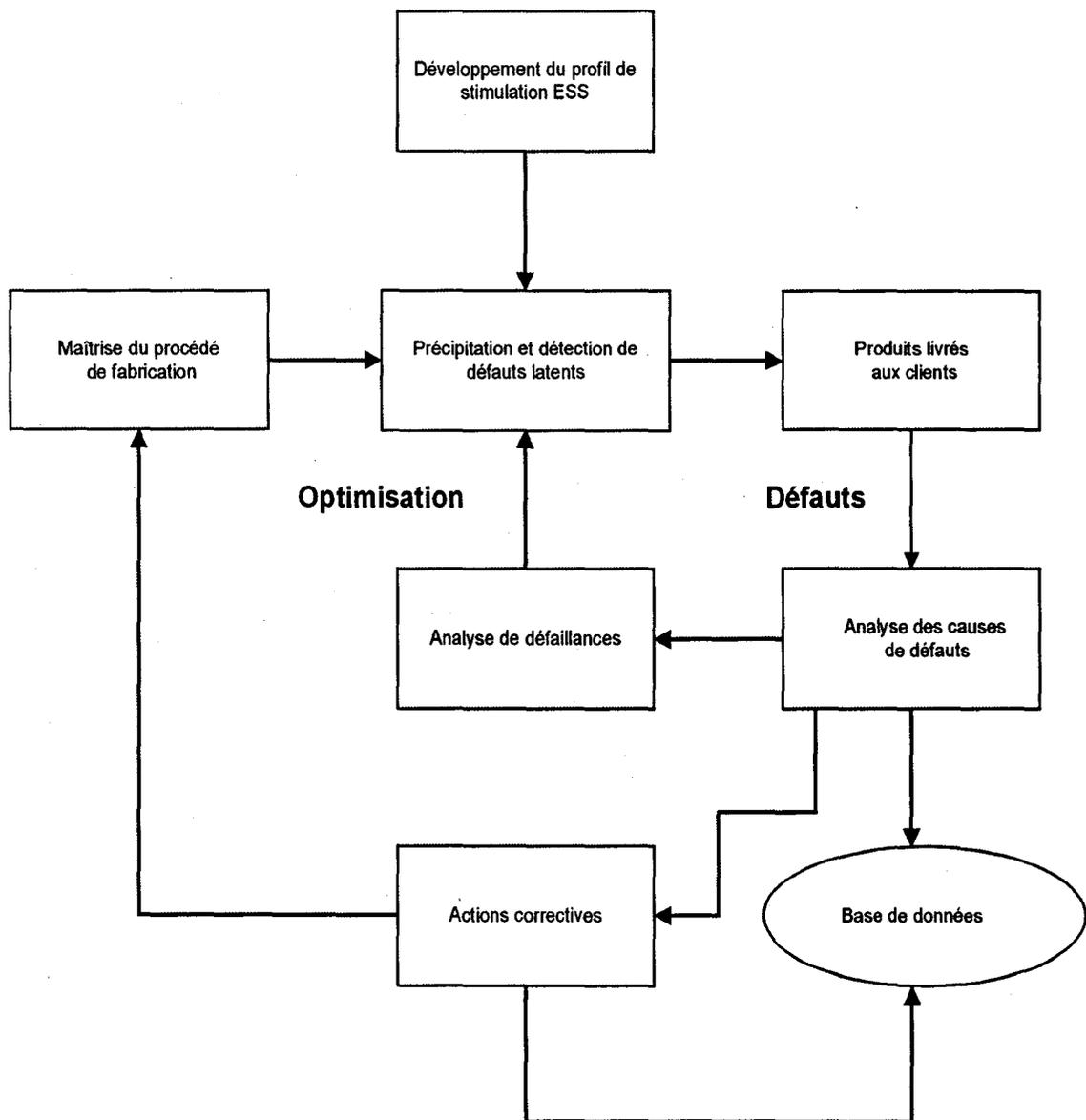


Figure 1-6 Organigramme d'implantation ESS

1.1.3.5 Définition de la stimulation environnementale

La définition et la validation du profil de stimulation environnementale est une étape cruciale de l'implantation du procédé ESS. Dans le cas des stimulations vibratoires, il est généralement admis que la stimulation doit avoir les caractéristique suivantes :

- Le domaine fréquentiel de vibration doit être sur une plage fréquentielle étendue pour inclure plusieurs fréquences simultanément.
- Le domaine de vibration doit obligatoirement chevaucher les modes fondamentaux des produits et circuits soumis à cette stimulation. La gamme de fréquences de résonance fondamentale des circuits est généralement située entre 20 et 500 Hz.
- Le niveau de stimulation est fixé de façon itérative en tenant compte du niveau d'excitation et de la réponse du produit.

À l'intérieur du guide d'implantation de l'IEEST [4], cinq méthodes de développement de stimulation sont proposées. Les trois premières méthodes soient : 1) « Heritage screen » (Stimulation provenant d'expériences passées), 2) « Fault replication » (Stimulation à réplication d'erreur) et 3) « Stress Step » (Stimulation par saut) ne permettent aucune individualisation du spectre. Les deux autres méthodes soient : 4) « Tailored Input Spectra » (Spectre d'excitation personnalisé) et 5) « Tailored spectral response » (Réponse spectrale personnalisée) décrivent la personnalisation respectivement des spectres au niveau des circuits et au niveau des assemblages complets.

La méthode « Tailored Input Spectra » est basée sur la personnalisation de l'excitation au point d'entrée des vibrations à l'aide du vibreur électrodynamique. Elle ne permet pas de choisir un niveau de stimulation composé d'un spectre de plusieurs fréquences sur le produit, car seule la première fréquence de vibration est considérée.

La méthode « Tailored spectral response » utilise la réponse globale d'un produit électronique. Cette réponse est mesurée et le niveau de vibration est comparé à des valeurs limites (entre 0,05 et 0,2 g^2/Hz) dans la plage de fréquence de 100 à 1000 Hz. Ces valeurs limites ne sont basées sur aucune référence.

1.2 Revue de concepts en vibro-acoustique

Cette section vise à décrire les connaissances scientifiques et techniques nécessaires à la mise en œuvre de l'excitation vibratoire par couplage vibro-acoustique de structure en forme de plaques tels que les circuits électroniques. L'accent sera mis sur les notions nous permettant de mieux saisir les conditions optimales d'excitation vibratoire des circuits.

Dans le cadre de cette démarche, nous effectuerons un tour d'horizon des travaux relatifs au couplage vibro-acoustique. Ensuite, la discussion portera sur les différents types de champ acoustique ainsi que sur le phénomène de modes de cavité. Une section sur la réponse vibratoire d'un circuit présentera des modèles de prédiction du niveau vibratoire d'une plaque. Nous terminerons par une discussion sur les types d'actuateurs acoustiques qui sont susceptibles d'être utilisés à l'intérieur d'un appareil d'ESS acoustique.

1.2.1 Couplage vibro-acoustique

La réponse d'une structure à l'action d'une force ou d'une pression dynamique est reliée à la mécanique des structures ainsi qu'à l'acoustique. Selon Vér [35], les principaux domaines de l'ingénierie reliés aux interactions entre les ondes acoustiques et la vibration des structures sont liés à la prédiction des phénomènes suivants :

- Injection de puissance dans une structure;
- La réponse vibratoire d'une structure;
- La propagation de bruits structuraux aux structures adjacentes;
- Le rayonnement sonore des structures vibrantes.

Notre intérêt porte particulièrement sur l'étude des niveaux de vibration des plaques soumises à un champ acoustique. La connaissance des niveaux vibratoires des équipements utilisés dans l'aérospatiale et l'aéronautique lors de l'utilisation en service a principalement pour but l'évaluation de la résistance mécanique de la structure. Le volet expérimental de cette évaluation est une activité essentielle dans ce type d'industrie. Certaines méthodes d'essais normalisées existent depuis plusieurs années (ISO 2671 [36], MIL-STD810F[37]). Il s'agit d'exposition de composantes structurelles, telles des fuselages d'avions ou de satellites, à des niveaux acoustiques pouvant atteindre 180 dB en champ réverbérant. L'étude du comportement mécanique de ces composantes, dans le but de réduire les bris par fatigue ou par dépassement de la limite élastique des matériaux, justifie ces essais. Les niveaux sonores émis lors de ces essais sont par contre beaucoup trop élevés pour être considérés dans le cadre de l'excitation acoustique des circuits pour l'ESS. De plus, il s'agit d'équipements trop dispendieux et surdimensionnés pour les besoins de l'ESS au niveau des circuits électroniques.

1.2.2 Type de champ acoustique

Une source acoustique est souvent définie en fonction de sa puissance et de son spectre d'émission. En revanche, son rayonnement varie selon l'environnement acoustique et la localisation de la source. C'est alors que l'intensité et la pression incidente sur un circuit sera dépendante de la source, de la fréquence d'intérêt, de l'environnement et de la géométrie. La description du champ acoustique produit par une source est présentée par plusieurs auteurs [38-40]. Généralement, il est possible de caractériser trois régions

particulières par rapport à la distance relative de la source quelconque et de la proximité des parois lorsque la propagation s'effectue à l'intérieur d'une cavité. Ces trois régions sont le champ proche, le champ libre et le champ réverbérant.

1.2.2.1 Champ proche

Le champ proche est caractérisé par une diminution rapide de l'intensité avec la distance. Dans cette région, la pression acoustique et la vitesse des particules ne sont pas nécessairement en phase. Ceci a pour effet, qu'il n'est pas possible d'exprimer l'intensité acoustique en fonction d'une relation simple impliquant le carré de la pression et l'impédance du milieu. L'étendue du champ proche varie selon la source et la fréquence d'émission.

1.2.2.2 Champ libre

Dans cette région, il y a une diminution constante de la pression mesurée en fonction de la distance par rapport à la source. La propagation n'est pas influencée par les réflexions sur les parois. Il est alors possible de calculer l'intensité acoustique en un point particulier à l'aide de la relation suivante :

$$I = \frac{P_{eff}^2}{\rho c} \quad (1-8)$$

où :

P est la pression acoustique

ρc est l'impédance caractéristique du milieu

1.2.2.3 Champ réverbérant

Le champ réverbérant est caractérisé par la contribution importante des réflexions sur les parois. La pression sonore provenant de la source est négligeable en comparaison avec celle provenant des réflexion sur les parois. La densité d'énergie acoustique est pratiquement uniforme. Dans ces conditions, il est alors possible de calculer l'intensité acoustique en un point particulier à l'aide de la relation suivante :

$$I = \frac{P_{eff}^2}{4\rho c} \quad (1-9)$$

L'étendue du champ réverbérant est dépendante de l'environnement acoustique de la source. Un champ parfaitement diffus est défini comme suit [41] :

« Un champ acoustique est considéré comme parfaitement diffus à l'intérieur d'un volume si l'intensité acoustique - ou la densité d'énergie - est la même en tout point du volume traité.»

Cette notion de champ parfaitement diffus s'applique tout particulièrement dans le cadre de mesures en chambre réverbérante. L'utilisation des caractéristiques du champ réverbérant permet la réalisation de plusieurs types de mesures dont :

- La mesure de la puissance acoustique d'une source selon la norme ISO 3743 [42];
- Les mesures des propriétés acoustiques des matériaux incluant la perte par transmission selon la norme ASTM E-90 [43] ou l'absorption selon la norme ASTM C-423 [44];
- La mesure de l'excitation vibratoire des structures dans le domaine de l'aéronautique ou de l'avionique en simulant les conditions d'exposition au décollage ou en opération selon les normes ISO 2671 [36] ou MIL-STD-810F [37].

Deux indicateurs sont principalement retenus pour la description de la qualité du champ diffus. Il s'agit de la fonction d'autocorrélation spatiale et de la distribution spatiale de la pression acoustique. Ces deux indicateurs sont bien décrits par Nelisse [41]. De plus, il présente une revue de la littérature complète sur la caractérisation des champs diffus.

1.2.2.4 Superposition du champ libre et du champ réverbérant

Il est possible d'identifier la contribution de la pression due au champ direct (P_d) et la pression due au champ réverbéré (P_r) à la pression totale (P_t). La pression du champ direct s'exprime en fonction de la puissance acoustique de la source (W_0), de l'impédance du milieu ($\rho_0 c$ pour l'air), de la directivité de la source (Q) et de la distance entre le point de mesure et la source (r) :

$$\langle P_d^2 \rangle = \frac{W_0 \rho_0 c Q}{4\pi r^2} \quad (1-10)$$

La pression en champ réverbérant s'exprime pour sa part en fonction de la puissance acoustique de la source (W_0), de l'impédance du milieu ($\rho_0 c$ pour l'air), la surface de la cavité (A) et du coefficient d'absorption de la cavité (α) :

$$\langle P_r^2 \rangle = 4W_0 \rho_0 c \left(\frac{1-\alpha}{A\alpha} \right) \quad (1-11)$$

L'équation suivante exprime le carré de la pression totale en un point donné en fonction de la puissance acoustique de la source et de la surface de la cavité :

$$\langle P_t^2 \rangle = \langle P_d^2 \rangle + \langle P_r^2 \rangle = W_0 \rho_0 c \left[\frac{Q}{4\pi r^2} + 4 \left(\frac{1-\alpha}{A\alpha} \right) \right] \quad (1-12)$$

1.2.3 Modes de cavités

Lorsqu'une source sonore est située dans une cavité, les ondes sonores réfléchissent sur les parois et interagissent avec l'onde acoustique incidente. Le niveau de pression sonore dans la cavité et les parois sera alors fonction de la localisation de la source sonore, des caractéristiques d'émission de la source mais aussi des propriétés et des dimensions de la cavité. Plusieurs auteurs ont étudié l'acoustique des salles [39, 45]. Malgré que leur intérêt premier soit souvent le contrôle de bruit nous pourrions appliquer ces notions au couplage vibro-acoustique.

1.2.3.1 Résolution de l'équation de propagation pour une cavité rectangulaire

La propagation à l'intérieur d'une cavité rectangulaire à parois rigides de dimensions l_x , l_y , l_z se modélise à l'aide de l'équation d'onde en utilisant des conditions frontières de vitesse nulle aux parois. L'équation de propagation s'écrit :

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \quad (1-13)$$

où c est la vitesse du son en m/s.

En choisissant l'origine des coordonnées à l'un des coins de la cavité tel qu'illustré à la figure 1-7, la solution de l'équation d'onde s'exprime alors à l'aide d'un produit d'ondes sinusoïdales ayant un minimum de pression aux parois :

$$P = \sum_{n_x=0}^{\infty} \sum_{n_y=0}^{\infty} \sum_{n_z=0}^{\infty} A_{lmn} \cos\left(\frac{n_x \pi x}{l_x}\right) \cos\left(\frac{n_y \pi y}{l_y}\right) \cos\left(\frac{n_z \pi z}{l_z}\right) \quad (1-14)$$

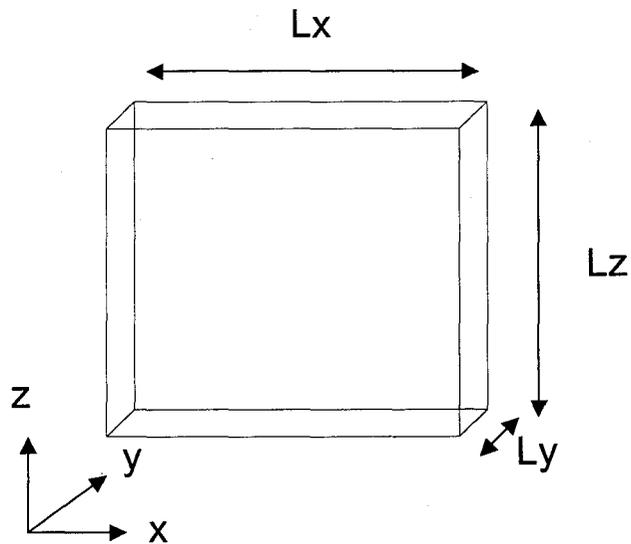


Figure 1-7 Cavité acoustique

Les fréquences de ces ondes stationnaires (f_n en rad/s) correspondent aux fréquences des modes de la cavité :

$$f_n = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (1-15)$$

1.2.3.2 Ondes axiales, tangentielles et obliques

Les modes normaux correspondent à n'importe quel ensemble particulier de n_x , n_y , n_z . Chacun de ces modes correspond à la propagation d'une onde dans une direction particulière. Il est possible de distinguer trois catégories d'ondes. Il s'agit des ondes axiales, tangentielles et obliques.

Dans le cas des ondes axiales, un seul des paramètres n_x , n_y , n_z est non nul. Il en résulte des ondes se propageant dans une direction parallèle à un des axes de la cavité. On distingue trois cas :

- Ondes axiales x, parallèles à l'axe des x (n_y , n_z sont nuls)
- Ondes axiales y, parallèles à l'axe des y (n_x , n_z sont nuls)
- Ondes axiales z, parallèles à l'axe des z (n_x , n_y sont nuls).

Dans le cas des ondes tangentielles, un seul des paramètres n_x , n_y , n_z est nul. Il en résulte des ondes se propageant dans une direction parallèle à un des plans de la cavité. On distingue trois cas :

- Ondes tangentielles x, y parallèles au plan x, y (n_z est nul)
- Ondes tangentielles y, z parallèles au plan y, z (n_x est nul)
- Ondes tangentielles x, z parallèles au plan x, z (n_y est nul).

Pour ce qui est des ondes obliques, aucun des paramètres n_x , n_y , n_z n'est nul. Il en résulte une propagation qui n'est parallèle à aucune des parois de la cavité.

1.2.3.3 Densité modale

La répartition fréquentielle des modes à l'intérieur d'une cavité est une quantité importante à connaître pour évaluer le couplage vibro-acoustique en haute fréquence. Dans le cas des cavités rectangulaires, il est possible d'établir la formulation suivante pour la densité modale pour une plage de fréquences Δf :

$$\frac{\Delta N}{\Delta f} = \left(\frac{4\pi f^2 V}{c^3} + \frac{\pi f A}{2c^2} + \frac{L}{8c} \right) \quad (1-16)$$

où :

ΔN est la densité modale de la cavité rectangulaire pour la plage de fréquences Δf ;

f est la fréquence centrale de la plage de fréquences;

A est la surface totale de la cavité soit $A = 2(l_x l_y + l_y l_z + l_x l_z)$;

L est la somme des arêtes soit $L = 4(l_x + l_y + l_z)$;

V est le volume de la cavité $V = (l_x l_y l_z)$.

Cette formulation n'est valide que pour les bandes de fréquences supérieures d'au moins un octave par rapport à la fréquence fondamentale de la cavité. Pour les fréquences élevées, le premier terme de l'équation est prédominant et la densité modale peut être évaluée par :

$$\frac{\Delta N}{\Delta f} \approx \left(\frac{4\pi f^2 V}{c^3} \right) \quad (1-17)$$

1.2.4 Réponse vibratoire d'un circuit

1.2.4.1 Plaque infinie

L'étude de la réponse de vibration de la plaque infinie à l'excitation d'une onde plane incidente montre que le déplacement de la plaque est proportionnel à l'amplitude de la pression sonore. L'équation du comportement vibratoire d'une plaque infinie séparant deux milieux de densité différente (ρ_1 et ρ_2) exposée à une onde plane à incidence quelconque est :

$$w(x, y, 0) = \frac{2 P^i(x, y, 0)}{\left[Z^s + j \omega (Z_{1AC} + Z_{2AC}) \right]} \quad (1-18)$$

où :

$P^i(x, y, 0)$ est la pression incidente sur la plaque infinie;

Z^s est l'impédance de la structure (voir Lesueur [40]);

Z_{1AC} et Z_{2AC} sont respectivement l'impédance acoustique du milieu 1 et du milieu 2.

Lorsque la plaque est complètement entourée d'air (Z_{AC} est l'impédance acoustique de l'air) et que l'onde incidente est normale à la plaque, l'équation du déplacement s'écrit comme suit :

$$w(x, y, 0) = \frac{2 P^i(x, y, 0)}{\left[Z^s + j \omega (2Z_{AC}) \right]} \quad (1-19)$$

où :

$$Z^s = -\omega^2 \rho_s h;$$

$$Z_{AC} = \rho c.$$

illustrant ainsi différemment la dépendance linéaire de la réponse vibratoire avec la pression. Nous remarquons aussi que la réponse vibratoire de la plaque diminue avec la fréquence d'excitation, la densité du matériel et son épaisseur. La plaque infinie n'ayant pas de comportement modal, il n'y a aucune influence des fréquences de résonance de la structure sur la vibration, ce qui n'est pas le cas lorsque la plaque est de dimensions finies.

1.2.4.2 Plaque finie

Lorsque la plaque est finie et bafflée, la détermination du problème complet nécessite la résolution d'un système de 3 équations :

- la première régissant la propagation de l'onde dans le premier milieu;
- la seconde équation étant l'équation du mouvement de la plaque en fonction de la différence de pression entre les deux côtés de la plaque et des forces pariétales;

- la troisième équation régissant la propagation de l'onde sonore dans le deuxième milieu.

La résolution de ce système est souvent accomplie dans le but de connaître le niveau de pression transmis de l'autre côté de la plaque. Par contre, le déplacement de la plaque peut s'exprimer comme suit en fonction d'une double sommation sur l'ensemble des indices modaux de la structure r et s :

$$w(x,y) = \sum_{r=1}^{\infty} \sum_{s=1}^{\infty} \frac{F_{rs}}{N_{rs} A_{rs}} * w_{rs}(x,y) \quad (1-20)$$

où :

$w_{rs}(x,y)$ est la déformée modale du mode (r,s) ;

$N_{rs}(x,y)$ est la norme du mode (r,s) ;

A_{rsrs} est l'impédance totale de la plaque couplée au fluide;

et $F_{rs} = \iint_S w_{rs}(x,y) F(x,y) dS$.

1.2.4.3 Approche Steinberg

Steinberg [32] pour sa part propose une approche basée sur l'excitation en champ aléatoire de la première fréquence de résonance de la plaque. La pression exercée sur la plaque est alors équilibrée par la pression acoustique de membrane et la pression acoustique de flexion.

1.2.4.4 Approche de l'analyse statistique de l'énergie (SEA)

Cette approche est basée sur l'étude du transfert d'énergie entre sous-systèmes. Elle est valable aux fréquences plus élevées où la densité modale est plus grande. Le principe se décrit comme suit : « La puissance injectée dans un sous-système est égale à la

puissance dissipée dans ce sous-système, augmentée de la somme des puissances échangées avec les autres sous-systèmes ». L'équation suivante illustre le principe de la SEA pour deux systèmes en interaction dont le deuxième ne possède aucune source d'énergie interne :

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{n_2}{n_1} \frac{\eta_{21}}{\eta_{21} + \eta_2} \quad (1-21)$$

où :

n_1 et n_2 sont les densités modales des systèmes 1 et 2;

η_{21} est le facteur de perte par couplage entre les systèmes 1 et 2;

η_2 est le facteur de perte du système 2.

Dans le cas particulier d'un plaque rectangulaire suspendue (système 1) et excitée de façon acoustique par un champ réverbérant dans l'air (système 2), les énergies totales des systèmes sont définies comme suit :

$$E_1 = DV = \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho_0 c^2} V \quad (1-22)$$

$$E_2 = \langle v^2 \rangle \rho_S S \quad (1-23)$$

où :

D est la densité moyenne d'énergie dans la salle réverbérante;

$\langle p^2 \rangle$ est la pression quadratique moyenne (dans le temps et l'espace);

V est le volume;

S est la surface de la plaque;

ρ_S est la densité surfacique de la plaque.

Vér [35] montre que le facteur de perte par couplage entre les systèmes 1 et 2 (η_{21}) est fonction de la pulsation ω et de l'efficacité de rayonnement σ_{rad} :

$$\eta_{21} = \frac{2\rho_0 c \sigma_{rad}}{\rho_S \omega} \quad (1-24)$$

et que les densités modales de la salle réverbérante et de la plaque (pour des fréquences supérieures d'au moins un octave par rapport à la première fréquence de la structure) sont respectivement :

$$n_1 = \frac{\omega^2 V}{2\pi^2 c^3} \quad (1-25)$$

$$n_2 = \frac{\sqrt{12} S}{4\pi c_L h} \quad (1-26)$$

où :

c_L est la vitesse de propagation dans le matériau;

h est l'épaisseur de la plaque.

Il est alors possible d'évaluer la limite supérieure de la vitesse quadratique moyenne de la plaque :

$$\langle v^2 \rangle \leq \langle p^2 \rangle \frac{\sqrt{12} \pi c_0^2}{2\rho_0 c_0 h c_L \rho_S \omega^2} \frac{1}{1 + \frac{\rho_S \omega \eta_2}{2\rho_0 c \sigma_{rad}}} \quad (1-27)$$

Il est possible de voir que lorsque la puissance dissipée par la plaque est négligeable par rapport à la puissance rayonnée par la plaque ($\rho_S \omega \eta_2 \ll 2\rho_0 c \sigma_{rad}$) alors le deuxième terme de l'équation 1-27 est égal à l'unité.

1.2.5 Type d'actuateurs acoustiques

Le choix du type de sources d'excitation acoustique pouvant être utilisées doit être réalisé en fonction des performances techniques (réponse en fréquence, puissance,

directivité, etc.) mais aussi en fonction des possibilités d'intégration à l'intérieur d'un équipement industriel.

Les différents types de sources acoustiques disponibles sont :

- Haut-parleurs électrodynamiques conventionnels;
- Haut-parleurs à chambre de compression;
- Haut-parleurs électro-pneumatiques;
- Haut-parleurs ioniques;
- Haut-parleurs électrostatiques ou piézo-électriques.

La génération de vibrations à l'aide de sources acoustiques demande l'utilisation de sources permettant une émission efficace et à haute intensité dans la bande de fréquences d'excitation. Comme il a été mentionné, la bande de fréquences d'intérêt est principalement de l'ordre de 20 à 2 000 Hz. Deux types de sources sont bien adaptés à l'émission acoustique dans la bande de fréquences d'intérêt principal. Il s'agit des haut-parleurs électrodynamiques conventionnels et des haut-parleurs électro-pneumatiques. Les coûts d'acquisition et d'installation des haut-parleurs électro-pneumatiques restreignent les possibilités d'utilisation à l'intérieur d'un équipement de vibration acoustique. Pour leur part, les haut-parleurs électrodynamiques conventionnels sont beaucoup moins dispendieux et ainsi leur utilisation comme source acoustique pour le développement du vibreur acoustique est préférable.

La génération de fréquences correspondant aux registres médium et aigu ($>1\ 000$ Hz et $< 20\ 000$ Hz) à l'aide de haut-parleurs à ruban munis d'un pavillon exponentiel est intéressante car ce type de haut-parleurs est fréquemment utilisé dans le domaine de la sonorisation.

Pour sa part, le haut-parleur ionique permet l'émission dans le domaine des hautes fréquences et ultrasons grâce à l'ionisation. Ce type de haut-parleur ne deviendrait une solution intéressante, malgré son coût élevé, que si le besoin d'une génération d'émission sonore à des fréquences très élevées était essentielle.

Le tableau 1-II présente une comparaison des actuateurs acoustiques.

Tableau 1-II

Comparaison des actuateurs acoustiques

Type de haut-parleurs	Gamme de fréquences	Intérêt pour l'ESS acoustique
Électrodynamiques conventionnels	Basses et moyennes fréquences de 20 Hz à 1 500 ou 2 000 Hz selon les modèles	Ce type de haut-parleurs est intéressant car il couvre la gamme de fréquences habituellement utilisée en vibration et son coût est faible.
Haut-parleurs à chambre de compression	Hautes fréquences de 1 000 Hz jusqu'à 20 000 Hz	Leurs émissions sont optimales hors de la zone de fréquences normalement utilisée en vibration des circuits. Ils sont potentiellement utilisables pour l'excitation des circuits ou composantes aux fréquences supérieures (jusqu'à 20kHz). Une cavité doit servir de liaison acoustique entre le diaphragme et l'air ambiant. Ils sont peu dispendieux tout comme les haut-parleurs électromagnétiques conventionnels.

Tableau 1-II (suite)

Comparaison des actuateurs acoustiques

Type de haut-parleurs	Gamme de fréquences	Intérêt pour l'ESS acoustique
Haut-parleurs électro-pneumatiques	Capacité d'émission limitée au-delà de 1Hz à 1 000 Hz	Ces sources sont disponibles avec de très grandes puissances acoustiques (jusqu'à 10 000 watts acoustiques). Ils émettent des niveaux sonores diffus très élevés (130 à 170 dB) mais leurs coûts d'achat et d'opération sont très élevés. Ceci ne permet pas de les intégrer à l'intérieur d'un équipement d'ESS acoustique.
Haut-parleurs ioniques	Réponse optimale entre 3,5 kHz et 40 kHz avec restitution d'impulsion aussi fine que 10 μ s	La gamme de fréquences est trop élevée pour la plage de vibrations des circuits. Un intérêt pour ce type de haut-parleurs résiderait dans l'excitation de modes de vibration de composantes ou de fonctionnement en mode impulsion.
Haut-parleurs électrostatiques ou piézo-électriques	Réponse limitée aux basses fréquences	Ils ont un faible niveau d'émission et ne permettront pas l'excitation adéquate des circuits.

1.3 Revue des méthodes d'analyse modale expérimentale

1.3.1 Description de l'analyse modale expérimentale

L'analyse modale expérimentale permet d'identifier les paramètres structuraux dynamiques ou paramètres modaux tels que : les fréquences de résonance, l'amortissement et les déformées modales à partir de mesures sur la structure. La réalisation d'un essai d'analyse modale nécessite généralement la mesure simultanée de la réponse vibratoire de la structure ainsi que de la force d'excitation en différents points permettant ainsi le calcul de la Fonction de Réponse en Fréquence (FRF). Certaines méthodes appelées SISO : (Single Input Single Output) peuvent être réalisées en mesurant une FRF à la fois. D'autres méthodes appelées SIMO : (Single Input Multiple Outputs) mesurent simultanément plusieurs FRF permettant ainsi d'accélérer le processus de mesures. Finalement, il y a aussi des méthodes à références multiples appelées MISO : Multiple Inputs Single Output ou MIMO : (Multiple Inputs Multiple Outputs) utilisant une ou plusieurs réponses simultanément [46, 47]. Le calcul et la visualisation des paramètres modaux sont possibles à l'aide d'une analyse mathématique des signaux d'excitation et des réponses de la structure. Cette analyse mathématique peut être effectuée soit dans le domaine des fréquences ou dans le domaine temporel. Les analyses fréquentielles sont à la base des méthodes d'analyse modale et leur utilisation est plus répandue car elles permettent une visualisation plus immédiate des résultats à l'aide d'équipements de laboratoire tels que les analyseurs multivoies. Ces équipements sont basés sur la transformée de Fourier et permettent l'obtention rapide des fonctions de transfert de la structure. Les méthodes fréquentielles permettent d'obtenir une précision accrue principalement lorsque la densité modale est modérée grâce à l'effet du calcul des résidus ou de l'augmentation de l'ordre des modèles.

Le développement des méthodes d'analyse modale temporelle a débuté vers les années 1970, et ce afin d'identifier les paramètres dynamiques d'une structure sans avoir à calculer la transformée de Fourier des signaux de vibrations, ce qui nécessite un temps relativement long de calcul principalement aux basses fréquences. La réduction du temps de calcul obtenue à l'aide de certaines méthodes temporelles pour l'estimation de ces paramètres modaux, principalement la fréquence de résonance, pave la voie à l'utilisation de ces méthodes à l'intérieur d'algorithmes de contrôle actif ou autres systèmes dynamiques. Les applications de ces techniques couvrent divers systèmes allant de grandes structures (plate-forme maritime, gratte-ciel, pont, antenne, avion, satellite, moyens de transports, etc.) à des micro-systèmes comme le micro-moteur piézoélectrique [46, 48].

Les sections suivantes présentent une revue des méthodes d'analyse modale structurale avec excitation mécanique conventionnelle soit : 1) une excitation transitoire fournie à l'aide d'un marteau d'impact ou 2) une excitation continue à l'aide d'un ou plusieurs pots vibrants couplés mécaniquement à la structure. Nous présenterons aussi, les méthodes (SISO et SIMO) ainsi que les modèles nécessitant l'utilisation de plusieurs entrées et plusieurs réponses (MIMO).

1.3.2 Méthode à une seule entrée (SISO et SIMO)

Les méthodes d'analyse modale à une seule entrée permettent l'identification des paramètres modaux par la mesure d'une force d'entrée sur le système. Elles sont particulièrement bien adaptées à l'excitation mécanique de type marteau d'impact. Tel qu'illustré à la figure 1-8, le modèle à une entrée et une réponse SISO : (Single Input Single Output) où une seule entrée ou force d'excitation est appliquée sur la structure et une seule réponse vibratoire est mesurée.

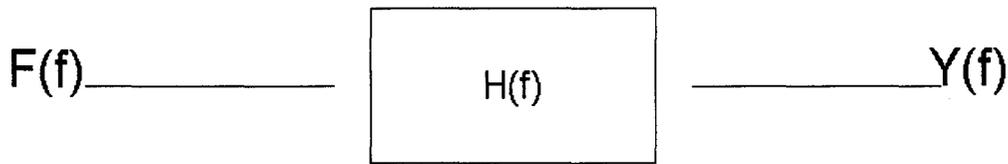


Figure 1-8 Modèle SISO

L'identification des paramètres modaux à l'aide des modèles à une seule entrée est basée sur la relation scalaire suivante :

$$Y(f) = H(f) F(f) \quad (1-28)$$

où :

$Y(f)$ est la réponse vibratoire de la structure;

$F(f)$ est la force d'excitation de la structure;

$H(f)$ est la fonction de transfert de la structure.

Expérimentalement, deux types de mesures sont possibles pour identifier un ensemble de n fonctions de transfert de la structure :

Le premier cas où l'on mesure la force d'excitation toujours au même point (j) sur la structure et l'on varie la localisation de la mesure de la réponse (i). Cette mesure permet l'identification d'une colonne de la matrice H :

$$\begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \ddots \\ Y_i \\ \ddots \\ Y_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & H_{1j} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{ij} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{nj} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_j \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (i=1..n) \quad (1-29)$$

où :

Y_i est la réponse de la structure au point i ($i=1..n$) due à l'excitation de la force F au point j ;

F_j est la force d'excitation appliquée sur la structure au point j fixe, H_{ij} [$(i=1..n), j$ fixe;

H_{ij} [($i= 1..n$), j] est la fonction de transfert de la structure entre le point j d'application de la force F et chaque réponse Y_i ($i= 1..n$).

La deuxième cas où l'on mesure la réponse toujours au même point (i) et l'on varie la localisation de la mesure de la force ($j= 1..n$) (Roving input). Cette mesure permet l'identification d'une ligne de la matrice H :

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ Y_i \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ H_{i1} & \dots & H_{ij} & \dots & H_{in} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_j \\ \dots \\ F_n \end{Bmatrix} \quad (j=1..n) \quad (1-30)$$

où :

Y_i est la réponse de la structure au point i fixe due à l'excitation de la force F au point j ;

F_j est la force d'excitation appliquée sur la structure au point j ($j= 1..n$);

H_{ij} [i , ($j= 1..n$)] est la fonction de transfert de la structure entre le point j ($j= 1..n$) d'application de la force F et chaque réponse Y_i .

Plusieurs méthodes permettent d'obtenir la déformée modale à partir de la matrice fonction de transfert du système et de faire l'analyse reliée à l'ajustement du modèle modal avec la réponse expérimentale. Elles diffèrent principalement dans leurs façons de définir ou de visualiser la structure ou la réponse de celle-ci dans une certaine plage de fréquences comme étant un système à un ddl (SDOF : Single Degree of Freedom) ou à plusieurs degrés de liberté (MDOF : Multiple Degree of Freedom). La différence majeure entre une méthode d'estimation SDOF et MDOF réside dans le calcul de l'influence de mode adjacent sur le mode en évaluation. Cette influence est appelée résidu et son évaluation fait partie intégrale des méthodes MDOF. Ewins [49] et Maia [50] font une description de plusieurs méthodes d'extraction des modes et de

reconstitution de la FRF du système en fonction du modèle modal obtenu autant pour les modèles SDOF que MDOF.

Pour notre part, nous décrirons brièvement deux méthodes SDOF de représentation des déformées modales. Il s'agit de la méthode d'amplitude maximale (Peak Amplitude) et de la méthode matricielle.

La première méthode permet l'évaluation des fréquences de résonance de l'amortissement et de la déformée modale directement à partir de la fonction de transfert de la structure. La fréquence de résonance et l'amortissement sont évalués à partir du module de la fonction de transfert de la structure. Tel qu'illustré à la figure 1-9, la fréquence est identifiée par le maximum de la FRF et l'amortissement par la méthode de demi-puissance à l'aide de l'équation suivante :

$$\zeta = \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_{res}} \quad (1-31)$$

Les fréquences supérieures ω_b et inférieures ω_a à la fréquence de résonance ω_{res} correspondant à 70 % ou à -3 dB de l'amplitude maximale définissent la bande passante.

Lorsqu'on mesure la FRF en utilisant le ratio de l'accélération sur la force appelé « inertance », la déformée modale peut être construite à partir de la courbe de la partie imaginaire à chaque position sur la structure [49].

La méthode matricielle permet une détermination plus adéquate de la déformée modale à partir de la connaissance de la matrice de fonction de transfert H du système mécanique. Il est alors possible d'exprimer chaque composante des vecteurs de déformée modale entre le point d'excitation j et le point de mesure i en fonction comme suit [51] :

$$|\phi_k \phi_k^T|_{ij} = |2\zeta_k \omega_k^2| |H_{ij}(\omega_k)| \quad (1-32)$$

où :

ϕ_k est le vecteur de déformée modale du $k^{\text{ième}}$ mode de la structure;

ζ est l'amortissement du $k^{\text{ième}}$ mode de la structure;

ω est la pulsation du $k^{\text{ième}}$ mode de la structure;

$H_{ij}(\omega)$ la composante de la fonction de transfert correspondante au point d'excitation j et au point de réponse i à la pulsation du $k^{\text{ième}}$ mode de la structure.

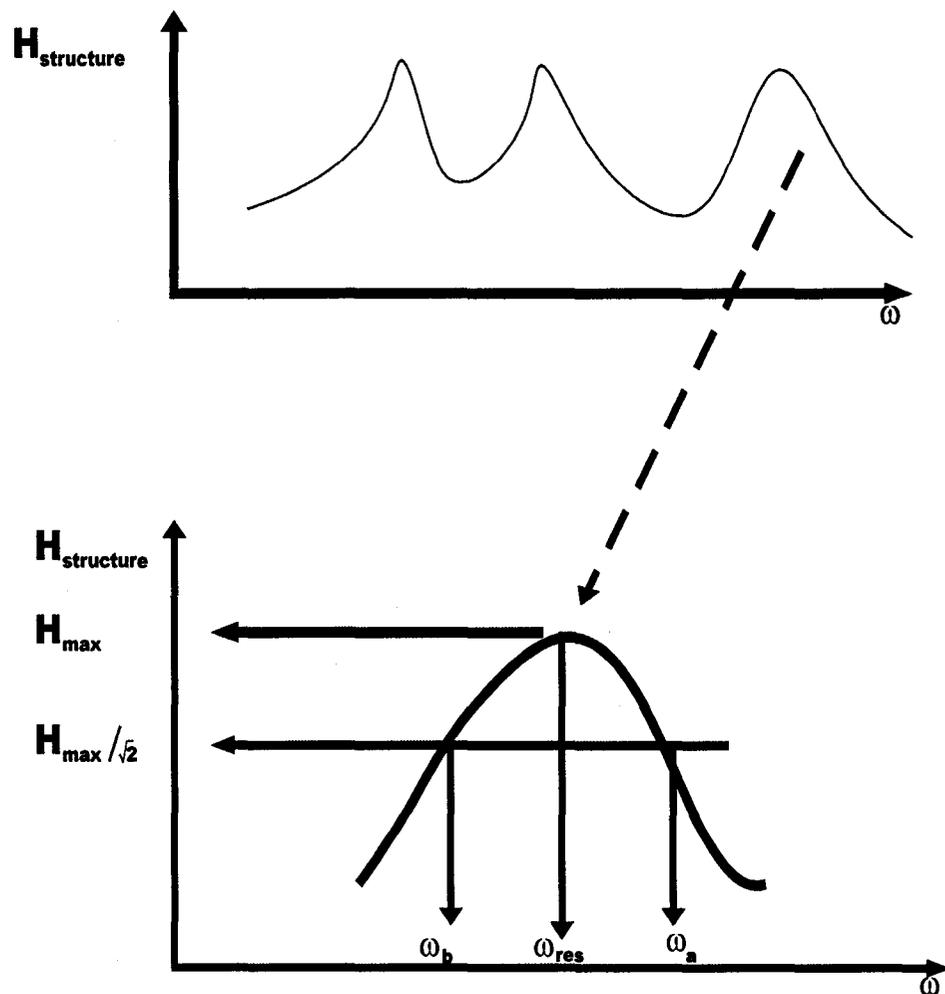


Figure 1-9 Estimation de la fréquence de résonance et de l'amortissement

Si $\{\phi\} = \{a_1, a_2, a_3, \dots, a_n\}^T$, alors :

$$\phi_k \phi_k^T = \begin{bmatrix} a_1^2 & a_1 a_2 & \cdots & a_1 a_k & \cdots & a_1 a_{n-1} & a_1 a_n \\ a_2 a_1 & a_2^2 & \cdots & a_2 a_k & \cdots & a_2 a_{n-1} & a_2 a_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ a_k a_1 & a_k a_2 & \cdots & a_k^2 & \cdots & a_k a_{n-1} & a_k a_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ a_{p-1} a_1 & a_{p-1} a_2 & \cdots & a_{p-1} a_k & \cdots & a_{p-1} a_{n-1} & a_{p-1} a_n \\ a_n a_1 & a_n a_2 & \cdots & a_n a_k & \cdots & a_n a_{n-1} & a_n^2 \end{bmatrix} \quad (1-33)$$

Les équations 1-32 et 1-33 permettent de comprendre pourquoi l'analyse modale expérimentale est possible à l'aide d'une ligne (équation 1-30) ou d'une colonne (équation 1-29) de la fonction de transfert, nous permettant ainsi d'identifier la matrice complète. Il est alors possible d'identifier chacune des coordonnées du vecteur de déformée modale si le nombre de mesures en un point d'excitation j et plusieurs points de mesure i sont supérieurs à p le nombre de mode ou l'ordre du modèle. De même, il est possible d'identifier chacune des coordonnées du vecteur de déformée modale si le nombre de mesures en plusieurs points d'excitation j sont supérieures à p le nombre de mode où l'ordre du modèle et que l'on mesure la réponse en un point de mesure i . Dans les équations 1-32 et 1-33, le signe de la composante du vecteur de déformée modale est donné par l'étude de la phase de la fonction de transfert. Ainsi, lorsque la phase entre la réponse et l'excitation correspondant à l'élément de la fonction de transfert $H_{ij}(\omega)$ est de -90° l'élément correspondant du vecteur de déformée modale est négatif. De même, cet élément est positif lorsque la phase de la fonction de transfert est de $+90^\circ$.

La réalisation d'un essai avec une méthode SISO nécessite au minimum un analyseur bi-canal, un actuateur pour appliquer la force sur la structure (marteau d'impact, pot vibrant, ...) et deux capteurs. Un premier capteur pour la mesure de la force d'entrée, généralement une cellule de charge dynamique et un second capteur pour la mesure de la

réponse vibratoire de la structure, généralement un accéléromètre. Plusieurs acquisitions de données en différents points de la structure sont nécessaires pour compléter une analyse modale pouvant affecter ainsi la durée et la qualité du processus.

Les modèles à une entrée et à plusieurs réponses (SIMO : Single Input Multiple Outputs) où une seule entrée (force d'excitation) est appliquée sur la structure et plusieurs réponses vibratoires sont mesurées simultanément sur la structure permettent la réduction du temps de réalisation de l'essai. La figure 1-10 illustre ce type de mesure. La réalisation d'un essai avec une méthode SIMO nécessite un analyseur multivoies, un actuateur pour appliquer la force sur la structure (marteau, pot vibrant, ...), un capteur pour la mesure de la force d'entrée et de plusieurs capteurs pour la mesure de la réponse vibratoire de la structure. La réalisation de l'analyse modale complète d'une structure est plus rapide mais peut tout de même nécessiter la réalisation de plusieurs acquisitions de données.

Les mesures SIMO utilisant les résultats de plusieurs réponses simultanées de la structure sont préférables aux mesures SISO utilisant une seule réponse vibratoire car elles permettent une réduction du temps de mesure et en augmentent la précision. De plus, les mesures SIMO garantissent une plus grande uniformité de l'excitation lors des essais.

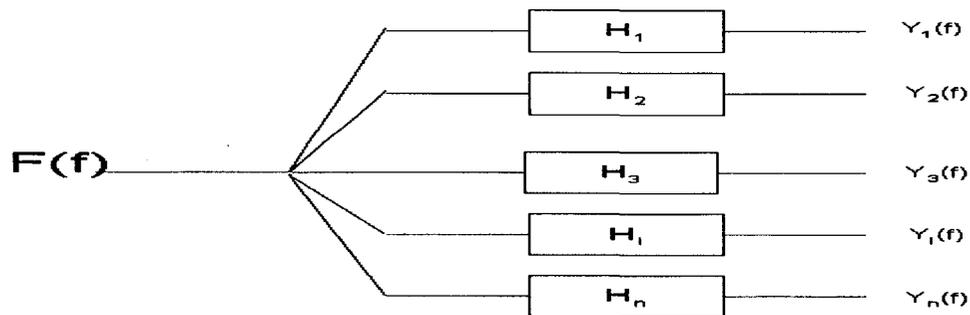


Figure 1-10 Modèle SIMO

1.3.3 Méthode à plusieurs entrées et plusieurs réponses (MIMO)

Les méthodes d'analyse modale MIMO nécessitent plusieurs sources d'excitation utilisées simultanément sur la structure tel qu'illustré à la figure 1-11. Ces méthodes considèrent la structure comme un système à plusieurs degrés de liberté (MDOF : Multiple degree of freedom) et sont généralement bien adaptées à la résolution de modes dont les fréquences sont très rapprochées. La répartition de l'excitation sur la structure permet la mise en évidence d'un plus grand nombre de modes, limite les effets non-linéaires principalement sur les grandes structures (car la réponse est plus uniforme) et réduit la possibilité d'erreur systématique sur la mesure des FRF par rapport aux méthodes utilisant une seule excitation [49, 50]. L'analyse des systèmes à l'aide de modèles à plusieurs entrées simultanées a fait l'objet d'études théoriques complètes permettant l'identification des fonctions de transfert du système mais aussi l'identification des chemins de transmission et de la localisation des sources [46, 47].

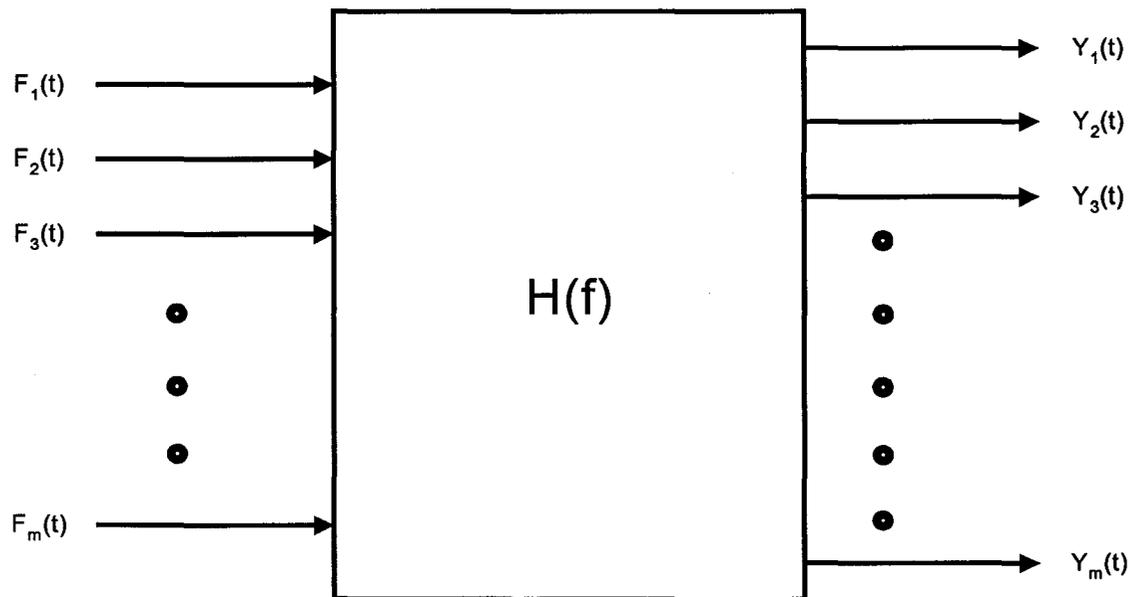


Figure 1-11 Modèle MIMO avec m entrées et n réponses

Plusieurs auteurs [46, 47, 49, 51-55] utilisent généralement des modèles basés sur l'application de n entrées (X_i ($1 \geq i \leq n$)) et la mesure de m outputs Y_q contaminés par un bruit extérieur N_q (Y_q, N_q ($1 \geq q \leq m$)) pour la résolution de ce type de système.

Considérons la réponse Y_q :

$$Y_q = \sum_{i=1}^n H_{qi}(\omega) X_i(\omega) + N_q(\omega) \quad (1-34)$$

L'estimation des moindres carrés est fondée sur la minimisation de l'amplitude du spectre de bruit. Les fonctions de transfert de la structure peuvent s'exprimer ainsi :

$$[H(\omega)] = [G_{XY}(\omega)] [G_{XX}(\omega)]^{-1} \quad (1-35)$$

où :

$H_{iq}(\omega)$ sont les éléments de la matrice des fonctions de transfert de la structure;

$G_{XY(iq)}$ sont les éléments de la matrice des spectres croisés entre l'entrée i ($1 \geq i \leq n$) et la réponse q ($1 \geq q \leq m$);

$G_{XX(i,r)}$ sont les éléments de la matrice des spectres croisés entre la réponse i ($1 \geq i \leq n$) et la réponse r ($1 \geq r \leq n$).

Pour résoudre l'équation 1-35, il est nécessaire que la matrice G_{XX} ne soit pas singulière sur l'ensemble de la plage d'analyse. Trois situations empêchant la résolution ont été identifiées :

- L'autospectre d'une des entrées est égal à 0 sur une certaine plage de fréquences.
- Au moins deux des entrées sont parfaitement cohérentes sur une certaine plage de fréquences ce qui a pour effet que deux lignes ou deux colonnes de la matrice deviennent une combinaison linéaire.
- Des problèmes numériques surviennent empêchant l'inversion de la matrice G_{XX} . Ces problèmes peuvent être causés par des situations s'approchant des cas décrits précédemment.

Il est généralement considéré que l'excitation doit alors être constituée de signaux dont la cohérence ordinaire n'est pas unitaire ($0 < \gamma < 1$). La méthode de vérification des cohérences ordinaire et partielle est la plus employée mais d'autres techniques de vérification sont aussi proposées [47].

Des méthodes permettant l'identification des paramètres modaux à l'aide d'une excitation mécanique multiple et parfaitement cohérente ont été développées [56, 57]. Il s'agit d'une méthode utilisant une excitation multiple utilisant des signaux de type multisine. Un signal multisine est périodique et est constitué d'une somme de sinus harmoniquement reliés en fréquence en fonction de la durée de la fenêtre de mesure. L'amplitude des signaux sinusoïdaux est choisie aléatoirement tandis que la phase est choisie pour diminuer le facteur de crête. Ces méthodes ont pour but la minimisation des erreurs liées à la non-synchronisation (leakage), l'optimisation du rapport signal sur bruit et la réduction de la durée des mesures. Les étapes de réalisation d'un essai sont les suivantes :

- Calcul et génération de n_s signaux multisines (avec $n_s >$ ou égal au nombre de points d'excitation) à l'aide de l'algorithmes d'optimisation de Schroeder [58].
- Application séquentielle de chacun des n_s signaux multisines d'excitation et mesures des signaux d'entrée et de la réponse du système.
- Calcul des fonctions de transfert de la structure et identification des paramètres modaux à l'aide du modèle de l'équation 1-35. L'algorithmes de définition des signaux permet d'obtenir n_s cas de chargement de la structure qui sont linéairement indépendants permettant ainsi l'inversion de la matrice G_{XX} .

Ces méthodes, malgré leur innovation quant à l'utilisation d'une multi-excitation cohérente optimisée, demeurent tout de même exigeantes quant à leur application et à l'instrumentation nécessaire pour la mettre en pratique. En effet, le calcul et la

génération des excitations mécaniques ainsi que la mesure des forces d'excitation et de la réponse rendent la méthode aussi exigeante qu'une analyse MIMO.

La réalisation d'un essai d'analyse modale avec une méthode MIMO nécessite une grande préparation et une instrumentation adaptée tel un analyseur multivoies, plusieurs actuateurs pour appliquer les forces sur la structure (généralement des pots vibrants) munis chacun de leur générateur de signaux avec contrôle indépendant, plusieurs capteurs pour la mesure de la force d'entrée et de plusieurs capteurs pour la mesure de la réponse vibratoire de la structure ainsi qu'un logiciel d'analyse approprié pour identifier les paramètres modaux.

À l'instar de la méthode MIMO, l'appropriation modale utilise simultanément plusieurs actuateurs pour l'excitation et est considérée comme la première méthode MIMO d'étude dynamique des structures. L'ajustement de l'amplitude et de la phase des excitations sinusoïdales permet l'observation de la déformée modale et l'amortissement est extrait de la mesure des forces d'excitation, celles-ci étant égales aux forces d'amortissement. Cette méthode est très efficace pour identifier des structures fortement amorties [59] et est encore largement utilisée par l'industrie aéronautique [60]. Par contre, tout comme l'ensemble des méthodes MIMO, l'appropriation modale nécessite un dispositif expérimental imposant constitué de plusieurs actuateurs couplés à la structure et de nombreux générateurs et capteurs.

Ces méthodes, en plus d'être exigeantes au point de vue du nombre de sources d'excitation, ne sont pas adaptées à la caractérisation des structures telles les plaques minces ou les circuits électroniques car l'ajout de plusieurs liens mécaniques modifient les propriétés dynamiques de la structure [61]. La prochaine section discutera des possibilités de réaliser une excitation acoustique pour le besoin de l'analyse modale.

1.3.4 Excitation acoustique

L'excitation acoustique est principalement utilisée pour l'analyse modale des cavités comme outil d'investigation des modes acoustiques. L'intérêt pour cette technique réside dans l'amélioration de la qualité du milieu sonore à l'intérieur des salles. Les applications dans le domaine de l'aviation et de l'automobile ont été la principale motivation des travaux effectués dans ce domaine depuis le milieu des années 1970 [62]. La réalisation de ce type d'essais nécessite l'utilisation d'une source d'excitation acoustique contrôlée appelée source de vitesse volumique « Volume velocity source » ainsi qu'une série de microphones pour la mesure du champ sonore à l'intérieur de la cavité. Une étude réalisée par Brown [63] en 1978, illustre la possibilité d'effectuer des mesures d'analyse modale en combinant une excitation mécanique et d'une mesure de la réponse acoustique de la structure. Des travaux plus récents s'intéressent au couplage entre la structure et la cavité [64-67]. Ces auteurs étudient l'interaction entre la réponse acoustique de la cavité et l'excitation structurelle ainsi qu'entre la réponse de la structure et l'excitation acoustique. Le but principal de ces études est de permettre une prévision plus adéquate du comportement acoustique de la cavité. L'utilisation de l'excitation acoustique d'une structure dans le but de prédire ses propriétés mécaniques tels ses modes de vibration ou son amortissement, n'est abordée qu'indirectement par Sas [62, 64] et ce dans le but de prédire la perte par transmission d'un mur à double cloison.

Wyckaert [66] propose une formulation d'un modèle vibro-acoustique (modèle direct) permettant d'illustrer le couplage entre la structure et la cavité. Ces relations peuvent être combinées pour arriver à une description globale des systèmes vibro-acoustiques couplés. Comme il a été mentionné, les travaux réalisés ont principalement pour but la description et l'amélioration de la qualité sonore des cavités.

Dans la prochaine section, une discussion sur les notions de ODS et de MAC sera réalisée.

1.3.5 Operating Deflection Shape (ODS) et Mode Assurance Criteria (MAC)

1.3.5.1 Operating Deflection Shape (ODS)

L'ODS ou déformée en fonctionnement est une représentation de la déformation de la structure à une force ou une série de forces quelconques. Ainsi, nous pouvons associer l'ODS à la réponse de vibration forcée d'une structure avec l'application simultanée sur celle-ci d'un minimum de deux forces localisées [68]. La réponse forcée d'une structure est la solution de l'équation du mouvement tel qu'illustré par :

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F(t)\} \quad (1-36)$$

où :

M , C , K sont respectivement les matrices de masse d'amortissement de rigidité de la structure, y et F sont respectivement les vecteurs de déplacement de la structure et la force appliquée sur l'ensemble de la structure.

Cette équation s'exprime de la façon suivante dans le domaine fréquentiel :

$$\{ODS(j\omega)\} = \{Y(j\omega)\} = [H(j\omega)] \{F(j\omega)\} \quad (1-37)$$

La solution de l'équation 1-37 représente l'ODS qui est la réponse forcée d'un système mécanique qui est donné par le produit de la matrice de fonction de transfert de la structure par la force appliquée sur celle-ci, à n'importe quelle fréquence.

Ainsi lorsque l'on représente l'ODS à une fréquence très rapprochée d'une fréquence naturelle du système, celle-ci est très semblable à la déformée modale elle-même. Par contre, l'expression de l'ODS à une fréquence médiane entre plusieurs modes sera expliquée comme une combinaison linéaire de ces modes. Le théorème de superposition

modale exprime la réponse Y en fonction des paramètres modaux fondamentaux :

$$Y(\omega) = \left(\sum_{i=1}^n \frac{\phi_i^T \phi_i}{\omega_i \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_i} \right)^2 + 2j \xi_i \frac{\omega}{\omega_i} \right]} \right) F(\omega) \quad (1-38)$$

où :

Y est le vecteur de déplacement de la structure;

F est le vecteur de force appliquée sur la structure;

ϕ_i et ω_i sont respectivement le vecteur de déformée modale du $i^{\text{ème}}$ mode et la $i^{\text{ème}}$ fréquence naturelle de la structure;

et finalement ω est la pulsation de la force appliquée.

Le théorème de superposition modale illustre alors que l'ODS est obtenue par combinaison linéaire à partir des déformées modales.

1.3.5.2 Mode Assurance Criteria (MAC)

Le MAC est une méthode de comparaison des déformées modales. Il est utilisé pour valider ou comparer les modes obtenus par l'analyse modale expérimentale et les analyses par une autre méthode [49] ou pour vérifier si un changement s'est produit dans une structure sous étude [69]. Il est défini comme le carré du produit scalaire des deux vecteurs de déformées modales à comparer divisé par la norme de chacun :

$$MAC = \frac{(\{\phi_1\} \cdot \{\phi_2\})^2}{|\phi_1| |\phi_2|} \quad (1-39)$$

où : ϕ_1 et ϕ_2 sont les deux vecteurs à comparer. Mathématiquement cette expression est comprise entre 0 et 1. Lorsque le MAC est près de la valeur 1, les deux déformées modales sont identiques.

1.4 Précipitation de défauts latents des assemblages électroniques

Cette section traitera des produits électroniques et de leurs modes de défaillance. Dans la première partie, les niveaux d'intégration typiques des produits électroniques seront décrits. Nous porterons une attention particulière à la description du deuxième niveau d'intégration soit les circuits électroniques et à l'identification de ces modes de défaillance. Car il s'agit du niveau principal d'application de l'ESS. Ensuite, nous discuterons des modes de défaillance associés à différentes configurations ainsi que de l'analyse de ces défaillances. Le lecteur qui désirera obtenir plus de détails sur certains modes de défaillance pourra consulter les ouvrages suivants [70, 71]. Enfin, la dernière section traitera des stimulations environnementales pouvant être utilisées pour détecter ces défaillances potentielles.

1.4.1 Assemblages électroniques

La configuration d'un produit typique est constituée de l'intégration de composantes électroniques assemblées sur un ou plusieurs circuits électroniques. Ces circuits sont eux-mêmes intégrés à l'intérieur d'un boîtier constitué d'une structure mécanique et de connections électriques entre les circuits et avec d'autres accessoires électriques ou électroniques. Il est généralement admis que les produits électroniques sont séparés en trois niveaux d'assemblage ou d'intégration [70] :

- Niveau 1 : des composantes telles que résistances, capacitances, inductances ou circuits intégrés (CI) de toute sorte. Ces composantes doivent permettre l'interconnexion ou l'attache au deuxième niveau d'assemblage généralement à l'aide de soudures.
- Niveau 2 : des CCI qui sont constitués de composantes (niveau 1) installées sur des cartes des circuits imprimés vierges. Les CCI permettent l'assemblage des

composantes pour la réalisation de la fonction spécifique du circuit. Ils doivent aussi permettre l'interconnexion entre les circuits et avec le produit complet.

- Niveau 3 : le produit complet est constitué de CCI (niveau 2) assemblés à l'intérieur d'un boîtier avec les câbles, source de tension, système de refroidissement et autres accessoires. Les matériaux utilisés pour la construction des châssis varient selon des considérations liées au poids, au coût et à d'autres spécifications particulières.

1.4.1.1 Technologies de montage de composantes sur le circuit imprimé

L'assemblage des composantes sur la CCI a beaucoup évolué au cours des années 1990. C'est ainsi que les méthodes de montage de composantes qui étaient basées uniquement sur les composantes à montage par insertions (PTH : Pin-Through-Hole ou IMT : Insertion-Mount-Technology) ont été remplacées très majoritairement par les composantes de montage en surface (SMT : Surface Mount Technology). Les caractéristiques des deux techniques d'assemblage sont décrites en détail par Viswanadham [71]. Les circuits avec de grandes densités de composantes utilisent la technologie SMT. Les modes de défaillance du montage par insertion sont connus des industriels et bien documentés, principalement sur l'effet des trous dans la CCI. L'introduction du montage en surface a fait apparaître de nouveaux modes de défaillance comme, entre autres, le phénomène de pierre tombale ou « tombstoning » lors de l'installation de résistances ou de capacités. À titre d'illustration de la possibilité de l'augmentation de la densité de composantes lors de l'utilisation du montage en surface, la largeur des traces permettant l'attache des composantes atteint 0,3 mm alors qu'elle était de 1 à 2,5 mm avec le PTH. L'augmentation de la densité de composantes rend le processus de production, l'inspection visuelle et le contrôle de qualité des circuits plus difficiles. L'ESS permet alors une vérification de la qualité des produits plus efficace en éliminant certaines étapes d'inspection peu efficaces et en amplifiant la capacité de détection des défauts latents.

Alors que dans le cas du SMT et du PTH, les méthodes d'attache des composantes sur la CCI utilisent des pattes ou des points de contact situés en périphérie de la composante, des technologies en émergence telle le « Ball Grid Array » ou BGA permet l'utilisation de l'ensemble de la surface selon un patron prédéterminé sous le circuit intégré pour effectuer des joints de soudure sur des dimensions variant de 0,5 à 1,5 mm. D'autres technologies modifient l'assemblage et le design des circuits électroniques. Les circuits intégrés à plusieurs modules (Multichip Module : MCM) qui comportent plus d'un circuits intégrés dans une seule composante, les circuits intégrés renversés ou Flip Chip qui permettent l'augmentation de la densité sur les circuits intégrés et le montage de circuits intégrés directement sur le CI (Chip-on-Board : COB) font partie des efforts de l'industrie pour augmenter la densité de composantes et la complexité des produits électroniques. Des données sur l'augmentation de la densité de composantes des circuits intégrés montrent une augmentation correspondante à une droite avec une représentation graphique log-log (connue sous le nom de loi de Moore) [72]. Ainsi le nombre de transistors par circuits intégrés de microprocesseurs est passé de 500 en 1970 à plus de 10 millions en 1998. L'utilisation de l'ensemble des technologies disponibles fait apparaître d'autres modes de défaillance associés au montage et à l'augmentation de la densité. La détection et la compréhension de ces défauts est une préoccupation de l'industrie électronique. Dans ce cadre, l'ESS est encore un fois une solution pour la détection et la précipitation des défauts à l'intérieur de systèmes et de sous-systèmes de plus en plus complexes.

La section suivante discutera des principaux modes de défaillance des assemblages électroniques tout en se concentrant sur les défaillances survenant au niveau du circuit électronique.

1.4.1.2 Types de défaillances

Les défaillances des assemblages électroniques appartiennent à l'une des trois catégories suivantes : 1) court-circuit électrique, 2) circuit ouvert et 3) défaillances intermittentes.

- 1) Court-circuit électrique : les circuits ou sections de circuits sont isolés électriquement les uns des autres. Il y a un court-circuit lorsqu'un chemin électrique se développe entre deux points alors que ceci n'était pas prévu pour le bon fonctionnement de l'assemblage électronique. Ces court-circuits sont dus à des défauts d'assemblage ou à d'autres causes de nature chimique. Ceux-ci peuvent causer des augmentations de courant dans une section du circuit ayant comme conséquence une augmentation de température importante qui détériore l'assemblage électronique. Certains courts-circuits peuvent avoir des conséquences dramatiques rendant des composantes ou le produit électronique irréparables et dans certains cas allant jusqu'à causer des incendies.

- 2) Circuits ouverts : un circuit ouvert est présent lorsqu'on note un bris de continuité électrique. Cette discontinuité peut prendre la forme d'une augmentation de résistance dans le chemin électrique considéré, comme par exemple une fissure très fine se développant à l'intérieure d'un joint de soudure. Les contraintes mécaniques causées par les différences d'expansion thermique entre les matériaux sont une des causes de ce type de défaillance. Les contraintes mécaniques causées par la vibration ou par d'autres effets chimiques contribuent de façon significative au développement de circuits ouverts dans les circuits électroniques. La fatigue mécanique générée par la flexion du circuit cause aussi l'apparition de circuits ouverts. Pour les composantes saines, ces défaillances associées à la fatigue mécanique sont généralement reliées à la fin de vie utile du produit. Par contre, lors du processus de production, des défauts latents peuvent survenir dans les soudures tels la présence de bulles d'air ou de vides, sur la CCI ou à l'intérieur des composantes. Ces

imperfections peuvent ainsi catalyser la précipitation de circuits ouverts. Les défaillances de type circuits ouverts sont fréquentes à l'intérieur des produits électroniques, elles peuvent être difficiles à identifier mais sont généralement moins dommageables pour le produit que les courts-circuits.

- 3) Défaillances intermittentes : comme leur nom le suggère, ce type de défaillance est temporaire, elle apparaît lors de l'opération du produit et disparaît lors de l'investigation du problème. La défaillance peut aussi être présente ou non en fonction de la température, du niveau de vibration ou autres conditions d'opération telles les variations d'alimentation électrique. Ces défauts sont fréquemment décrits comme « aucun problème détecté » (No Defect Found : NDF ou No Fault Found : NFF). Les défauts intermittents sont les plus difficiles à repérer. Ils demandent une bonne connaissance du produit électronique et un sens du jugement aiguisé de la part de l'investigateur. Par chance, les défaillances intermittentes peuvent être généralement reproduites à l'aide des stimulations environnementales de l'ESS et même dans quelques cas devenir des défaillances permanentes de type court-circuit ou circuit ouvert.

1.4.1.3 Causes des défaillances

Tous les produits électroniques sont susceptibles de faire défaut. L'instant auquel la défaillance apparaîtra dépend de la nature du produit, de la qualité de son design, de sa fabrication ainsi que de l'environnement d'opération. Les causes de défauts peuvent être variées et se produire à différentes périodes de la vie du produit. Par exemple, des défaillances dues au processus de production peuvent affaiblir une certaine quantité de produits et les faire défaillir rapidement lors de la mise en service lorsque la sévérité de l'environnement d'opération excède la résistance de ces produits affaiblis par les défaillances latentes. Pour illustrer le processus de défaillance, nous allons discuter des

défaillances du produit en fonction du chevauchement de la sévérité de l'environnement et de la résistance du produit. Ces deux quantités peuvent être représentées par des distributions normales ayant une moyenne et un écart-type. Comme l'illustre la figure 1-12, la probabilité qu'un produit particulier défaille est fonction du chevauchement des distributions statistiques de la robustesse et de la sévérité de l'environnement.

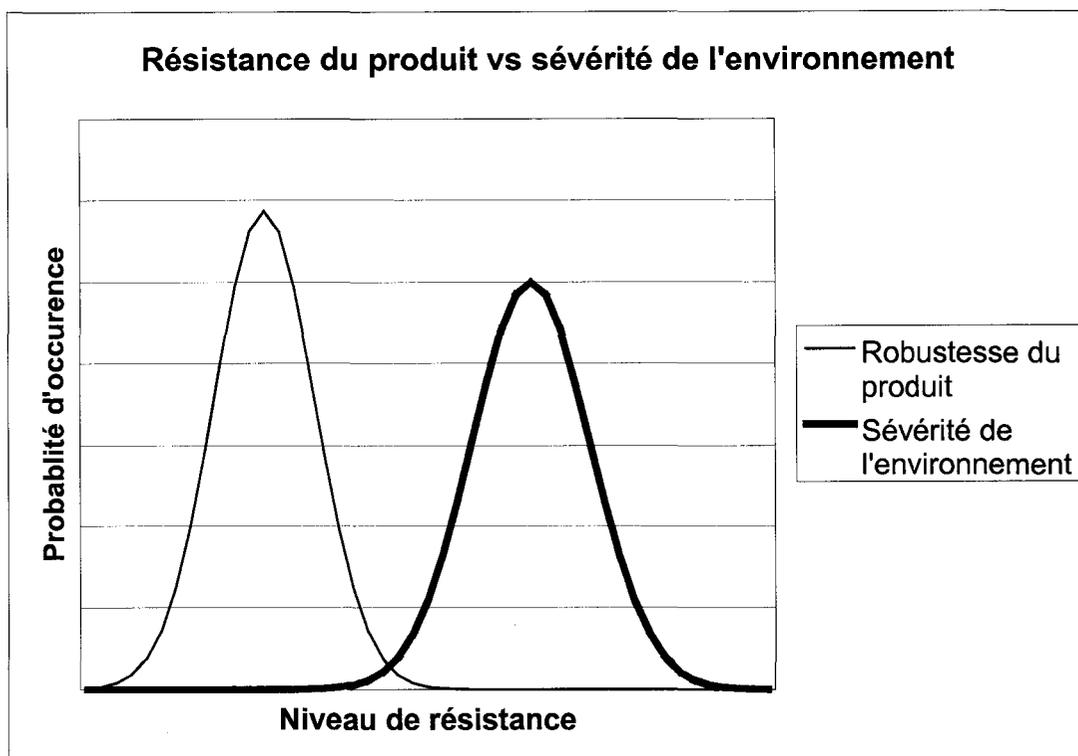


Figure 1-12 Robustesse des produits vs sévérité de l'environnement

Ainsi, le designer et le manufacturier n'ont pas le contrôle sur la variation de la sévérité de l'environnement auquel leur produit est exposé. Ils peuvent par contre diminuer la probabilité de défaillance en contrôlant la moyenne et la variance de la résistance de leur produit. Plusieurs approches peuvent être utilisées pour augmenter la fiabilité :

- Diminution de la variance de la résistance du produit : il s'agit du contrôle de production par la méthode 6 sigmas. Elle a pour but un contrôle de la variation du procédé mais ne protège pas contre un imprévu comme un mauvais lot de pièces ou un procédé de soudure ayant une dérive soudaine [73-75].
- Augmentation de la résistance moyenne du produit pour que la probabilité de défaillance soit réduite. Ceci permet une augmentation de la marge entre le niveau d'opération et la limite d'opération et de destruction du produit permettant alors de réaliser l'ESS à des niveaux supérieurs, et ainsi détecter les défaillances de mortalité infantile plus rapidement et plus efficacement [70, 71].

Dans les prochaines sections, nous allons discuter de défaillances spécifiques à différentes composantes des produits électroniques.

1.4.1.4 Défauts des CCI

Une carte de circuits imprimés (CCI) est un composite constitué de couches de fibre de verre imprégnées de résine « prepreg » sur lesquelles des traces de cuivre sont gravées chimiquement sur plusieurs plans pour permettre le passage des signaux et de la mise à la terre. Cet assemblage possède différents types d'interconnexions entre les plans appelées « Via ». De plus, certaines parties de la surface extérieure du circuit sont protégées contre l'adhérence de la soudure permettant à celle-ci d'adhérer seulement aux endroits non protégés. Comme nous le constatons, la CCI est un assemblage complexe et plusieurs défauts peuvent survenir lors de sa production.

Les principaux défauts des CCI sont :

- Défauts de matériaux : il s'agit principalement de fissures, d'inégalités de surface, de présence de poches d'air ou bien de délaminage du matériel. Toutes ces conditions

sont favorables à l'accumulation d'humidité ou à une contamination du matériau. Ceci affecte alors les propriétés diélectriques du matériau ainsi que sa résistance mécanique principalement en présence d'humidité ou de variations cycliques de température.

- Défauts de traces électriques : comme nous l'avons mentionné, les traces sont produites sur le matériau de la CCI à l'aide d'un procédé de gravure chimique semblable à la photographie. Ainsi, la surface de cuivre non exposée est dissoute et un film protecteur d'argent protège les traces électriques. Les défauts sont principalement associés à une défaillance dans le processus de fabrication causant des courts-circuits, des circuits ouverts ou des conducteurs à surface réduite. Il y a aussi une partie des défaillances qui est liée à des défauts mécaniques reliés à la manipulation des circuits ou bien des problèmes d'adhérence de trace dus à une contamination de surface.
- Défauts de PTH : les défaillances des assemblages de montage par insertion sont principalement liées au perçage des trous dans la CCI et dans le placage du cuivre à l'intérieur de ces trous ou « Vias ». Elles peuvent diminuer de façon importante la fiabilité des produits.
- Masque de soudure : Le masque de soudure protège certaines parties du circuit lors du procédé de soudure. Son application doit être de qualité et aussi être bien localisée sur le circuit principalement lors de la production de traces très fines ou dans le cas particulier des BGA ou d'autres circuits intégrés à haute densité d'interconnexions. Les défaillances dues aux défauts de masque de soudure incluent une dégradation des joints de soudure ou des courts-circuits.

1.4.1.5 Défauts des composantes

Il existe une multitude de types de composantes électroniques de différentes dimensions, poids, formes et construction. Le choix d'une composante particulière dépend du besoin,

de la disponibilité, du coût et des spécifications du produit. La discussion portera principalement sur les composantes à montage en surface.

Les problèmes principaux communs à l'ensemble des composantes sont reliés aux contraintes thermiques élevées que subissent les composantes lors de la soudure à vagues. Celle-ci peut créer ou faire propager une fissure ou bien évaporer l'humidité absorbée par la composante et ainsi créer une dégradation de la composante, parfois accompagnée d'une explosion (Pop-corn effect). C'est pourquoi la plupart des circuits intégrés sont fabriqués en version enrobée de plastique. La figure 1-13 illustre la propagation d'une fissure à l'intérieur d'une composante.

D'autres défauts comme le positionnement des composantes simples telle la pierre tombale ou « Tombstoning », les composantes à angles « Skewing » sont causés par des tensions de surface inégales sur les deux côtés de la composante lors du refroidissement de la soudure. Les détails sur le processus de défaillance sont présentés par Viswanadham [71]. Cette situation peut causer la propagation d'une fissure ou le bris de la composante. La figure 1-14 illustre a) le phénomène de pierre tombale, b) les composantes à angle et c) le bris d'une composante.

De plus, comme les circuits intégrés sont des circuits électroniques miniatures comprenant un substrat et des milliers d'interconnexions, certains problèmes sont liés à la qualité de fabrication interne de ceux-ci. La présente recherche n'a pas pour but de décrire en détail la fabrication interne des circuits intégrés. Des discussions à ce sujet sont présentées par Viswanadham et McKeown [70, 71]. Notons, par contre, que les stimulations environnementales de l'ESS sont en mesure de faire apparaître ce type de défauts.

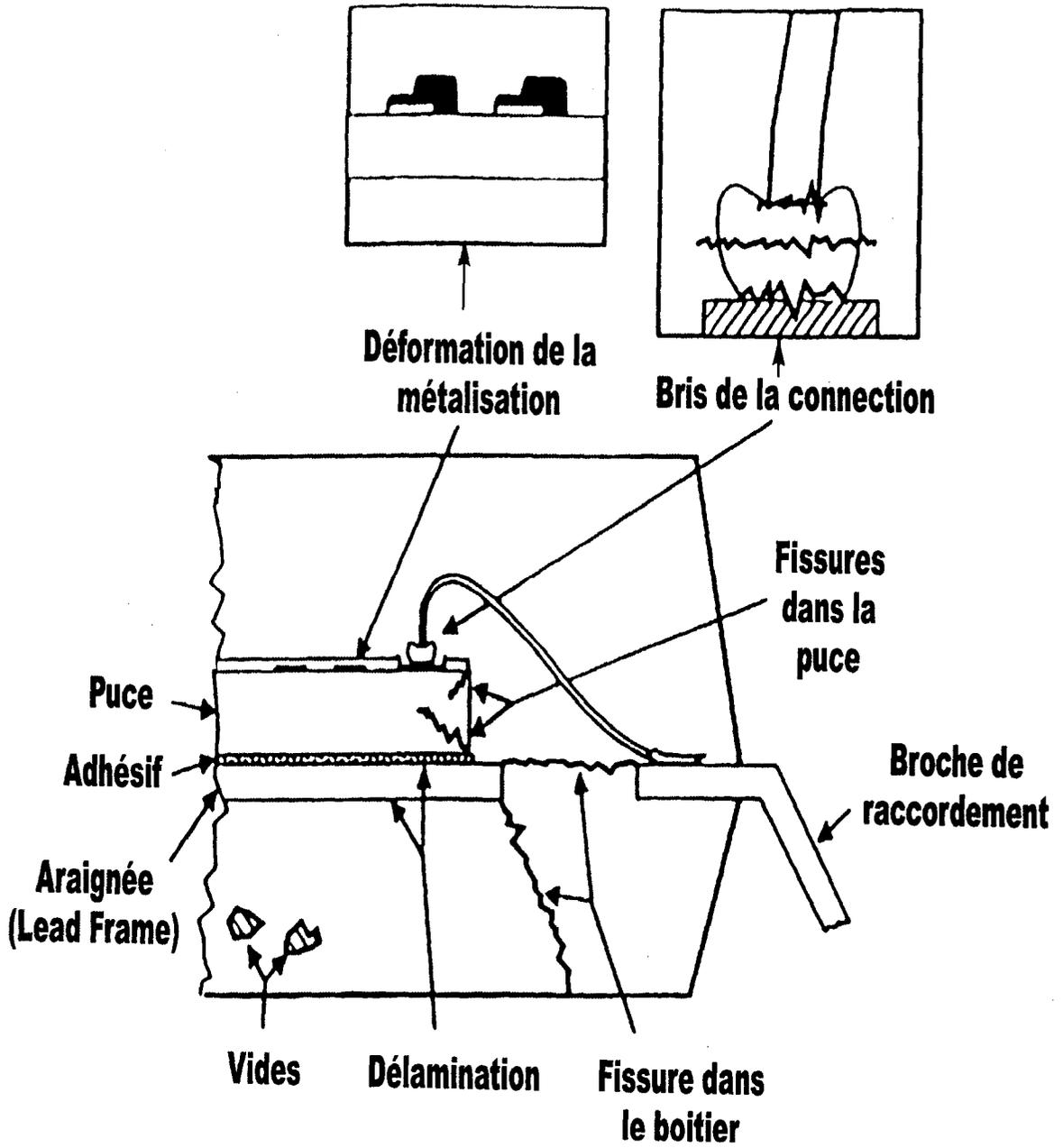


Figure 1-13 Propagation d'une fissure à l'intérieur d'une composante

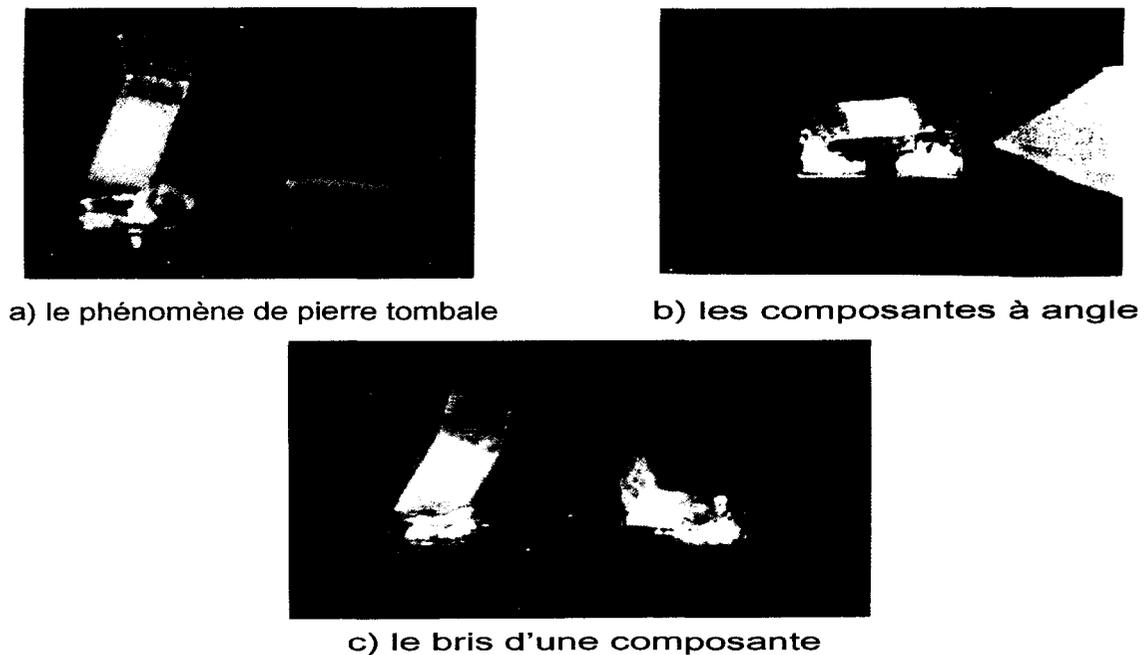


Figure 1-14 Défauts de soudures de composantes (tiré de [71])

1.4.1.6 Défauts des interconnexions

Les défaillances dites d'interconnexion sont liées au mécanisme de liaison entre différents métaux spécialement dans les joints de soudure qui lient les composantes à la CCI. Ils sont principalement liés à des bulles d'air ou vides dans la soudure et dans certains cas allant jusqu'à l'absence de soudure. La formation des bulles d'air dans les soudures de montage en surface est liée au fait que jusqu'à 65 % du volume de la pâte à souder est composé de matériaux volatiles tel le flux ou des solvants qui se décomposent lors du processus. La figure 1-15 présente le schéma d'une soudure contenant des vides. Ces vides créent une concentration de contrainte qui diminue la résistance mécanique de la soudure.

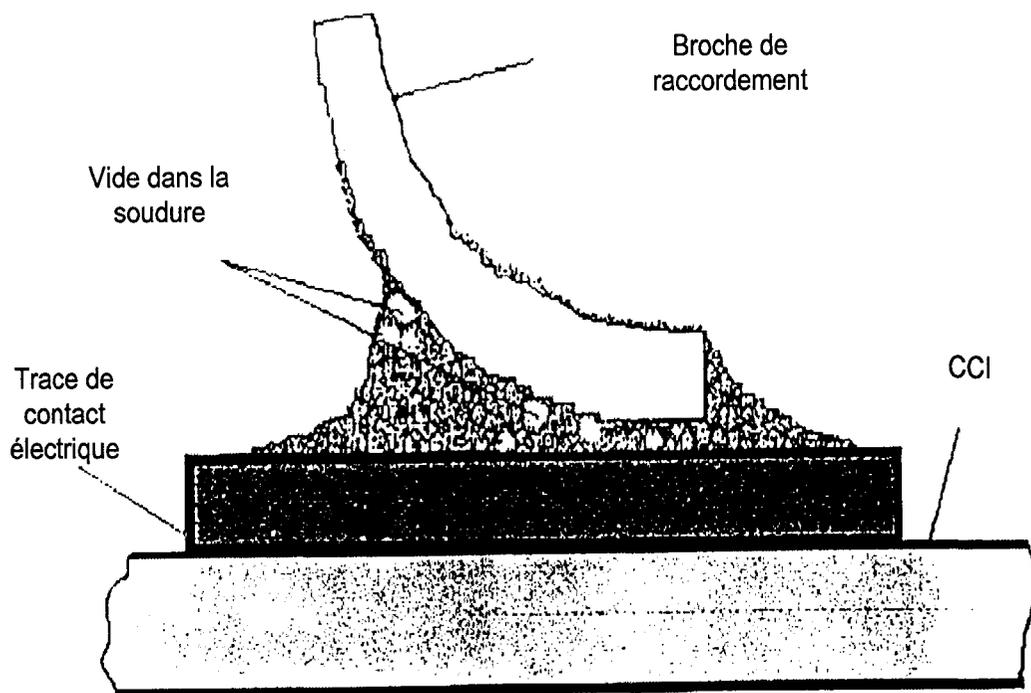
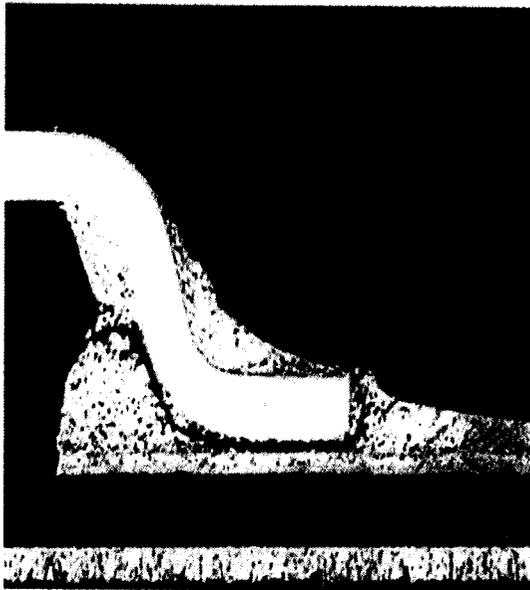


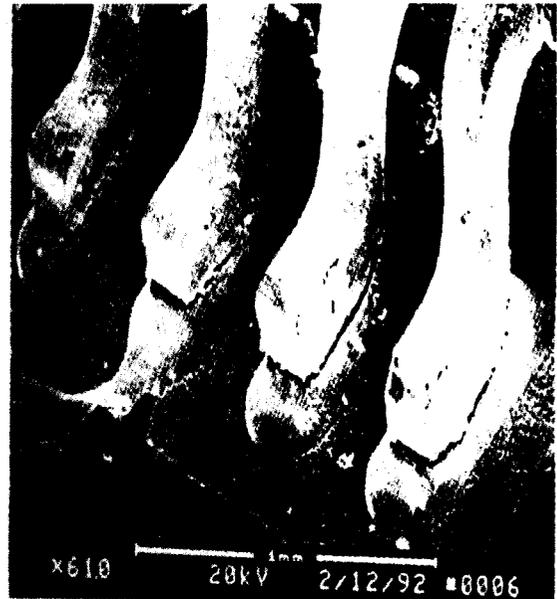
Figure 1-15 Schéma d'une soudure contenant des vides

D'autres problèmes de soudure peuvent survenir à cause de pattes de composants endommagées ou de joints de soudure qui se brisent lors de la production. La figure 1-16 illustre ces phénomènes.

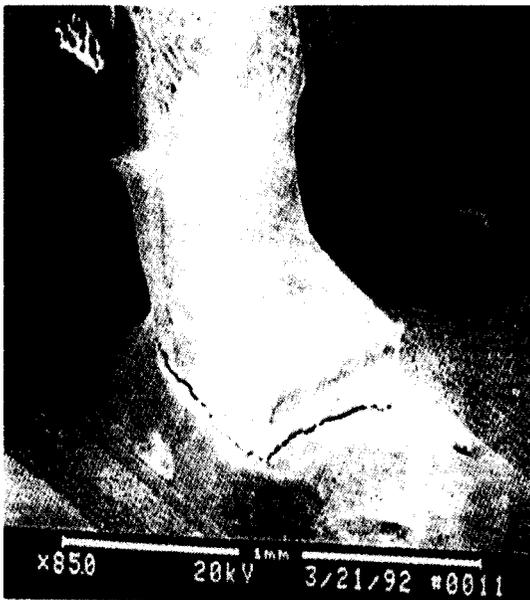
L'apparition d'une phase intermédiaire à la jonction entre deux éléments ou plus est un phénomène métallurgique à l'adhérence du joint d'interconnexion. Par contre, la croissance trop développée de cette phase intermédiaire modifie les propriétés électriques de l'interconnexion et peut altérer la fiabilité des joints de soudure en facilitant la propagation des fissures [71].



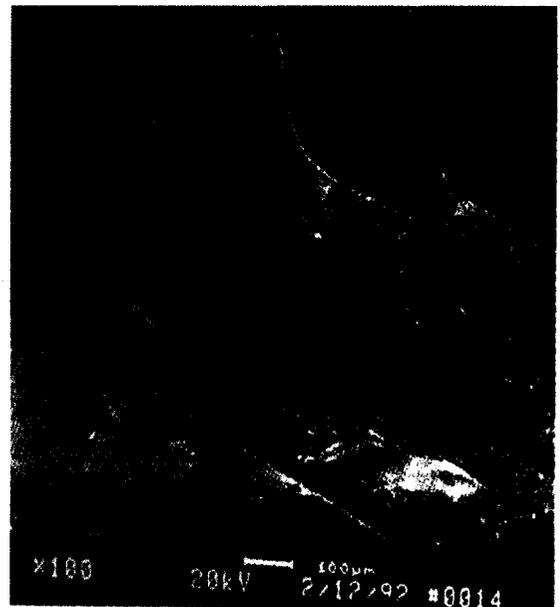
a) Fissure sous la broche de CI
(invisible à l'impaction visuelle)



b) Plusieurs fissures sous les
broches de CI



c) Fissure sous une broche de CI



d) Broche de CI endommagée
et soudure fissurée

Figure 1-16 Composantes endommagées ou soudures brisées (tiré de [71])

Les défaillances de joints de soudure représentent selon plusieurs manufacturiers, le principal problème de mortalité infantile existant dans les produits électroniques. Il est aussi reconnu que les stimulations vibratoires et de cycles thermiques rapides précipitent promptement ce genre de défaillances.

1.4.1.7 Défauts de connecteurs

Un connecteur est une interface électrique entre deux sous-assemblages d'un produit. Lorsqu'il y a dégradation d'un connecteur, il est possible que la résistance augmente et introduise des distorsions ou des pertes de signal qui rendent les performances inacceptables. Les mécanismes de défaillance des connecteurs sont variés. Ils incluent les bris mécaniques, électriques, l'accumulation de contraintes dues à la surchauffe, l'usure, la corrosion, la contamination de surface et les défaillances liées à l'assemblage. La durabilité du contact électrique et la stabilité de celui-ci sont les principales qualités d'un connecteur fiable. Les stimulations vibratoires et thermiques sont des conditions d'accélération des défauts de connecteurs.

1.4.2 Essais accélérés

Lors des vibrations, la contrainte de flexion dépend beaucoup plus de la courbure de la CCI que du niveau d'accélération. La contrainte de rupture est proportionnelle à l'inverse du rayon de courbure [32, 76, 77], cela signifie que le niveau de contrainte est distribué spatialement sur la CCI. La contrainte devient fonction du niveau d'excitation des formes des différents modes de la CCI. Les possibilités de précipitation de défauts à l'aide d'un mode particulier sont alors reliées à la distribution de la vitesse de la contrainte sur la CCI. L'analyse de la répartition géographique des composantes sur le circuit et l'analyse modale permettent d'augmenter l'efficacité de précipitation dans une région du circuit par l'excitation d'un mode particulier. Cette excitation adaptée peut être réalisée en

mode sinusoïdal. Par contre, dans le but de répartir la contrainte sur l'ensemble du CCI l'excitation doit permettre la vibration à plusieurs fréquences de résonance simultanément. La vibration aléatoire contenant un spectre de fréquences étendu permet la répartition de la contrainte sur l'ensemble du circuit.

La vibration peut être utilisée dans plusieurs conditions pour vérifier le fonctionnement des produits :

- Lors des essais de qualification qui vérifient que le produit fonctionne selon les spécifications. Il s'agit alors d'une simulation de l'environnement spécifiée par contrat avec le client.
- Lors du processus de design pour vérifier les performances et augmenter la robustesse du produit. Il s'agit de l'étape de HALT sur le produit.
- Lors des essais de vie accélérée qui ont pour but la détermination de la durée de vie du produit et de ces modes de bris. Ils sont associés aux méthodes de fiabilité conventionnelles.
- Lors de la stimulation vibratoire ayant pour but la précipitation de défauts. Il s'agit de l'ESS ou du HASS.

Dans les trois derniers cas, le niveau de vibration utilisé est supérieur au niveau que le produit subit lors de sa vie utile.

Des méthodes d'essais accélérés de transformation entre la durée et le niveau de vibration d'un essai accéléré et la vibration réelle subie par le produit existent. Par exemple, la norme MIL-STD-810F, méthode (514.5) [78] propose les conversions suivantes :

- Vibrations sinusoïdales :

$$\frac{g_1}{g_2} = 6 \sqrt{\left(\frac{t_2}{t_1}\right)} \quad (1-40)$$

où :

t_1 est le temps de vibration au niveau en service;

t_2 est le temps de vibration au niveau supérieur;

g_1 est le niveau de vibration sinusoïdale au niveau en service;

g_2 est le niveau de vibration sinusoïdale au niveau supérieur.

- Vibrations aléatoires :

$$\frac{PSD_1}{PSD_2} = 4 \sqrt{\left(\frac{t_2}{t_1}\right)} \quad (1-41)$$

où :

t_1 est le temps de vibration au niveau en service;

t_2 est le temps de vibration au niveau supérieur;

PSD_1 est le niveau de vibrations aléatoires (à une fréquence déterminée) au niveau en service;

PSD_2 est le niveau de vibrations aléatoires (à une fréquence déterminée) au niveau supérieur.

1.4.3 Précipitation thermique

La différence de coefficient d'expansion thermique appelé CTE (*Coefficient of Thermal Expansion*) entre le matériau de la carte des circuits, les composantes et les soudures créent des déplacements relatifs sur la CCI. Ces déplacements relatifs provoquent une contrainte de distribution sur la CCI. Les différences de CTE se situent entre 7 et 20 ppm/°C. De plus, les propriétés dynamiques des CCI sont variables en fonction de la

température. Les fréquences de résonance et le taux d'amortissement varieront selon la température prévalant dans le cadre du procédé ESS.

1.4.4 Précipitation en environnement combiné

Les contraintes créées par une stimulation combinée de température et de vibrations sont les mêmes que celles créées lors de l'excitation simple mais dans ce cas elles s'additionnent de façon dynamique. Les travaux du CALCE [79] montrent une évaluation de l'environnement combiné. La somme de contraintes de fatigue accumulées par une stimulation à un environnement combiné est difficile à déterminer. Ces contraintes peuvent être supérieures ou inférieures à la somme de contraintes des environnements individuels.

1.4.5 Synthèse et autres environnements

À l'intérieur du processus de production, les circuits peuvent être vérifiés électriquement par des essais fonctionnels ou inspectés par différentes méthodes tels les rayons X. Ainsi, de nombreuses défauts peuvent être détectés. Malgré tout, l'application de ces techniques n'a pas une efficacité totale et il demeure des composantes présentant des défauts latents ou d'autres défaillances non détectés. Le procédé ESS vise principalement à identifier ces dernières et à atteindre le niveau de qualité souhaité par les entreprises.

Les principales stimulations utilisées sont la vibration et la température. Par contre, d'autres stimulations peuvent être utilisées ou combinées pour obtenir des performances de précipitation de défauts améliorées. Le tableau 1-III présente une synthèse des différents environnements qui peuvent être utilisés pour la détection et la précipitation de défauts.

Tableau 1-III

Défauts latents vs stimulation environnementale

Types de stimulation environnementale	Types de défauts précipités	Défauts
Haute température	Chimique	<ul style="list-style-type: none"> • Électromigration • Contamination des surfaces
Cycles thermiques	Mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • Soudures défectueuses • Composantes ou circuits craqués • Câbles tendus ou mal isolés • Humidité à l'intérieur des composantes • Dérive des paramètres des composantes
Vibration	Mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • Soudures défectueuses • Mauvaise adhérence des composantes • Composantes ou circuits craqués • Liens électriques endommagés • Mauvais contacts électriques • Court circuit entre circuits adjacents • Débris sur les circuits
Cycle de tension	Électrique	<ul style="list-style-type: none"> • Opération basse tension • Composantes marginales
Cycle de puissance	Mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • Soudures défectueuses
Humidité	Chimique	<ul style="list-style-type: none"> • Corrosion • Délaminage, défauts de matériel de la CCI
Susceptibilité électromagnétique (EMI)	Électronique	<ul style="list-style-type: none"> • Faible barrière électromagnétique
Décharge électrostatique (ESD)	Électronique	<ul style="list-style-type: none"> • Mauvaise mise à la terre ou isolation

CHAPITRE 2

ÉTUDE DE L'EXCITATION ACOUSTIQUE DES CIRCUITS

La méthodologie utilisée pour l'étude de l'efficacité de l'excitation vibratoire des circuits à l'aide de sources acoustiques est basée sur l'expérimentation et la validation théorique des résultats. Notre étude de l'excitation vibratoire à l'aide de sources acoustiques, aussi appelée excitation acoustique, utilise comme sources acoustiques des haut-parleurs électrodynamiques conventionnels et s'intéresse principalement à l'excitation des structures en forme de plaques tels les circuits électroniques.

La première section porte sur l'excitation acoustique des plaques en fonction de la gamme de fréquences.

La deuxième section présente les résultats des premières expérimentations basées sur l'excitation des circuits en champ réverbérant. Cette façon de faire a été retenue initialement car il s'agit du principe qui est utilisé dans les méthodes d'excitation normalisées telles que discuté au chapitre 1. À l'intérieur de cette première configuration, certains effets ont été caractérisés tels la contribution des modes de cavité et la réduction du volume sur le niveau sonore et le niveau de vibration.

La troisième section étudie la contribution en champ direct pour l'excitation acoustique des circuits. Celle-ci nous mène à l'utilisation du principe d'amplification de l'excitation vibratoire aux basses fréquences à l'aide d'un baffle autour de l'échantillon. Une configuration améliorée du banc d'essai a alors été développée sur la base de cette expérimentation et d'une validation théorique.

La quatrième section présente les possibilités d'ajustement et de contrôle de l'excitation acoustique des circuits qui ont été étudiées à l'aide d'une telle configuration.

2.1 Excitation acoustique des plaques

La stimulation vibratoire efficace des circuits électroniques et des composantes dans le cadre d'un procédé ESS doit être fondée sur l'étude du couplage acoustique avec les structures en forme de plaques et sur l'efficacité de la génération de contraintes dans les soudures des composantes. L'étude du couplage est basée sur la réciprocité entre le rayonnement acoustique des structures vibrantes et leur aptitude à réagir aux ondes acoustiques et à permettre une stimulation vibratoire. Théoriquement il est possible de distinguer deux cas que nous présenterons par ordre de complexité croissante : celui de la plaque infinie et celui de la plaque finie.

2.1.1 Plaque infinie

Comme nous l'avons mentionné à la section 1.2.4.1, les fréquences naturelles de la structure n'existent pas pour une plaque infinie. Il existe une fréquence, appelée fréquence critique, pour laquelle l'efficacité de rayonnement des ondes de flexion propagatives dans la structure est égale à l'infini et au delà de laquelle l'efficacité de rayonnement décroît sans jamais être inférieure à 1. Au-dessus de la fréquence critique, la plaque est donc facilement excitée acoustiquement ou réciproquement, elle génère beaucoup de bruit. Cette fréquence est dépendante des caractéristiques des matériaux, de l'épaisseur de la structure qui vibre et du milieu ambiant dans lequel se propage l'excitation acoustique. La fréquence critique f_c (Hz) pour une plaque couplée à un fluide léger (air) s'exprime par [40] :

$$f_c = \left(\frac{c^2}{1,815 c_L h} \right) \quad (2-1)$$

où :

c est la célérité du son dans le fluide léger (air) entourant la plaque (m/s);

h est l'épaisseur de la plaque (m);

c_L est la célérité des ondes longitudinales (m/s) dans la plaque qui est fonction de la densité volumique (ρ_s) de la plaque (Kg/m^3), du module d'élasticité du matériau (E) (Pa) et du coefficient de Poisson (ν) de la façon suivante : $c_L = \left(\frac{E}{\rho_s (1-\nu^2)} \right)$.

Il est possible de définir deux domaines fréquentiels pour lesquels le couplage vibratoire entre la plaque le fluide est différent. Premièrement, la zone subsonique pour les fréquences plus faibles que la fréquence critique (f_c) où le rayonnement des ondes de flexion propagatives dans la plaque est nul car la longueur d'onde acoustique est plus grande que la longueur des ondes de flexion propagatives dans la plaque. Deuxièmement, la zone supersonique pour $f > f_c$ où l'efficacité de rayonnement est importante et décroît régulièrement de l'infini vers 1.

2.1.2 Plaque finie

Pour sa part, la réponse vibratoire de la plaque finie à une excitation acoustique provenant du fluide environnant est influencée par les fréquences naturelles de la structure. Par contre, le comportement général de l'efficacité de rayonnement conserve la même tendance que pour la plaque infinie. Pour un mode particulier, lorsque la fréquence d'excitation est plus faible que la fréquence critique de ce mode (chaque mode a sa propre fréquence critique contrairement au cas de la plaque infinie qui a une fréquence critique unique), l'efficacité de rayonnement est inférieure à 1. Comme dans le cas de la plaque infinie, au dessus de la fréquence critique du mode, l'efficacité de rayonnement de celui-ci est importante et décroît régulièrement de l'infini vers 1 [62].

Cependant la fréquence critique de la plaque infinie joue encore un rôle dans la caractérisation du rayonnement des plaques finies. Les modes ayant une fréquence de résonance inférieure à f_c ne rayonnent pas très efficacement lorsqu'ils sont excités à leur

résonance. Au contraire, les modes ayant une fréquence de résonance supérieure à f_c rayonnent très efficacement lorsqu'ils sont excités à leur résonance. En pratique cela veut donc dire que la fréquence critique de la plaque infinie f_c sépare une zone à faible couplage (en-dessous) d'une zone à fort couplage (au-dessus).

Il est possible de calculer l'efficacité de rayonnement de chaque mode en utilisant les formules de Maidanek (présentées en annexe 1) provenant de l'ouvrage de Lesueur [40]. Dans notre cas d'excitation acoustique de plaques, nous avons évalué ce coefficient en fonction de la fréquence en nous limitant à un calcul aux fréquences de résonance de chaque mode. Cette évaluation est différente de la présentation habituelle dans la littérature où l'efficacité de rayonnement est présentée pour un même mode sur l'ensemble des fréquences. L'étude de l'efficacité de rayonnement des modes est importante, puisque nous pouvons nous servir de l'amplification aux résonances d'intérêt pour exciter la structure. Une simulation de l'efficacité de rayonnement a été réalisée pour le cas d'une plaque d'acier et celui d'une plaque de FR-4. Cette simulation porte sur 225 modes ($n=1..15$ et $m=1..15$) des plaques de FR-4 et d'acier dont les dimensions correspondent à la plaque du tableau 2-I. L'efficacité de rayonnement à la fréquence de résonance de chacun des modes a été calculée analytiquement pour une plaque en appui simple. Le modèle analytique de calcul des fréquences de résonance des plaques est présenté en détail au chapitre 3 de cette thèse où il est utilisé pour une simulation portant sur l'analyse modale expérimentale à excitation acoustique. Les graphiques des figures 2-1 et 2-2 présentent l'efficacité de rayonnement en fonction de la fréquence d'excitation acoustique.

L'analyse des résultats de simulation permet d'observer que l'efficacité de rayonnement de la plaque finie sera alors à son maximum lorsque la fréquence d'excitation sera plus grande ou égale à la fréquence critique de la plaque infinie (f_c). Ces modes possédant une fréquence égale ou supérieure à la fréquence critique posséderont un meilleur couplage fluide-structure. Le tableau 2-I illustre les caractéristiques d'une plaque d'acier

et de FR-4 de dimension typique d'une CCI. Nous observons que les fréquences critiques de la plaque d'acier et de FR-4 sont respectivement de 7 812 Hz et de 13 793 Hz. Ces fréquences critiques sont propres au matériau utilisé ainsi qu'à l'épaisseur de la plaque. Le mode propre qui possède une fréquence supérieure à la fréquence critique correspond au mode $n=6$ et $m=6$ pour l'acier avec une fréquence de 7 862 Hz et du mode $n=9$ et $m=14$ avec une fréquence de 13 812 Hz pour le FR-4. Ces fréquences critiques élevées sont explicables par une épaisseur très faible des CCI qui est généralement de l'ordre du mm même pour un circuit multi-couche.

Tableau 2-I

Caractéristiques dimensionnelles et fréquences critiques de plaques

Matériaux	Fréquence critique de la plaque infinie (f_c)	Premier mode d'une plaque de 0,152 m par 0,252 m dont la fréquence est supérieure à f_c
Acier $E=2,1 * 10^{11}$ Pa $\nu=0,30$ épaisseur (h) = 0,0015 m	7 812 Hz	$n=6$ et $m=6$ 7862 Hz
FR-4 $E=1,9 * 10^{10}$ Pa $\nu=0,14$ épaisseur (h) = 0,0015 m	13 793 Hz	$n=9$ et $m=14$ 13 812Hz

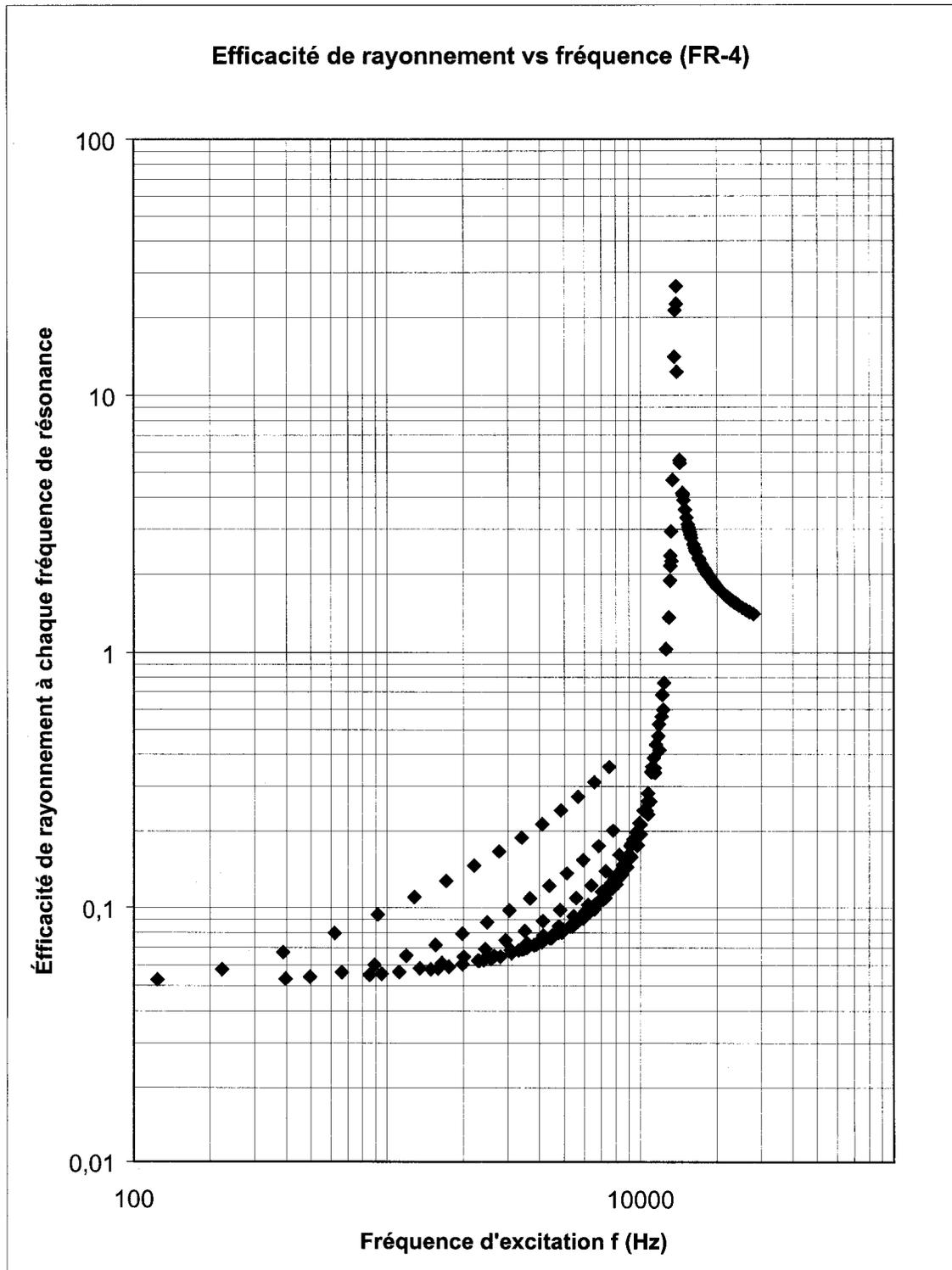


Figure 2-1 Efficacité de rayonnement vs fréquence (FR-4)

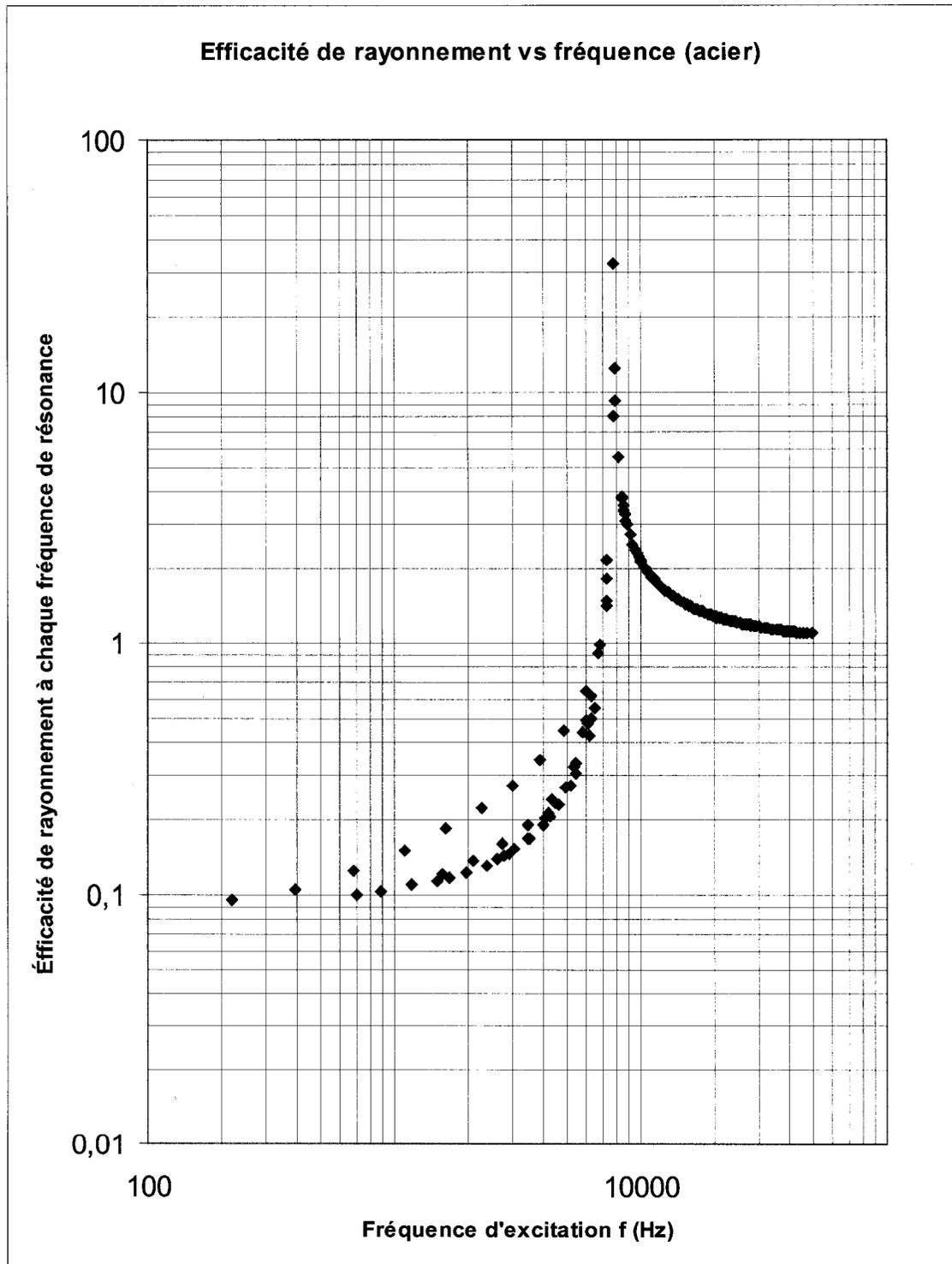


Figure 2-2 Efficacité de rayonnement vs fréquence (acier)

2.1.3 Choix de la plage de fréquence d'excitation

Le choix de la bande de fréquence d'excitation acoustique pour l'ESS est la combinaison de l'efficacité d'excitation et de la génération de contraintes dans les assemblages. Selon l'étude de l'efficacité de rayonnement, il semble que l'excitation à fréquence élevée présente l'avantage d'un meilleur couplage entre les ondes acoustiques et la structure, ce qui laisse entrevoir un potentiel d'excitation intéressant pour l'excitation directe des composants électroniques. Selon l'étude de génération de contraintes présentée au chapitre 4, Steinberg [32] considère que la contrainte critique dans les éléments est générée par la flexion dynamique du circuit. Cette contrainte critique de flexion se produit principalement à la fréquence du premier mode de vibration de la CCI. L'hypothèse simplificatrice de Steinberg considère que l'équivalence entre le déplacement dynamique au premier mode de la CCI et la force statique à laquelle elle correspond tel qu'illustré à la figure 2-3, cette force (F) est appliquée au centre de la CCI et la déflexion (z) crée un moment dans les axes x et y de la CCI qui s'exprime de la façon suivante :

$$M_y(\max) = \frac{F \left(\frac{a}{2} \right)}{2} = \frac{F a}{4} \quad M_x(\max) = \frac{F \left(\frac{b}{2} \right)}{2} = \frac{F b}{4} \quad (2-2)$$

où :

a et b sont les dimensions du circuit dans les axes x et y respectivement.

La contrainte s'exprime comme :

$$\sigma_x = \frac{M_x * z_h}{I} \quad \sigma_y = \frac{M_y * z_h}{I} \quad (2-3)$$

où :

σ est la contrainte locale sur la CCI;

I est le moment d'inertie de la CCI;

z_h est la distance par rapport à l'axe neutre ($\sigma = 0$) de la surface du circuit (approximativement $h/2$ où h est l'épaisseur du circuit).

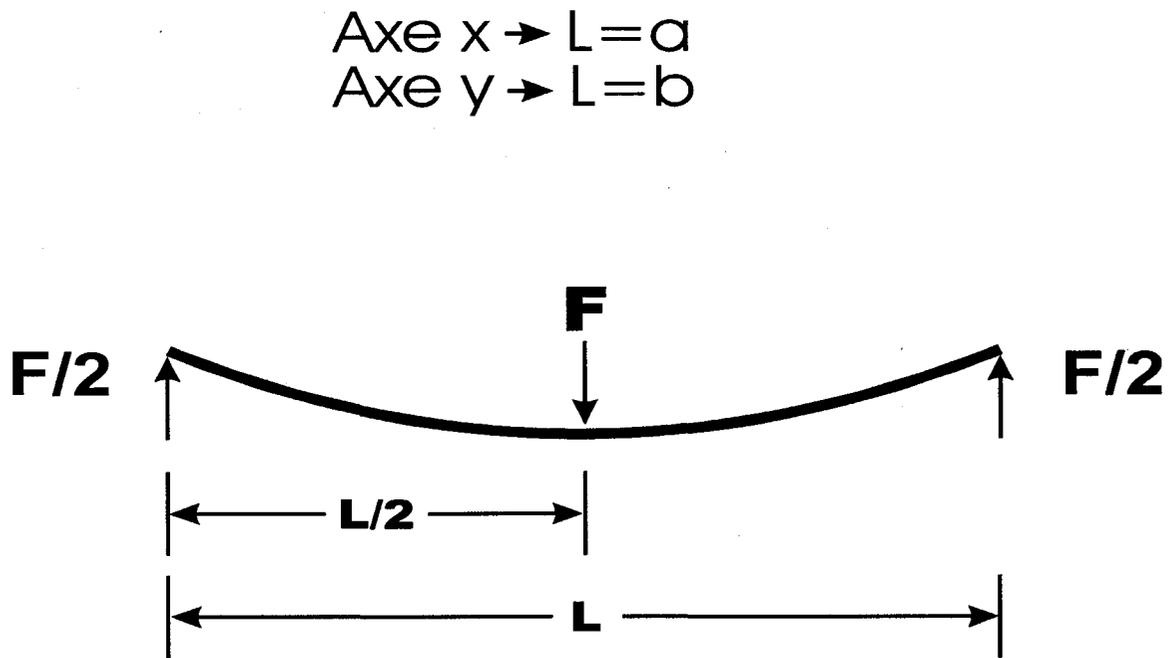


Figure 2-3 Flexion de la CCI au premier mode

Pour éviter cette hypothèse trop simplificatrice, nous avons considéré une plage de fréquence plus grande pour considérer plus de modes dans l'étude. Ceci nous permet de prendre avantage de la génération de contrainte aux modes supérieurs telle que présentée dans un ouvrage classique de résistance des matériaux pour le cas particulier d'une poutre [77]. La contrainte s'exprime alors en fonction de l'inverse du rayon de courbure (r) :

$$\sigma = \frac{E z_h}{r} \quad (2-4)$$

où :

E est le module de Young du matériau;

Z_h est la distance par rapport à l'axe neutre ($\sigma = 0$) de la surface du circuit (approximativement $h/2$ où h est l'épaisseur du circuit).

Comme nous le verrons ultérieurement au chapitre 3 de cette thèse, les fréquences des premiers modes du circuit sont situées dans la gamme de fréquence de 30-500 Hz. Pour

leur part, les essais de vibration typiques des circuits se situent dans la plage de 2 à 2000 Hz. Pour les premières expérimentations, il semble alors judicieux de mettre l'accent sur la plage de fréquences allant jusqu'à 2000 Hz utilisant ainsi le domaine de vibration où la flexion de circuit est prédominante.

2.2 Excitation en champ réverbérant

L'étude de la génération de vibrations par excitation acoustique a été effectuée à l'aide d'un banc d'essai constitué d'une cavité composée d'une structure de chambre climatique et d'une annexe permettant de coupler les haut-parleurs à la cavité. Une série d'expérimentations et de validations théoriques ont permis de modifier le banc d'essai pour obtenir une amélioration des performances acoustiques et vibratoires.

2.2.1 Banc d'essai en milieu réverbérant

Le banc d'essai en milieu réverbérant est constitué d'une cavité de $1,22 \text{ m}^3$ ayant les dimensions suivantes : hauteur (axe z) 1,19 m, largeur (axe y) 0,78 m et profondeur (axe x) 1,28 m. La cavité est couplée à quatre (4) haut-parleurs tel qu'illustré à la figure 2-4. Le système d'émission sonore utilisé lors des essais est montré à la figure 2-5. Celui-ci comprend une source de signal aléatoire, un système d'amplification indépendant pour les hautes et les basses fréquences, un système de filtrage et séparation de fréquences, ainsi que deux haut-parleurs de 46 cm (nominal : 18 pouces) de diamètre adaptés à la génération des basses fréquences (20 - 500 Hz) et deux autres haut-parleurs de 20 cm (nominal : 8 pouces) de diamètre pour la génération des hautes fréquences (> 500 Hz). Cette configuration est constituée d'une cavité aux parois rigides où les 4 sources acoustiques sont localisées dans la partie de la cavité sur les parois qui sont parallèles et perpendiculaires au plan xz. L'emplacement des haut-parleurs permet l'émission sonore

suivant les axes y et z par une source acoustique de basses fréquences et une source acoustique de hautes fréquences.

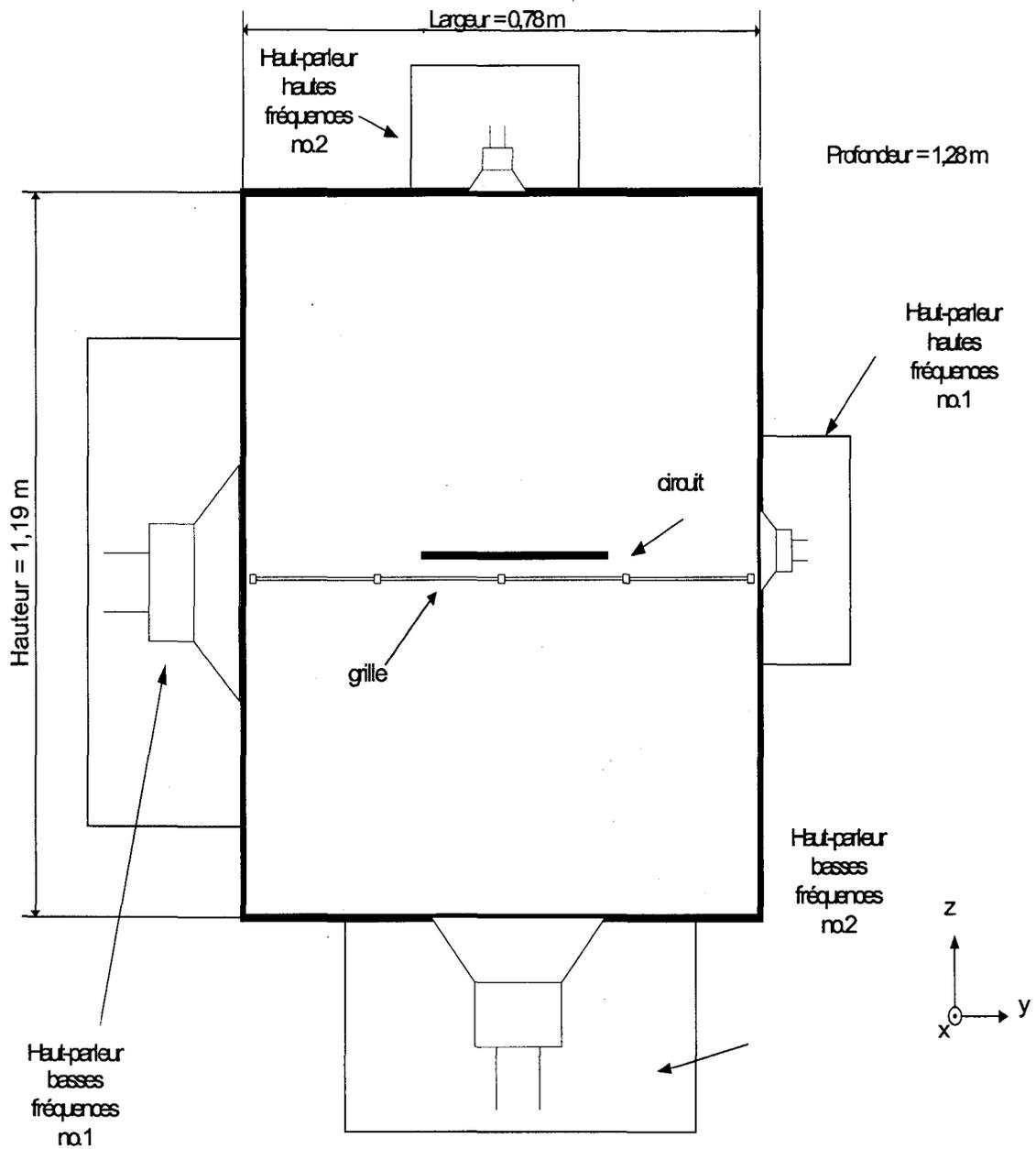


Figure 2-4 Banc d'essai en milieu réverbérant

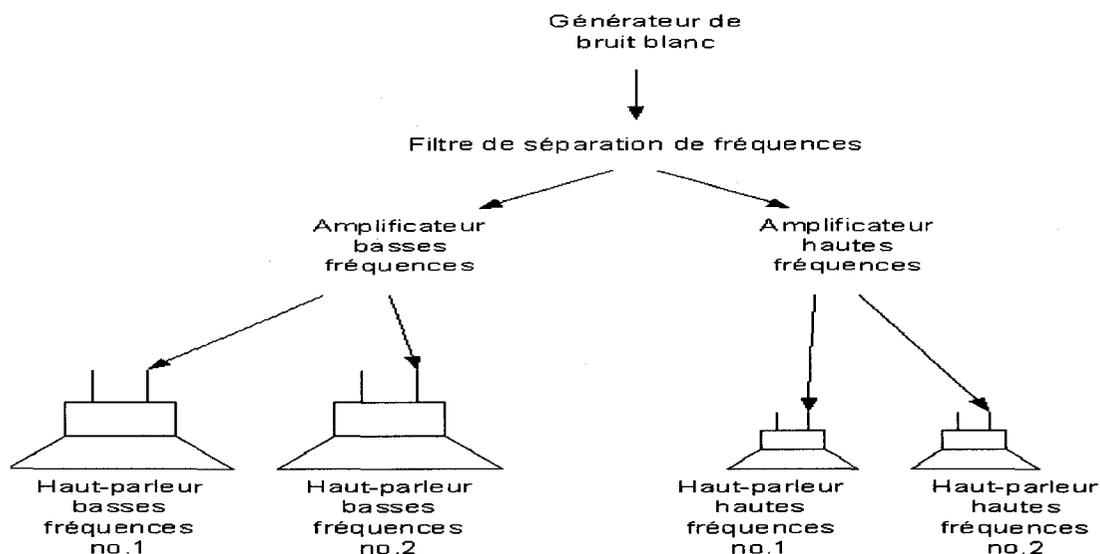


Figure 2-5 Système d'émission sonore

Un signal de bruit blanc est envoyé au filtre de séparation de fréquences. Puis, il est séparé en signal de hautes et de basses fréquences qui sont transmis au système d'amplification et aux sources acoustiques. Le circuit électronique à faire vibrer est installé dans la cavité en condition d'appui simple avec le plan circuit parallèle au plan xy. Des microphones sont installés dans la cavité et un accéléromètre miniature est installé sur le circuit pour mesurer la réponse.

2.2.1.1 Banc d'essai no 1 : essais préliminaires

Lors des essais, nous avons soumis les haut-parleurs à un signal d'excitation large bande constitué d'un bruit blanc entre 20 et 1600 Hz. Les résultats obtenus avec le banc d'essai réverbérant montrent que le niveau sonore est trop faible car il ne permet pas d'obtenir le niveau vibratoire désiré. Aussi, les caractéristiques d'émission à l'intérieur de la cavité varient grandement en fonction de la fréquence. Cette variation fréquentielle est liée à l'excitation de certains modes de cavité par les sources acoustiques. Le niveau sonore

global à l'intérieur de la chambre est alors assez uniforme sur le volume de la cavité à près de 130 dB (variant de 128.8 dB à 130.1 dB). Pour sa part le niveau de vibration global obtenu sur le circuit est de l'ordre de 0,5 g_{eff} alors que l'objectif visé était au minimum de 6 g_{eff} . La figure 2-6 montre un spectre sonore typique près du centre de la cavité.

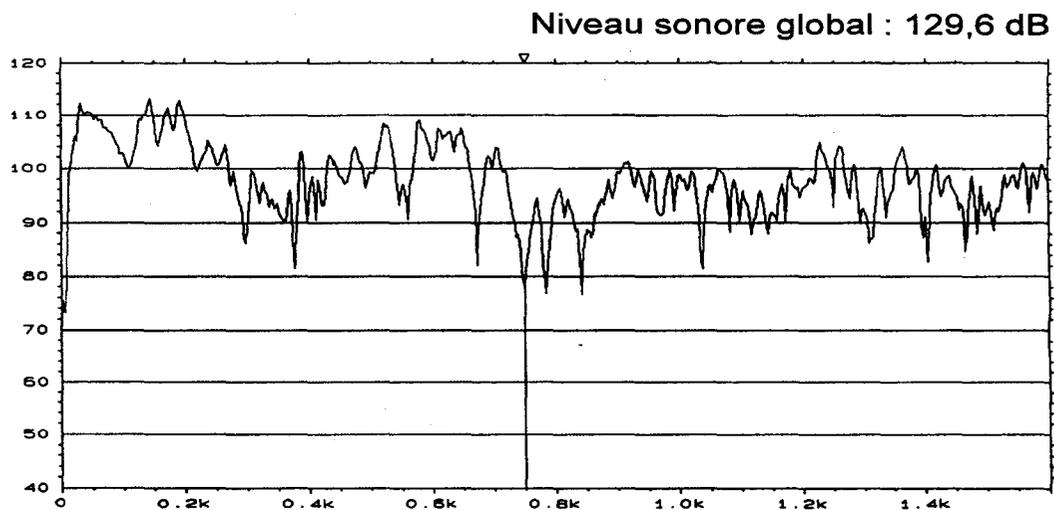


Figure 2-6 Spectre sonore typique près du centre de la cavité

2.2.1.2 Banc d'essai no 2 : identification du comportement modal de la cavité

Nous remarquons que le spectre sonore possède des maximums et des minimums qui sont semblables aux phénomènes de résonance d'une structure. Il s'agit en effet de l'illustration du comportement modal de la cavité. Le niveau sonore en un point quelconque est dépendant de la position des sources d'excitation, des caractéristiques de la cavité et de la localisation du point de mesure. Le point de mesure de pression sonore

correspondant à la figure 2-4 au point $x = 0,8$ m, $y = 0,4$ m et $z = 0,6$ m est situé près du centre de la cavité pour les coordonnées y et z mais vers l'arrière en x . Nous pouvons alors affirmer que les maximums du spectre sonore correspondent aux modes qui ont leur maximum de pression près du centre de la cavité. De même, les minimums illustrés sur le spectre de la figure 2-6 correspondent aux modes qui ont leur minimum près du centre de la cavité. Le tableau 2-II fait une comparaison entre les fréquences de résonance de la cavité calculées à l'aide de l'équation 1-15 et les fréquences correspondant à un maximum sur le spectre de la figure 2-6.

Tableau 2-II

Comparaison des fréquences de résonance

Fréquence mesurée (Hz)	Ordre du mode de cavité (n_x, n_y, n_z)	Fréquence calculée (Hz)
133	1,0,0	132,7
141	0,0,1	142,8
200	1,0,1	194,9
264	2,0,0	265
282	1,1,1	289
309	2,0,2	314

Nous avons alors voulu rendre le spectre fréquentiel plus uniforme à l'intérieur de la cavité. Pour ce faire, nous avons modifié le banc d'essais initial et nous avons réalisé une série d'expériences utilisant des structures tournantes à l'intérieur de la cavité. Les plus fructueuses ont été réalisées à l'aide d'une plaque d'environ 90 cm par 90 cm tournant à 1 Hz. Les niveaux sonores globaux sont demeurés similaires à près de 130 dB. Par contre, l'uniformité du spectre fréquentiel s'est grandement améliorée. La figure 2-7 présente le spectre sonore avec banc d'essai réverbérant et plaque rotative à l'intérieur. L'effet de la plaque rotative est particulièrement important dans la réduction de la gamme dynamique du signal pour les fréquences supérieures à 300 Hz. Par exemple, pour les fréquences de 368 Hz ($n_x=2, n_y=1, n_z=2$) et 750 Hz ($n_x=2, n_y=3, n_z=2$)

qui correspondent à des minimums de pression près du centre de la cavité, l'amplitude des minimums a été réduite de près de 10 dB. Malgré l'amélioration de l'uniformité du spectre d'excitation, le niveau de vibration sur les circuits mis à l'essai est demeuré sous la valeur de $1 g_{eff}$.

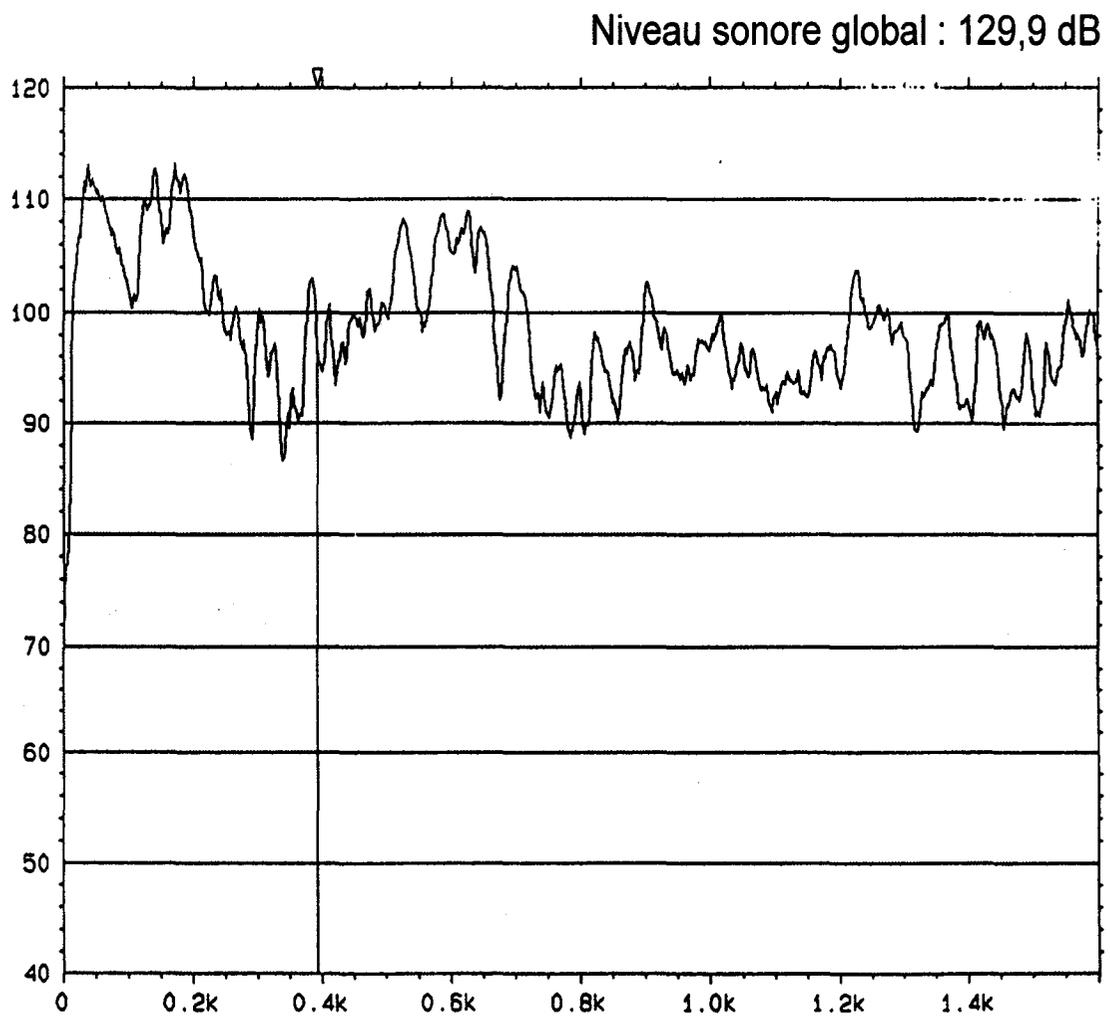


Figure 2-7 · Spectre sonore banc d'essai réverbérant et plaque rotative à l'intérieur

2.2.1.3 Banc d'essai no 3 : réduction du volume de la cavité réverbérante

Ensuite, dans le but d'augmenter le niveau sonore dans la cavité et la vibration sur le circuit, nous avons diminué le volume de la cavité de $1,22 \text{ m}^3$ à environ $0,5 \text{ m}^3$. Ceci a diminué la surface de la cavité de 7 m^2 à 4 m^2 tout en laissant le circuit à la même distance des sources acoustiques soit environ $0,7 \text{ m}$. L'augmentation du niveau sonore est principalement expliquée par l'augmentation de la pression du champ réverbérant due à la diminution de l'absorption sur la surface de la cavité. Des calculs effectués à l'aide de l'équation 1-12 prévoient une augmentation du niveau de près de $2,5 \text{ dB}$. Ces modifications au banc d'essai ont permis d'augmenter le niveau sonore à près de 134 dB soit une augmentation du niveau sonore de près de 4 dB . Malgré cela, le niveau de vibration sur un circuit électronique typique est demeuré trop faible, à environ 3 g_{eff} .

2.3 Étude de l'excitation en champ direct

Dans le but de comparer l'efficacité de l'excitation acoustique du champ direct et du champ réverbérant sur le circuit, une expérience supplémentaire a été réalisée. Nous avons alors excité séquentiellement un circuit en utilisant les haut-parleurs émettant dans le plan parallèle et dans le plan perpendiculaire à celui-ci. Ainsi, nous avons observé que les haut-parleurs qui émettent avec un front d'ondes dans le plan parallèle au circuit (plutôt que ceux qui émettent avec un front d'ondes dans le plan perpendiculaire au circuit) sont plus efficaces pour l'excitation des structures. Ces expérimentations ont permis de comprendre certains mécanismes de génération de vibration sur les structures à partir d'ondes acoustiques. Le champ acoustique direct avec le front d'ondes parallèles au circuit est alors plus efficace que le champ acoustique direct avec le front d'ondes perpendiculaires au circuit ou que le champ acoustique aléatoire. Les expérimentations se sont alors poursuivies en rapprochant la source d'émission acoustique de la structure à exciter et en ne conservant que les haut-parleurs qui émettent un front d'ondes parallèle au circuit (haut-parleur de

basses fréquences no 2 et haut-parleur de hautes fréquences no 2, voir schéma à la figure 2-4. Cette nouvelle série d'expérimentations a permis de modifier le banc d'essai en champ réverbérant en banc d'essai en champ direct. La section suivante traite des résultats obtenus.

2.3.1 Banc d'essai no 4 : banc d'essai en champ direct

Pour réaliser le banc d'essai en champ direct, nous avons localisé le circuit à exciter entre les sources d'émission sonore de hautes et de basses fréquences. Une nouvelle configuration utilisant seulement deux haut-parleurs plus rapprochés émettant dans le plan du circuit a été utilisée. Cette configuration a été nommée banc d'essai en champ direct. Elle était constituée d'un haut-parleur de basses et d'un haut-parleur de hautes fréquences insérés à l'intérieur de la cavité d'une chambre climatique. Elle est illustrée à la figure 2-8. Les deux haut-parleurs étaient localisés face à face avec un espacement d'environ 30 cm. Entre les haut-parleurs, les circuits sous essai étaient placés et soumis à l'excitation acoustique.

Les essais avec le banc d'essai en champ direct ont permis d'augmenter le niveau d'émission sonore près du circuit à près de 140 dB. Le niveau de vibration a aussi augmenté de façon importante notamment à haute fréquence. À l'aide de ces essais, il a été possible d'ajuster le système d'amplification et de filtrage pour opérer les différents haut-parleurs dans leurs plages d'opération optimales. Nous avons obtenu des niveaux de vibration dépassant les $10 g_{\text{eff}}$, principalement en hautes fréquences (> 500 Hz) mais avec une amplitude moindre aux basses fréquences (< 500 Hz). Cette situation est problématique car nos travaux sur l'analyse modale des circuits montrent que les premières fréquences de résonance sont généralement situées dans la plage de fréquences inférieures à 500 Hz. De plus, le niveau de la densité spectrale de puissance est inférieur aux valeurs généralement utilisées par un facteur d'au moins deux ordres de

grandeur. La figure 2-9 illustre un spectre de vibration typique sur un circuit de dimensions de 15,2 cm par 25,2 cm obtenu avec le banc d'essai en champ direct.

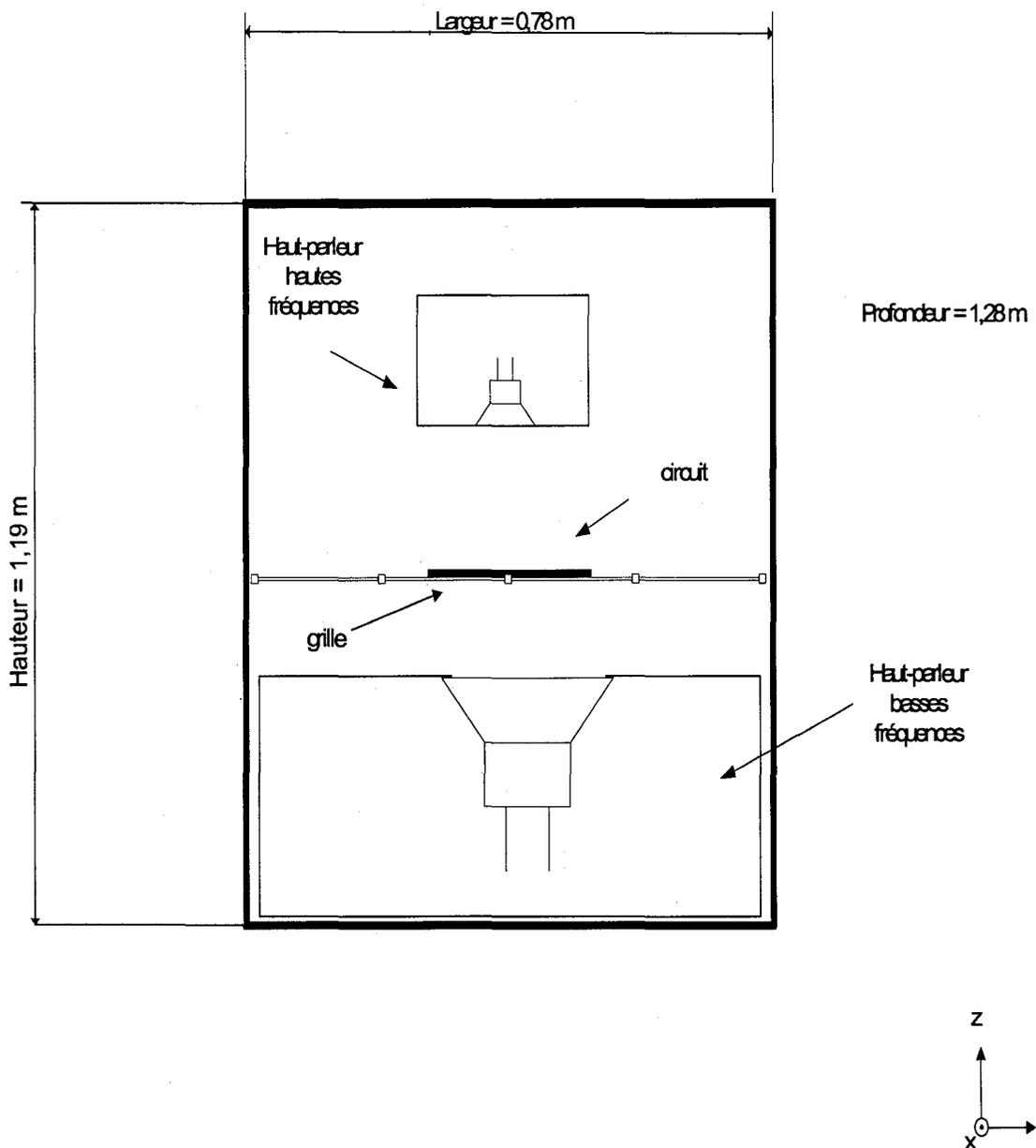


Figure 2-8 Configuration du banc d'essai en champ direct

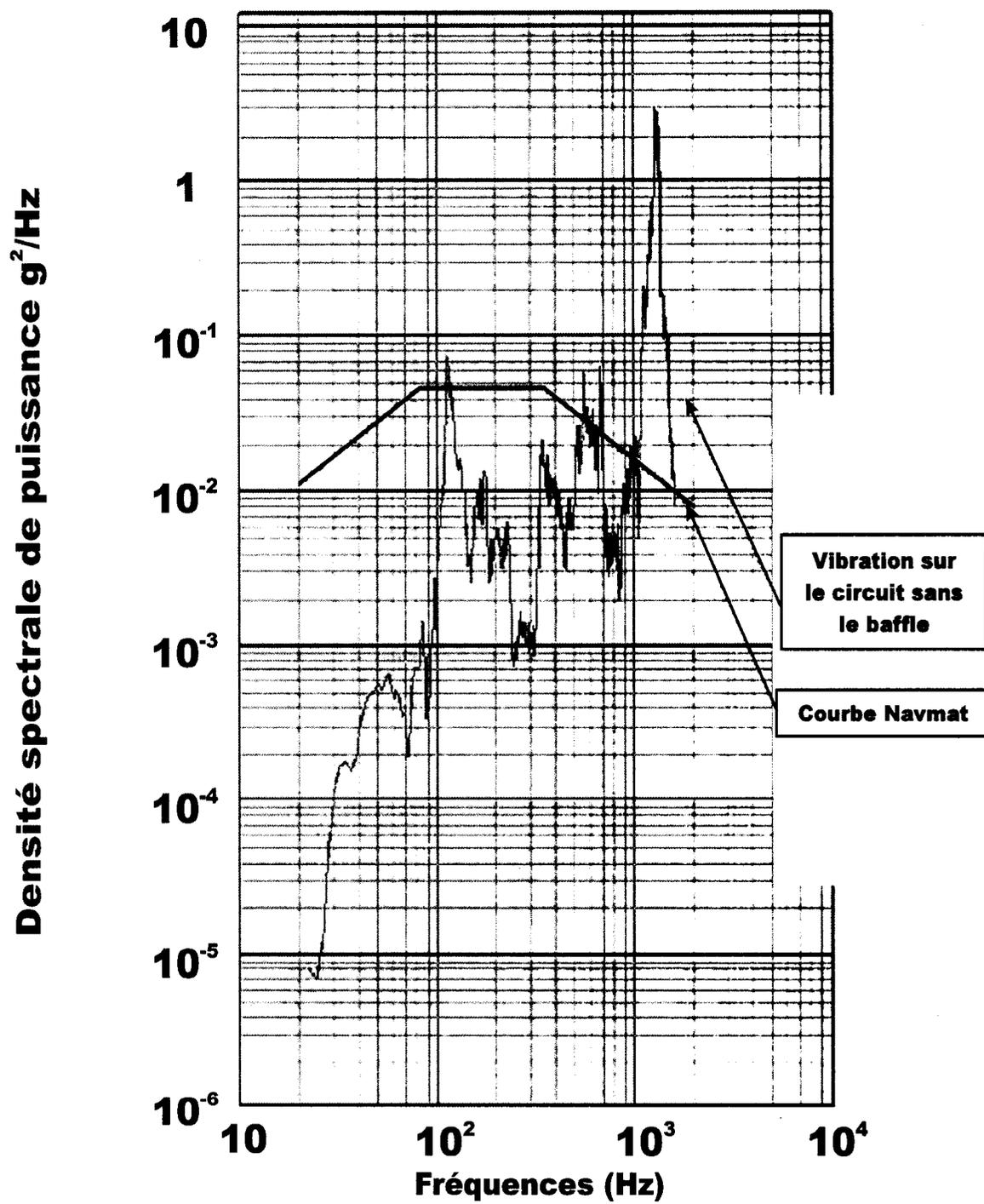


Figure 2-9 Spectre de vibration typique : banc d'essai en champ direct

2.3.1.1 Banc d'essais no 5 : augmentation du couplage aux basses fréquences

La volonté d'augmenter le niveau d'excitation vibratoire aux basses fréquences nous a menés à l'étude du couplage entre le circuit et le champ sonore aux basses fréquences. Nous avons décidé d'utiliser un baffle (plaque rigide qui scelle l'ouverture entre le champ acoustique et le circuit) pour augmenter l'efficacité de génération de vibration aux basses fréquences (figure 2-10).

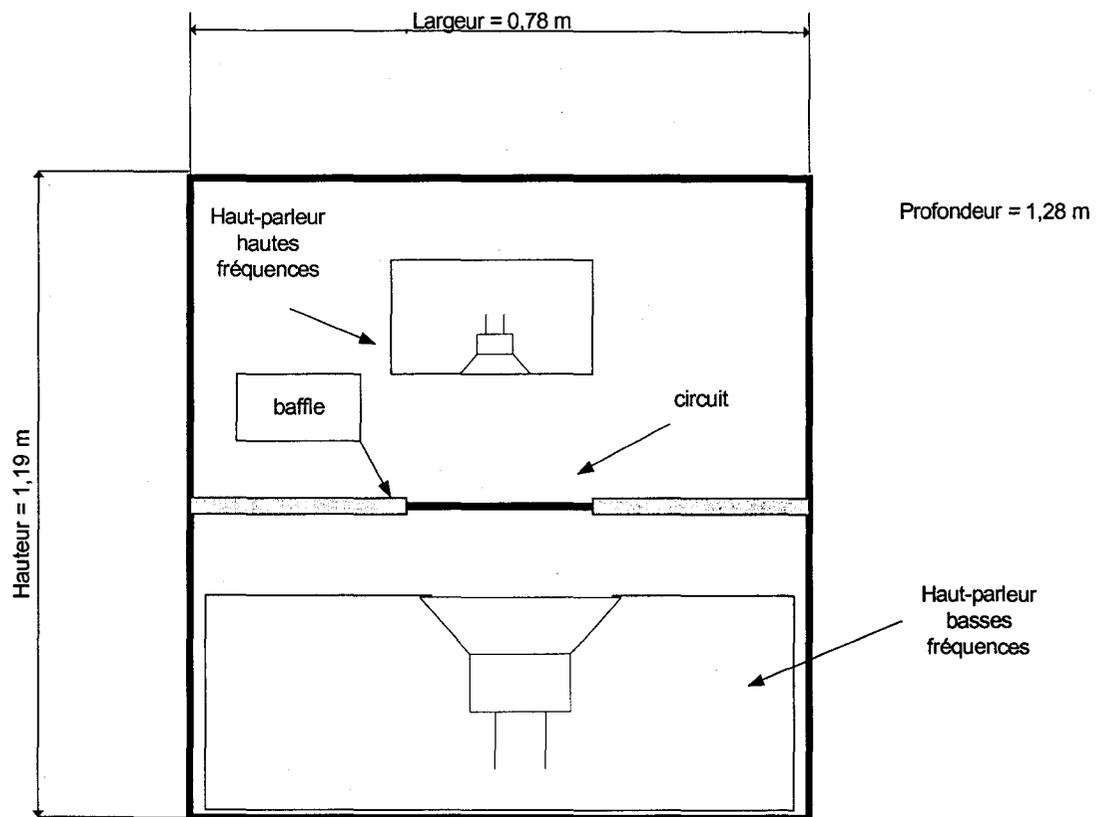


Figure 2-10 Configuration du banc en champ direct avec baffle

Suite à une série d'essais, il a été possible d'obtenir et de surpasser le niveau de vibration désiré, tout en limitant le niveau sonore à l'intérieur de la cavité. Lors de ces essais, nous avons utilisé le même circuit de dimensions de 15,2 cm par 25,2 cm et la même excitation acoustique dont le niveau global atteignait 140 dB. La figure 2-11 montre le niveau de vibration sur circuit avec baffle et la figure 2-12 illustre le niveau sonore mesuré sous le circuit. Le niveau d'excitation vibratoire était initialement de 14,4 g_{eff} lors de l'excitation sans baffle. Il a augmenté à 28,9 g_{eff} lors de l'excitation avec baffle mais le plus important, c'est que le niveau de vibration a surtout augmenté aux fréquences sous les 500 Hz. Sur les figures 2-9 et 2-11, la courbe en forme de trapèze est celle de vibration aléatoire proposée par le NAVMAT 9492 souvent considérée comme un profil minimum que le vibreur doit pouvoir produire et la courbe de mesure est la réponse vibratoire du circuit particulier. Certaines expériences ont confirmé que la présence d'un baffle pour le haut-parleur de basses fréquences (< 800 Hz) est essentielle à notre stratégie de contrôle de vibrations. Ces essais montrent qu'il est impossible de générer et de contrôler la vibration aux niveaux requis s'il n'y a pas de baffle entre le haut-parleur de 46 cm (18 pouces) et le circuit.

La figure 2-10 illustre la configuration du banc d'essai en champ direct avec le baffle utilisé pour le haut-parleur de basses fréquences du banc d'essai. La présence du baffle pour le haut-parleur de hautes fréquences n'est pas utile. Ces essais ont été réalisés avec une configuration qui permettait de faire vibrer un circuit de 15,2 cm par 25,2 cm à la fois. La mise en œuvre du principe d'augmentation du couplage aux basses fréquences fait partie des innovations technologiques principales d'une famille de brevets sur un équipement de vibration acoustique [80-86].

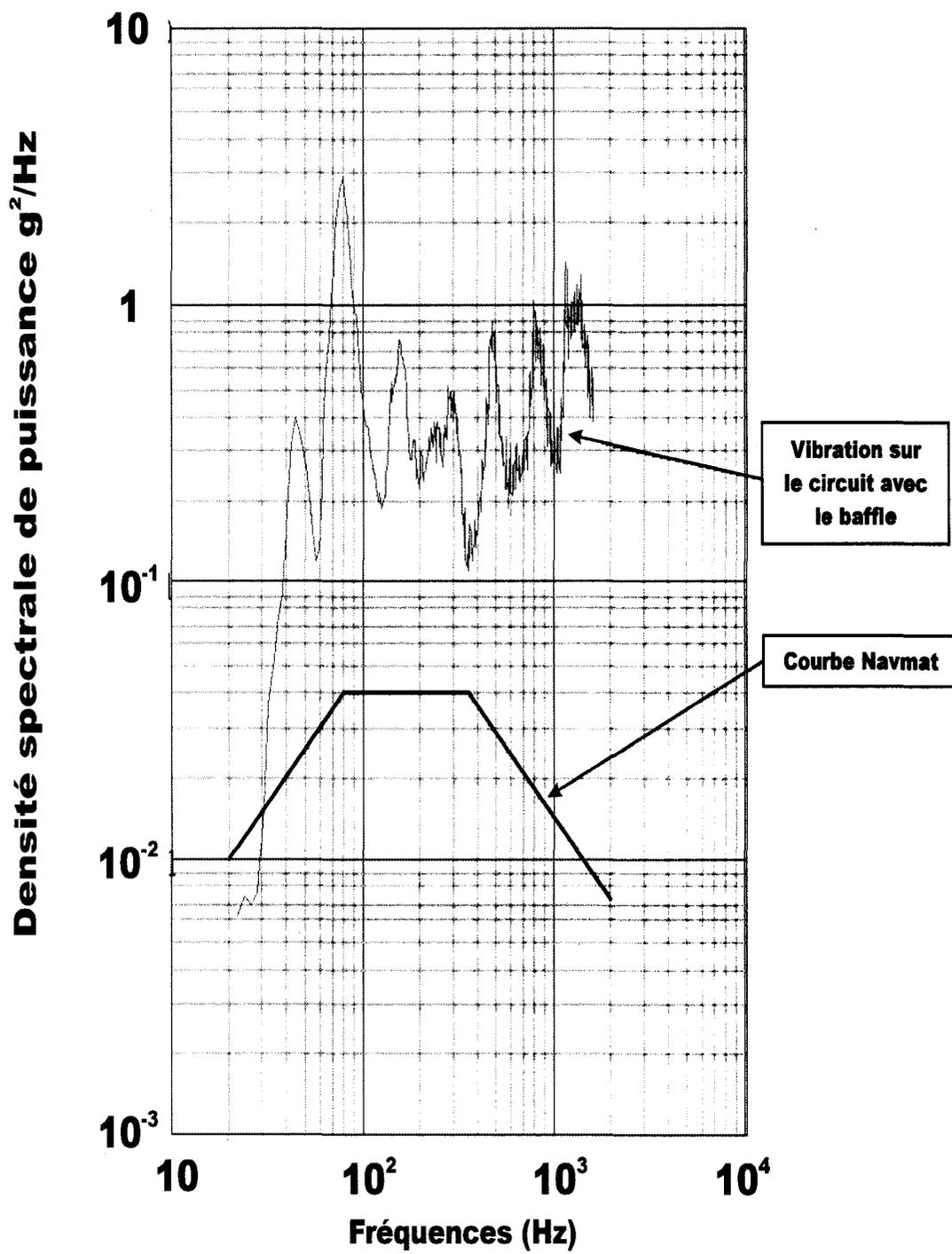


Figure 2-11 Spectre de vibration typique : le banc d'essai en champ direct avec baffle

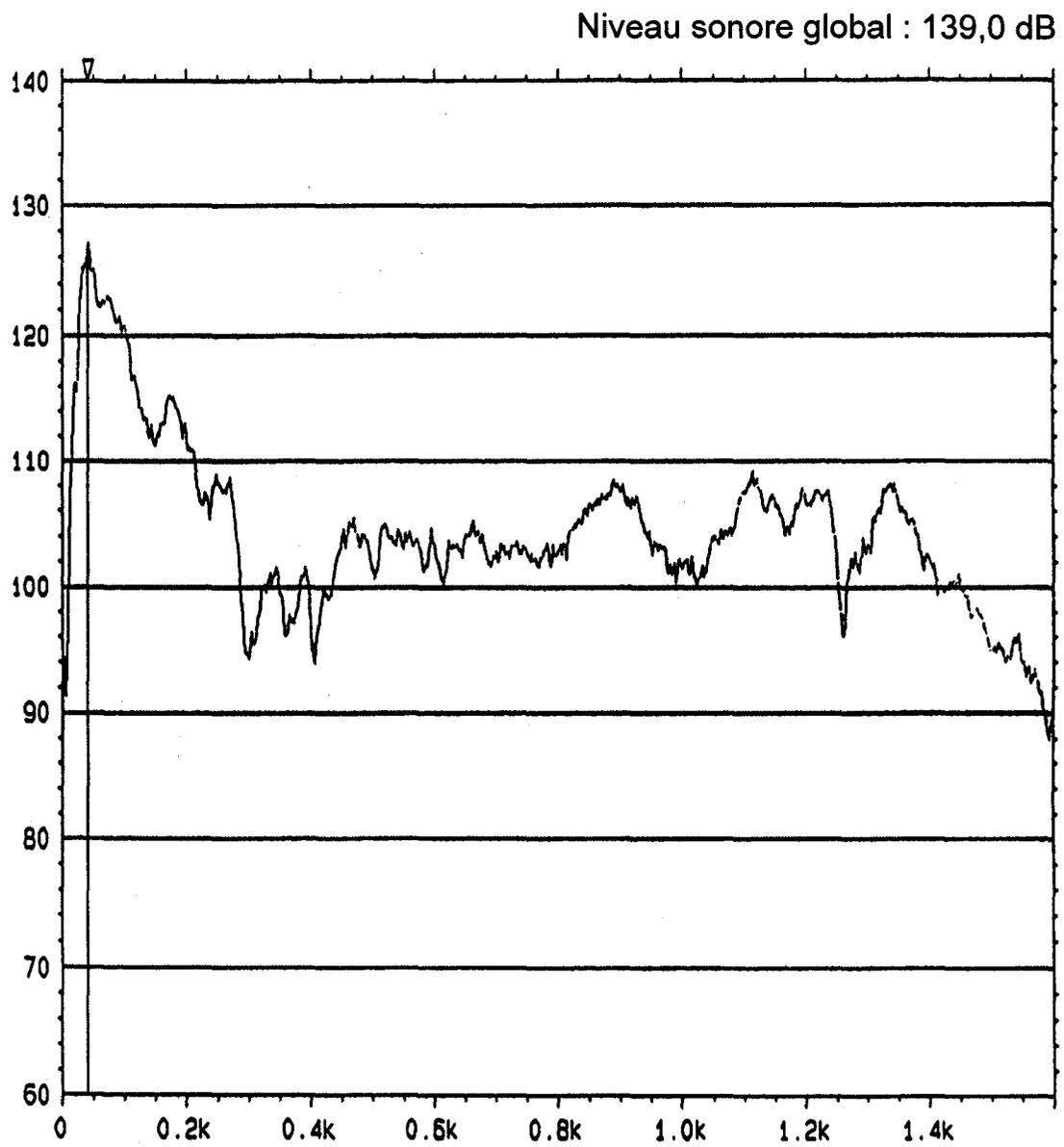


Figure 2-12 Niveau sonore typique sous le circuit

2.3.1.1.1 Influence des modes de cavité sous le baffle de basses fréquences

Tel qu'illustré à la figure 2-5, le système d'émission sonore est configuré de telle sorte que le signal d'excitation est séparé entre les haut-parleurs de hautes et de basses fréquences à l'aide d'un filtre de séparation. La fréquence de coupure séparant le signal envoyé au haut-parleur de basses fréquences et aux haut-parleurs de hautes fréquences peut varier entre 200 et 800 Hz selon les applications et le contenu fréquentiel du signal d'excitation. Lors de l'utilisation du principe de couplage aux basses fréquences avec le baffle, il est important d'évaluer les dimensions qui influencent les modes de la cavité qui est située sous le baffle. Pour que le couplage soit homogène dans l'ensemble des fréquences d'émission du haut-parleur de basses fréquences, il est nécessaire qu'aucun mode de cavité ne soit présent dans la direction de propagation avant la fréquence de coupure du filtre de séparation. L'utilisation d'une fréquence limite de 500 Hz impose une distance maximale entre le haut-parleur et le baffle de 0,34 m telle que calculée à l'aide de l'équation 1-15. Cette équation permet d'évaluer le premier mode suivant l'axe z ($n_x=0$, $n_y=0$ et $n_z=1$) dans la cavité rectangulaire. Les premiers modes de cavité reliés aux directions de propagation dans les axes x ($n_x=1$, $n_y=0$ et $n_z=0$) et y ($n_x=0$, $n_y=1$ et $n_z=0$) ont une influence moindre sur l'homogénéité du couplage.

2.3.1.2 Banc d'essai final

Suite à ces expériences fructueuses, nous avons retiré le système d'émission sonore à l'extérieur de la chambre climatique. Le schéma de la figure 2-13 illustre le banc d'essais en champ direct modifié dont les éléments sont semblables à ceux de la figure 2-10 avec la structure de la chambre climatique en moins et l'ajout d'une cavité fermée donc la partie extérieure sert de baffle au dessus du haut-parleur de basses fréquences. La figure 2-14 illustre le banc d'essai final avec un circuit installé sur le baffle devant le haut-parleur de basses fréquences.

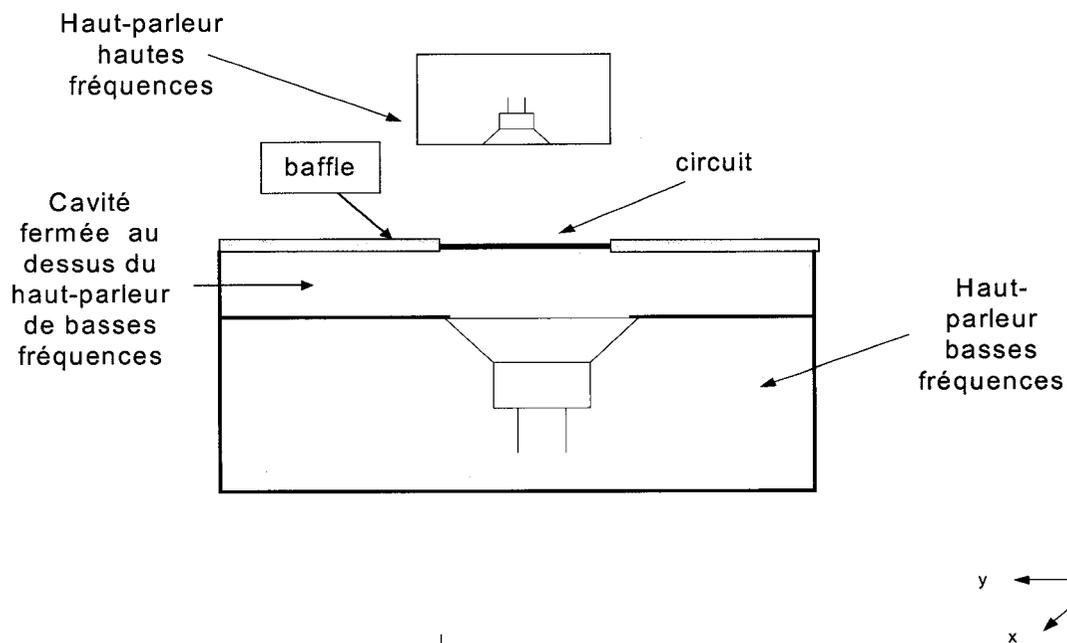


Figure 2-13 Schéma du banc d'essais final

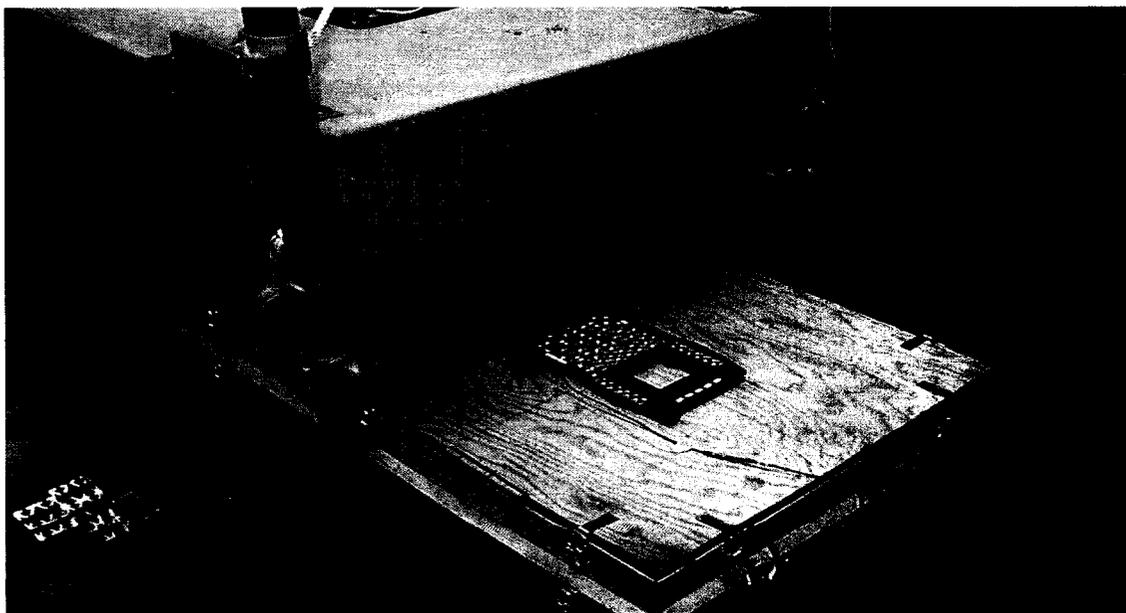


Figure 2-14 Banc d'essai final avec support de circuit.

Une seconde configuration de montage, illustrée à la figure 2-15, a été utilisée pour permettre de faire vibrer deux circuits de 15,2 cm par 25,2 cm simultanément. Dans ce cas, les résultats expérimentaux montrent que le baffle entre le haut-parleur de basses fréquences et le circuit inférieur est toujours essentiel pour obtenir le niveau de vibrations voulu et qu'un second baffle doit être installé entre le circuit inférieur et le circuit supérieur pour permettre d'augmenter le niveau de vibrations sur le circuit supérieur. Ce second baffle est une paroi scellant l'ouverture entre les deux circuits et créant un volume fermé. Il permet d'obtenir une plus grande uniformité des niveaux de vibrations entre les deux circuits. La figure 2-15 illustre le second baffle. L'analyse des résultats montre que l'énergie électrique nécessaire pour générer un même niveau de référence (correspondant à $7,35 g_{eff}$) sur le circuit supérieur est 2,5 fois moindre, pour la bande de fréquences de 20 à 160 Hz, lorsque le baffle est entre les deux circuits tel qu'illustré à la figure 2-16.

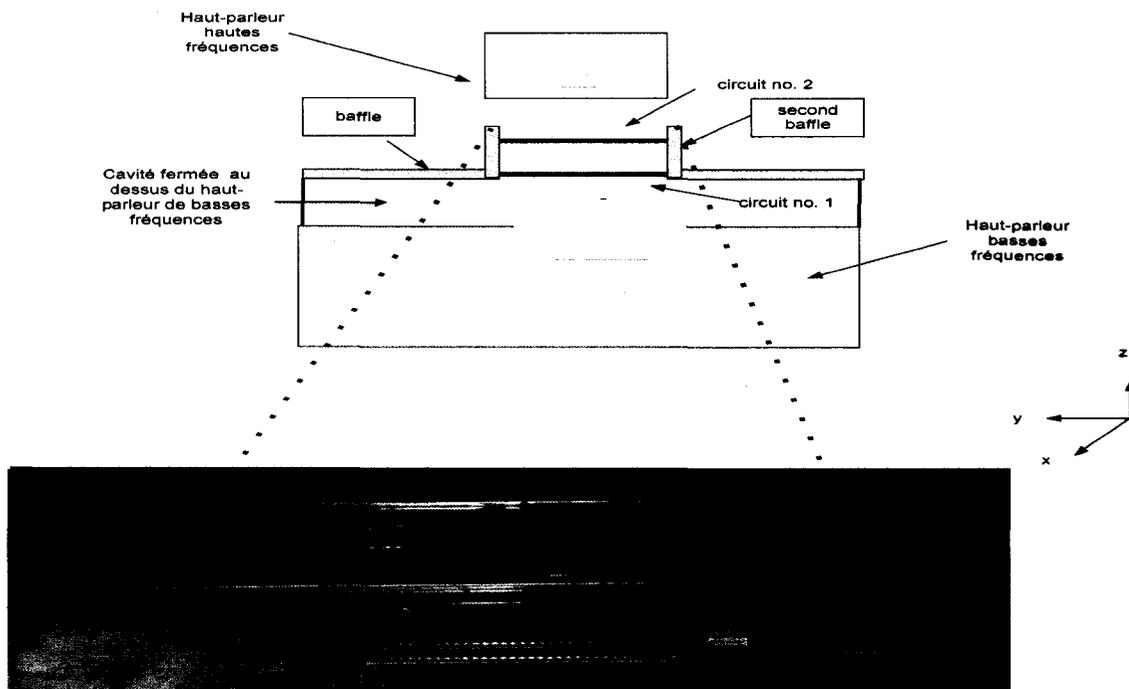


Figure 2-15 Second baffle entre deux circuits

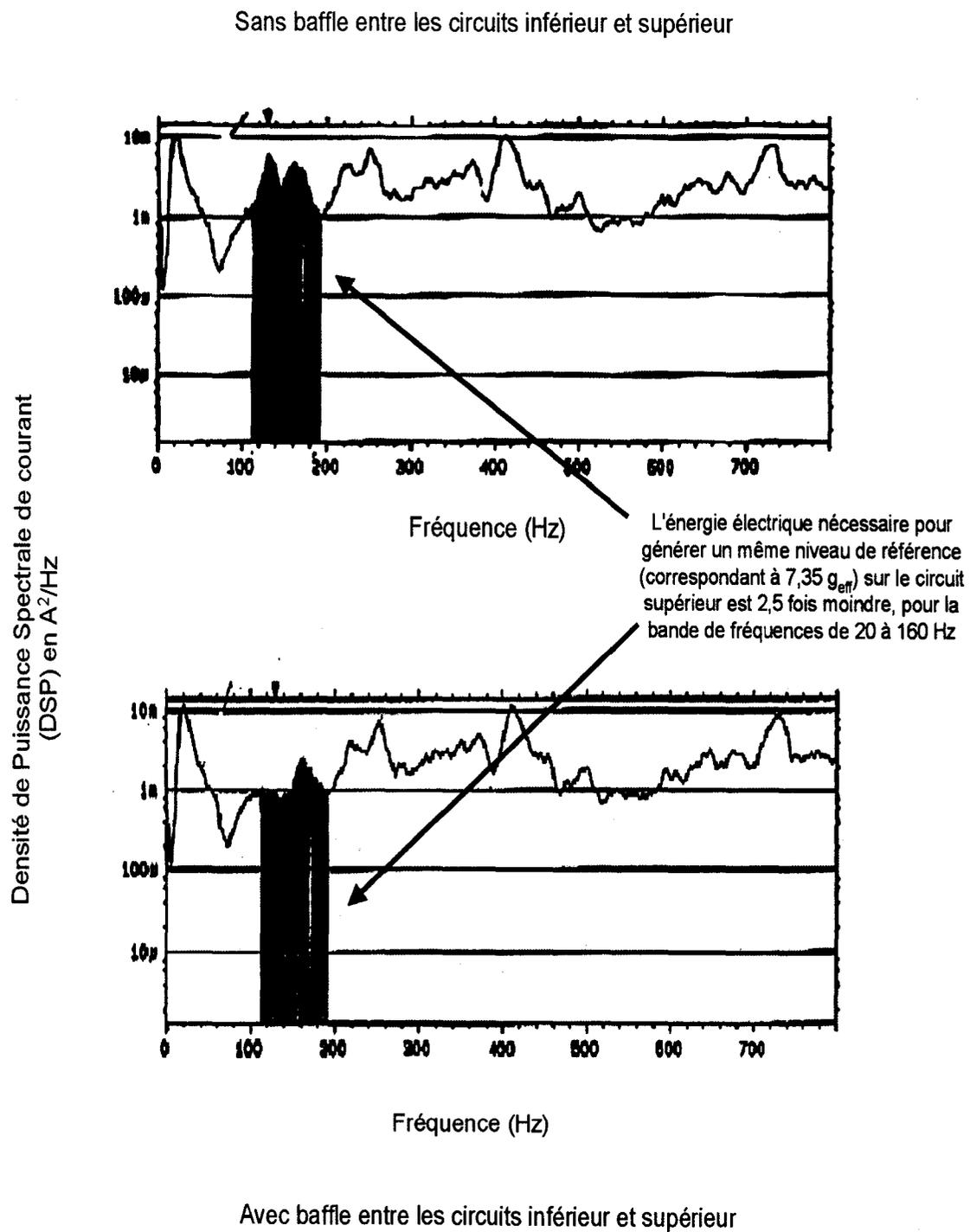


Figure 2-16 Efficacité du second baffle entre les circuits

Une modification du mode de fixation avec quatre circuits de 15,2 cm par 25,2 cm soumis simultanément à la stimulation vibratoire a été réalisée. Ces essais permettent d'obtenir un niveau de vibration d'environ $7 g_{\text{eff}}$ sur les quatre circuits simultanément. La figure 2-17 illustre ce support de circuit. La figure 2-18 illustre le spectre de la densité de puissance moyenne sur les circuits pour la gamme de fréquences de 20 à 2 000 Hz. Le niveau de densité de puissance obtenue est très uniforme d'un circuit à l'autre et satisfait encore aux critères minimums du guide d'implantation reconnu dans l'industrie électronique [4, 9].



Figure 2-17 Configuration pour faire vibrer quatre circuits

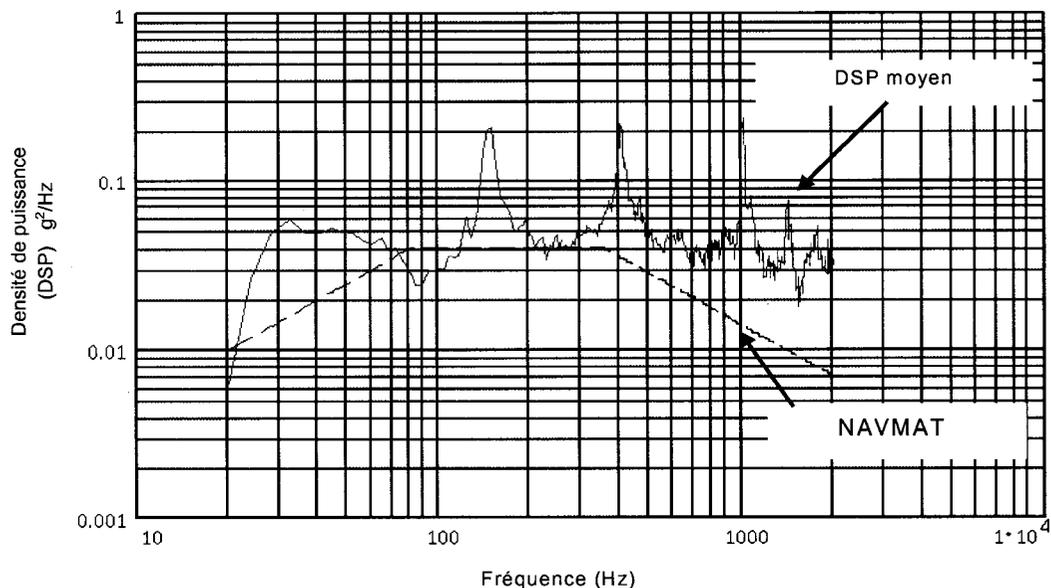


Figure 2-18 Spectre de DSP moyenne sur les circuits ($f= 20$ à $2\,000$ Hz)

La section 2.4 présente les résultats obtenus avec le banc d'essai en champ direct et illustre le concept de base de notre façon de faire pour la stimulation vibratoire des circuits qui est basée sur le contrôle du spectre vibratoire. Cette section laisse entrevoir l'utilisation que nous ferons de l'information sur les paramètres modaux des circuits.

2.4 Ajustement fréquentiel du spectre vibratoire

Afin d'illustrer les possibilités de contrôle et d'individualisation du spectre de vibration, nous présentons les résultats obtenus sur un circuit électronique provenant d'un appareil de télécommunication. Le circuit illustré à la figure 2-19 possède 8 couches de 2 mm d'épaisseur et mesure 483 mm par 254 mm densément peuplé de composantes électroniques. Le profil vibratoire utilisé pour l'ESS de ce circuit a été développé à l'aide de la méthode de « Heritage Screen » tel qu'introduit au chapitre 1. Il s'agit d'un profil de

vibrations aléatoires large bande semblable au profil du NAVMAT avec un niveau global de $8 g_{eff}$ (figure 2-20) pour un déverminage d'une durée de 10 minutes. La méthode que nous proposons est basée sur l'augmentation du niveau de vibrations aux fréquences de résonance et à la diminution du niveau aux anti-résonances contrairement à l'excitation large bande avec filtrage « notching » aux résonances tel que proposé par les méthodes traditionnelles. Cette stimulation vibratoire initiale avait été utilisée avec succès pour la précipitation rapide de joints de soudure défectueux sur des composantes SMT et sur les pattes de CI. La figure 2-21 illustre un spectre individualisé pouvant être généré grâce au banc d'essai en champ direct. L'idée sous-jacente à la construction de ce spectre personnalisé est de concentrer l'énergie autour du point de résonance du circuit et de diminuer le niveau d'induction de vibrations aux fréquences d'anti-résonance. Lorsque cet objectif est atteint, le profil de vibration individualisé ressemblait au profil présenté à la figure 2-21 et le niveau total de vibrations du circuit était de $3,5 g_{eff}$. De plus, le profil individualisé précipite les mêmes défauts dans un laps de temps équivalent ou inférieur au spectre initial dont le niveau était de $8 g_{eff}$. Cette façon de faire est une nouvelle méthode de définition de la stimulation vibratoire permettant la personnalisation du spectre ESS et nous la considérons plus efficace que les méthodes traditionnelles.



Figure 2-19 Circuit provenant d'un appareil de télécommunication

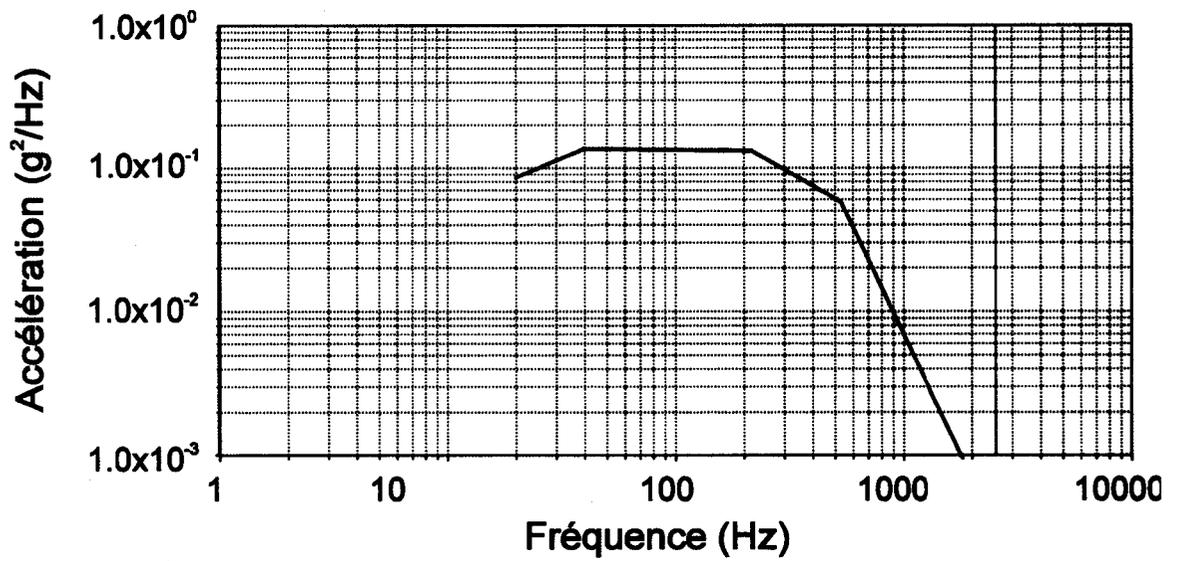


Figure 2-20 Spectre basé sur la méthode « Heritage Screen »

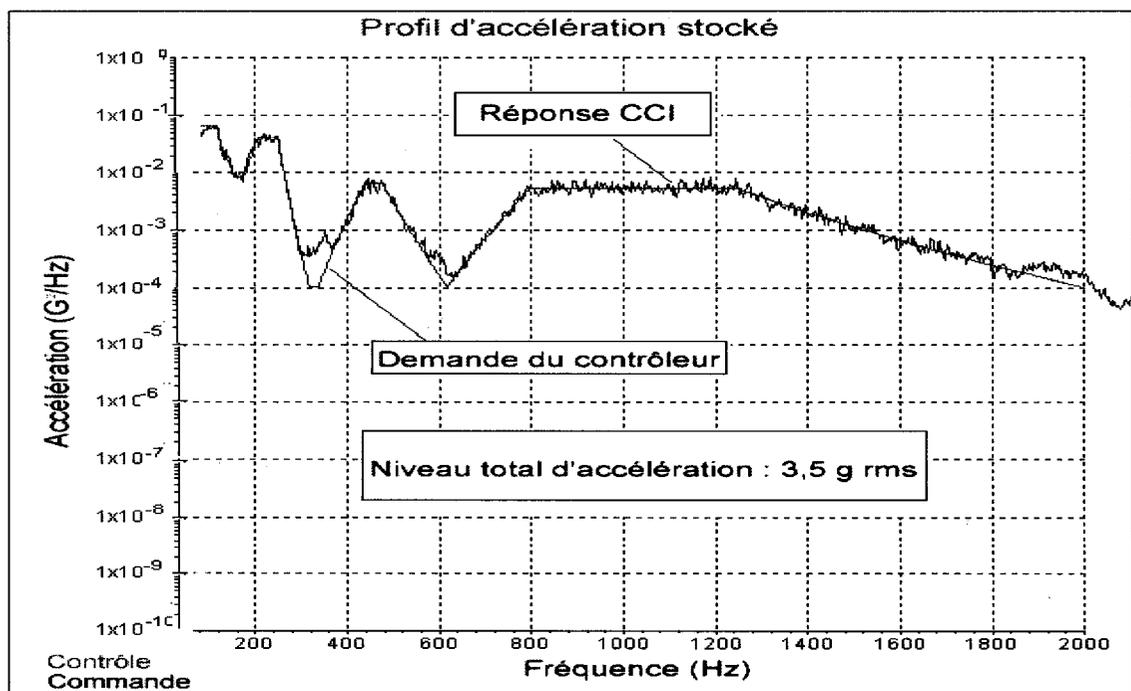


Figure 2-21 Profil individualisé

2.5 Synthèse sur l'excitation acoustique

Un banc d'essai performant de génération de vibration sur les circuits électroniques par excitation acoustique a été développé. L'optimisation du banc d'essai a révélé que les concepts suivants doivent être considérés :

- Utilisation du champ acoustique direct pour l'excitation des circuits. Pour ce faire les sources acoustiques doivent être rapprochées du circuit.
- La génération d'un niveau de vibration suffisant aux basses fréquences (< 500 Hz) nécessite l'utilisation d'un baffle (plaque rigide séparant le champ acoustique de chaque côté du circuit).

Les résultats expérimentaux présentés dans ce chapitre et principalement l'exemple de la section 2.4 montrent que le niveau typique de vibrations pouvant être obtenues sur les circuits électroniques est suffisamment élevé pour satisfaire aux exigences des guides d'implantation de l'ESS de l'IEST [4] soit entre $0,05 \text{ g}^2/\text{Hz}$ et $0,2 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ou du NAVMAT soit $0,04 \text{ g}^2/\text{Hz}$ [9]. Les résultats ont démontré qu'il est possible d'individualiser le spectre en fonction des caractéristiques du circuit car l'excitation acoustique est contrôlable en fréquence tel que nous le montrerons au chapitre 5.

Le chapitre 3 traite de la détermination des paramètres modaux à l'aide de l'analyse modale expérimentale. Cette étape est primordiale à l'intérieur de notre conception de l'ESS.

CHAPITRE 3

ANALYSE MODALE PAR EXCITATION ACOUSTIQUE DES CIRCUITS

La détermination des paramètres structuraux associés principalement aux premiers modes de vibration permet d'adapter le spectre de stimulation en fonction des caractéristiques du circuit ou du produit électronique soumis à l'ESS. La connaissance de ces paramètres structuraux incluant les fréquences de résonance, l'amortissement et les déformées modales est possible grâce à l'analyse modale. L'analyse modale des structures peut être effectuée par des méthodes analytiques, numériques ou expérimentales. L'analyse modale expérimentale par des méthodes à excitation acoustique est particulièrement visée dans le cadre de ces travaux. À l'intérieur de la section 1, nous établirons les bases de comparaison de l'analyse modale d'un circuit vierge à l'aide des différentes techniques conventionnelles d'analyse modale expérimentales à une seule entrée (SISO et SIMO) utilisées pour l'analyse modale des circuits à excitation mécanique (pots vibrants, marteaux d'impact). Ensuite, nous présenterons, dans la section 2, les bases théoriques d'une nouvelle technique d'analyse modale des structures fondée sur l'excitation acoustique à plusieurs entrées cohérentes. Ce modèle surnommé AMAMISO (Analyse Modale Acoustique MISO) sera décrit et nous démontrerons qu'il s'agit d'une variation des techniques MIMO d'excitation mécanique multisine. Dans la section 3, nous discuterons de la validité du modèle à l'aide de simulations analytiques. La section 4 sera consacrée à la présentation des résultats expérimentaux en utilisant le modèle à plusieurs entrées cohérents (AMAMISO). À la section 5, nous présenterons les résultats d'analyse modale acoustique à référence unique (AMASISO ou AMASIMO). Nous comparerons alors la méthode d'analyse modale acoustique avec les méthodes conventionnelles d'analyse modale. Les résultats expérimentaux de cette nouvelle technique seront présentés pour

des structures flexibles telles que des circuits électroniques ainsi que sur une structure rigide telle une turbine hydraulique.

3.1 Méthodes conventionnelles d'analyse modale à une seule entrée

L'établissement de la base de comparaison des méthodes d'analyse modale de circuits a été l'étape initiale des travaux. L'étude à l'aide de deux méthodes conventionnelles d'excitation, le pot vibrant et le marteau d'impact permettront la comparaison avec la méthode d'excitation acoustique. La théorie permettant l'analyse de ces vérifications expérimentales est présentée au chapitre 1.

3.1.1 Discussion sur le dispositif expérimental général de l'analyse modale

Dans le but de présenter les différences fondamentales entre les méthodes d'analyse modale étudiées, nous présentons la configuration typique d'un dispositif expérimental servant à l'analyse modale. La figure 3-1 représente la configuration d'un montage d'analyse modale. Malgré l'évolution de l'analyse modale expérimentale, un montage expérimental typique doit toujours comporter les éléments suivants [49, 51] :

- au minimum une source d'excitation de la structure pouvant être soit un pot vibrant ou un marteau d'impact pour les méthodes d'excitation mécanique ou un haut-parleur pour l'excitation acoustique.
- au minimum un capteur servant à capter le signal d'entrée (appelé aussi signal d'excitation) de la structure. Lors d'excitations mécaniques, une cellule de charge dynamique est généralement utilisée. Dans le cas de l'excitation acoustique, une mesure de pression est réalisée à l'aide d'un ou plusieurs microphones.

- au minimum un capteur servant à capter la réponse vibratoire (appelé aussi signal de sortie) de la structure. Généralement un accéléromètre est utilisé pour cette tâche mais des capteurs de déplacement ou de vitesse peuvent aussi être employés.
- chaque capteur doit être jumelé aux appareils électroniques de conditionnement, d'amplification ou de filtrage adaptés pour convertir le mouvement mécanique en un signal électrique.
- un analyseur de signal permettant de traiter le signal temporel analogue en une information digitalisée dans le domaine fréquentiel. Les analyseurs digitaux à Transformée de Fourier Rapide (TFR) sont les plus fréquemment utilisés pour cette tâche.

Les différentes méthodes d'analyse modale que nous comparerons utiliseront toutes l'analyse fréquentielle TFR pour l'étude d'un circuit électronique typique. Par contre, les capteurs utilisés pour la mesure des signaux d'entrée et de réponse ainsi que les dispositifs expérimentaux seront dépendants du type d'excitation utilisée. La section suivante portera sur la description de la structure à l'étude et des différents dispositifs expérimentaux.

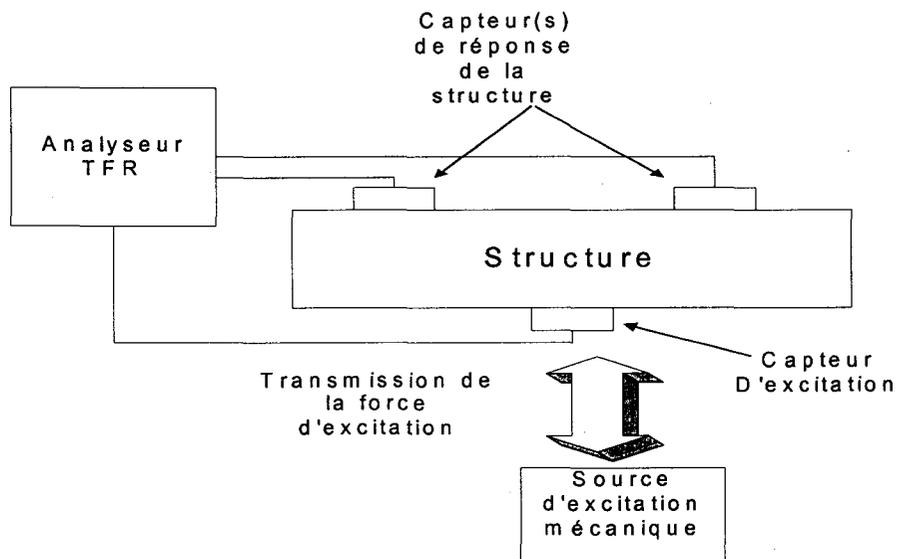


Figure 3-1 Montage typique d'analyse modale

3.1.2 Description de la structure d'essai et des dispositifs expérimentaux

3.1.2.1 Description de la structure d'essai

Le circuit électronique est un circuit vierge (plaque en FR-4) de 25,2 cm par 15,2 cm pesant 130 grammes, encastré sur les deux bords les plus longs. Des deux cotés, sur sa longueur, le circuit est maintenu par des mords en élastomère qui simulent assez bien des conditions d'appui simple. Une étude par éléments finis réalisée pour simuler ce circuit a montré que ces conditions d'appui peuvent être simulées adéquatement par une rigidité en torsion d'une valeur de 8,4 N-m/rad. La figure 3-2 illustre le circuit dans son encastrement et avec 3 accéléromètres miniatures (Endevco modèle 2222C) utilisés pour la mesure des réponses vibratoires.

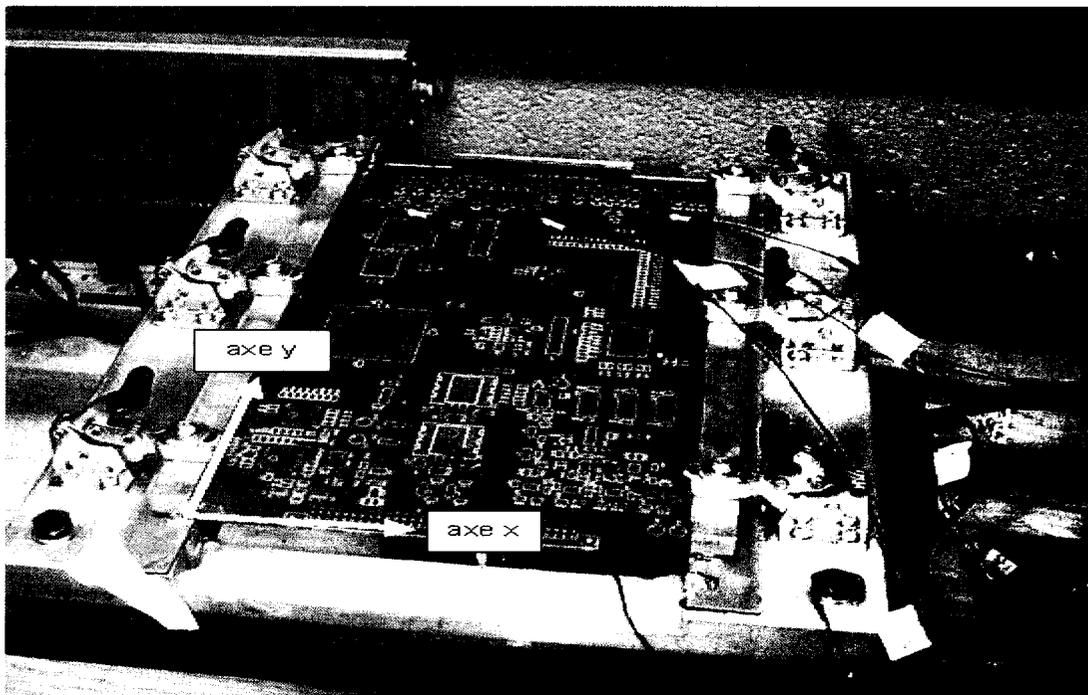


Figure 3-2 Circuit d'essai

Le circuit est discrétisé à l'aide d'un maillage composé de 13 nœuds répartis de la manière suivante (unités en mm : origine du repère situé au point 14) :

Nœud	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Axe X	28	77	123	28	77	123	28	77	123	53	100	53	100
Axe Y	433	43	43	125	125	125	211	211	211	84	84	168	168

Les points 14, 15, 16, 17, 18 et 19 représentent les points d'encastrement. La figure 3-3 illustre la géométrie du maillage.

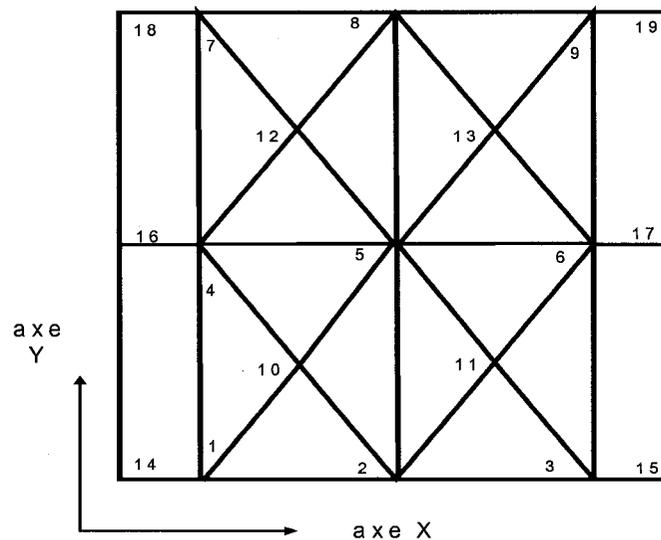


Figure 3-3 Maillage du circuit pour l'analyse modale

3.1.2.2 Dispositif expérimental avec excitation par pot vibrant

Le point d'excitation est localisé au point numéro 11 sur lequel est placé un capteur de force (modèle Bruël & Kjaer type 8200) : le pot vibrant est fixé au circuit au moyen d'une tige d'extension mécanique collée au circuit. La figure 3-4 montre le pot vibrant, le capteur de force ainsi que le support de la structure.

L'analyseur Bruël & Kjaer type 2035 fournit au pot vibrant un bruit blanc en rafale (Burst Random) au moyen d'un amplificateur Bruël & Kjaer type 2706. L'analyse TFR réalisée comprend 800 lignes sur une plage fréquentielle de 800 Hz correspondant ainsi à un bloc de signal temporel de 1 seconde. Nous nous sommes assurés que le signal d'excitation et de réponse étaient nuls au début et à la fin de chaque bloc et que ceux-ci occupent une large proportion de chaque bloc de mesure tel qu'illustré à la figure 3-5. La figure 3-5 illustre les signaux d'entrées et de réponse type lors de l'essai. Ceci nous permet d'utiliser une fenêtre de pondération rectangulaire ayant l'avantage de ne pas modifier le signal temporel original et menant à l'amélioration du rapport signal sur bruit. Le point d'excitation reste fixe lors de l'essai. On déplace trois accéléromètres miniatures aux différents points du maillage pour obtenir les « Fonctions de Réponses en Fréquence » (FRF). Les résultats obtenus sont présentés au tableau 3-I.

Tableau 3-I

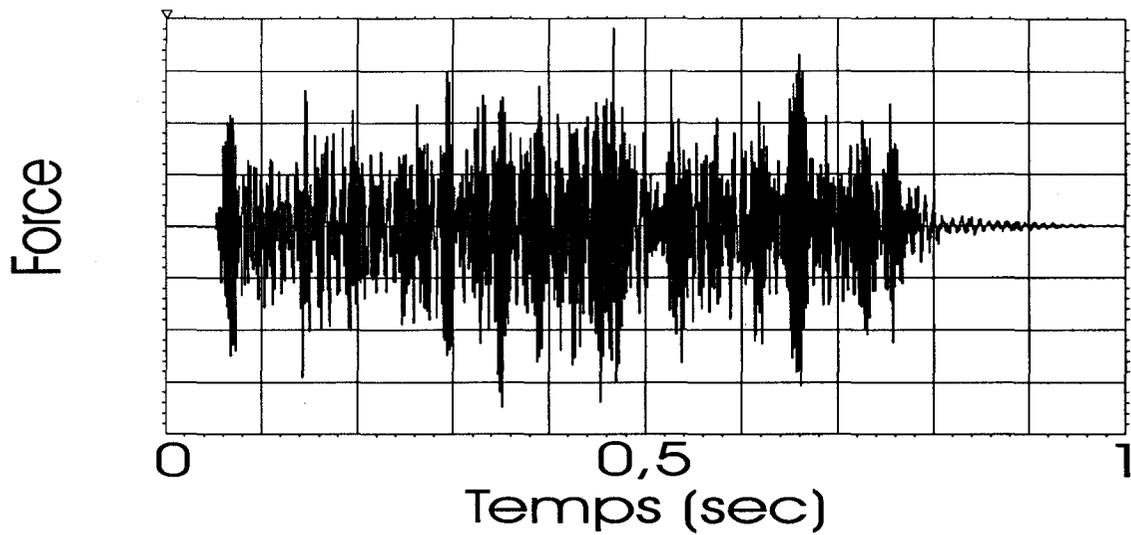
Résultats (pot vibrant)

Mode (pot vibrant)	Fréquence (Hz)	Amortissement %
1	100	2,9
2	133	2,8
3	207	2,1
4	294	1,6
5	397	1,8
6	441	2,1



Figure 3-4 Pot vibrant

Signal temporel d'entrée



Signal temporel de réponse

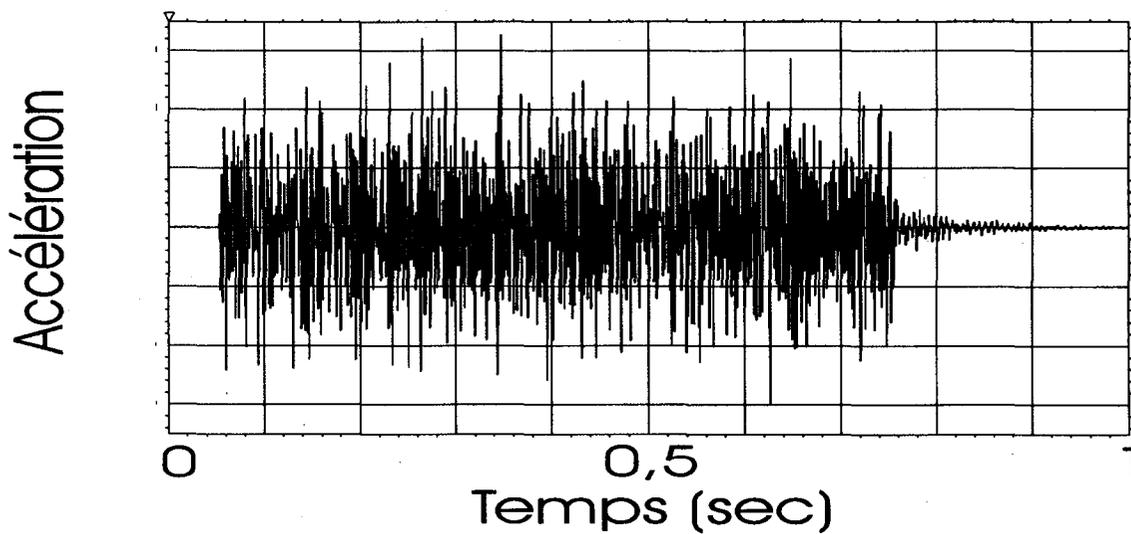


Figure 3-5 Signaux d'entrée et de réponse type lors de l'essai

3.1.2.3 Dispositif expérimental pour l'excitation au marteau d'impact

L'analyse modale du circuit d'essai a été effectuée à l'aide d'un marteau d'impact ordinaire de 400 g ainsi qu'un marteau d'impact miniature de 25 g. Le marteau ordinaire est pour sa part moins bien adapté à cette mesure à cause de son poids trop élevé en rapport avec la structure. Lors des essais pour obtenir les FRF, nous avons utilisé la méthode où les accéléromètres sont déplacés aux différents points du maillage et l'excitation d'impact est restée fixe au point no 10 du maillage. Les fenêtres de pondération transitoire et exponentielle adéquates sont utilisées respectivement pour le signal d'entrée provenant du marteau d'impact et le signal de réponse provenant de l'accéléromètre. La figure 3-6 illustre le montage expérimental. Les résultats obtenus sont présentés au tableau 3-II. La figure 3-7 illustre une FRF typique de la structure telle que mesurée à l'aide des méthodes conventionnelles (pot vibrant ou marteau d'impact).

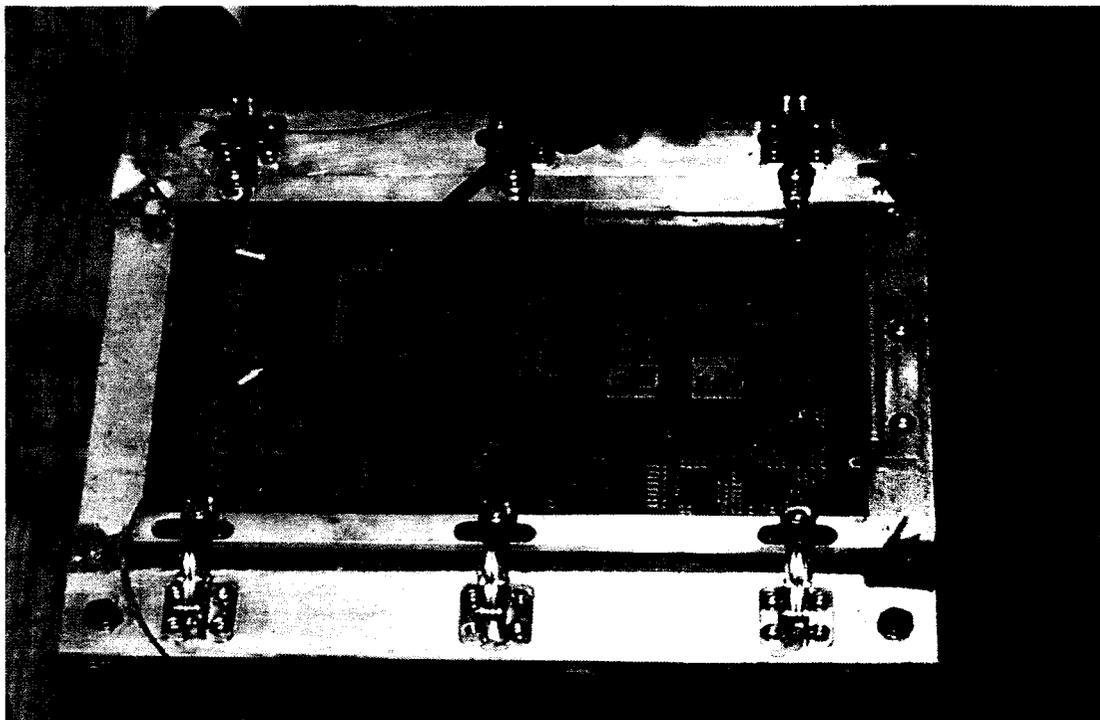


Figure 3-6 Montage expérimental marteau

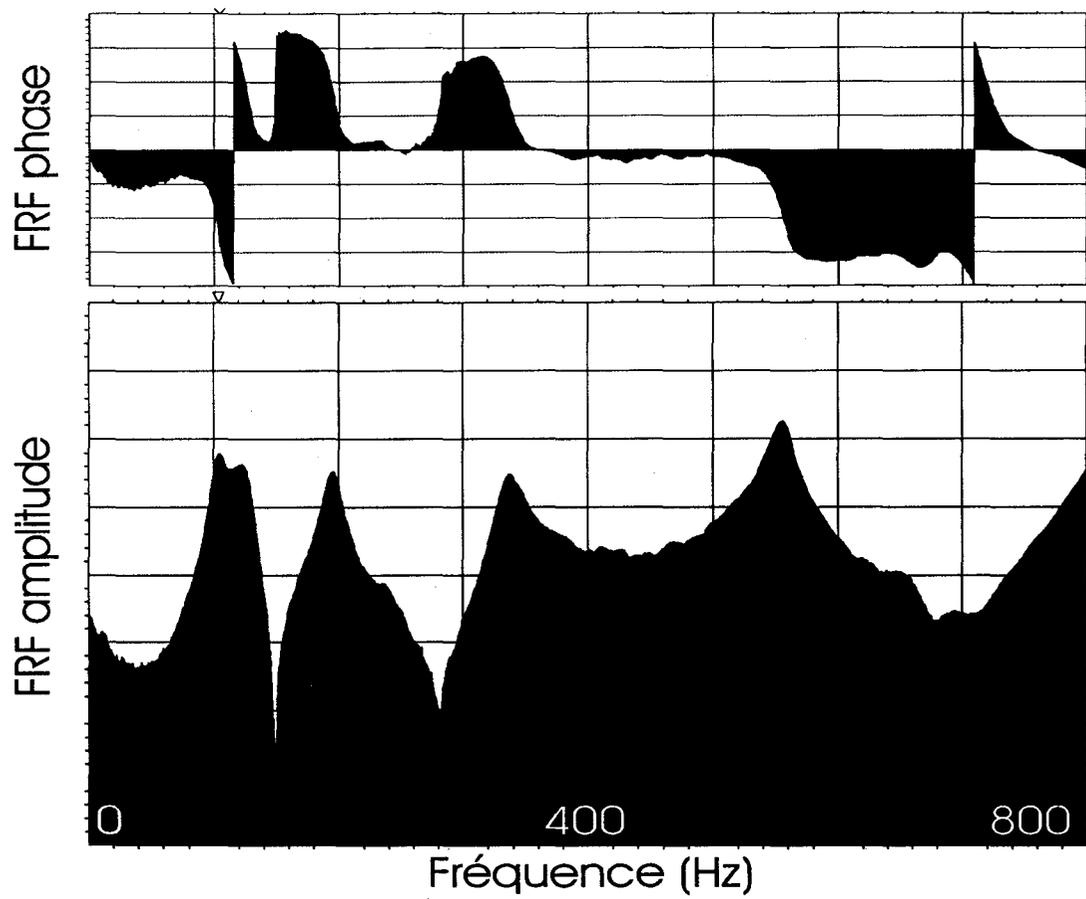


Figure 3-7 FRF typique méthode conventionnelles (pot vibrant ou marteau d'impact)

Tableau 3-II

Résultats (marteau d'impact miniature)

Mode (Marteau miniature)	Fréquence (Hz)	Amortissement (%)
1	104	2,8
2	126	3,0
3	196	2,0
4	333	1,7
5	386	2,5
6	430	1,5

3.2 Modèle MISO avec excitations acoustiques cohérentes

Tel que mentionné au chapitre un, il est généralement reconnu que l'analyse modale à références multiples doit être constituée de signaux dont la cohérence n'est pas unitaire [46, 47]. Dans cette section, nous établirons les bases théoriques d'une nouvelle technique d'analyse modale des structures fondée sur l'excitation acoustique à plusieurs entrées parfaitement cohérentes. Ce modèle est surnommé AMAMISO pour Analyse Modale Acoustique MISO (Multiple Inputs Single Output). Les analyses des structures par les méthodes à plusieurs entrées et une seule réponse MISO (Multiple Inputs Single Output) sont moins fréquentes dans le domaine de l'analyse modale. Ce type de système est un cas particulier des systèmes MIMO et est étudié principalement dans le cas d'excitations non-cohérentes. Les systèmes MISO peuvent alors se résoudre similairement au modèle MIMO à l'aide de l'estimation des moindres carrés présentée à l'équation 1-35 qui minimise le bruit sur les réponses du système.

Considérons la réponse Y du système idéal sans contamination par un bruit extérieur:

$$Y = \sum_{i=1}^n H_{iY}(\omega) X_i(\omega) \quad (3-1)$$

où :

$H_{iY}(\omega)$ sont les éléments du vecteur des fonctions de transfert de la structure;

X_i est l'entrée du système idéal sans contamination par un bruit extérieur ($1 \leq i \leq n$).

Par contre, le modèle servant à l'étude de systèmes MISO utilise l'application de n entrées contaminées par un bruit extérieur $M_i(\omega)$ ($1 \leq i \leq n$) et de la mesure de la réponse Y contaminée par un bruit N_Y [50] :

$$X_i(\omega) = X_{bi}(\omega) - M_i(\omega) \quad (3-2)$$

en fonction de l'entrée non bruitée X_{bi} et du bruit sur l'entrée M_i .

En définissant la réponse bruité (Y_b) comme étant :

$$Y_b(\omega) = Y(\omega) + N_Y(\omega) \quad (3-3)$$

Ceci permet de dériver l'équation suivante :

$$Y_b = \sum_{i=1}^n H_{iY}(\omega)(X_{bi} - M_i(\omega)) + N_Y(\omega) \quad (3-4)$$

Pour résoudre l'équation 3-4, il est usuel de considérer le bruit sur l'entrée comme nul ($M_i(\omega)=0$) [50]. Cette équation s'exprime alors sous forme matricielle comme :

$$\{Y_b(\omega)\} = [H_{iY}] \{X_b(\omega)\} + N_Y(\omega) \quad (3-5)$$

En multipliant à droite l'équation précédente par le complexe conjugué de X_b , on obtient:

$$\{G_{Y_b X_b}(\omega)\} = [H_{iY}] \{G_{X_b X_b}(\omega)\} + G_{N_Y X_b} \quad (3-6)$$

où :

$G_{Y_b X_b(i)} = Y_b X_{bi}^*$ sont les éléments du vecteur des spectres croisés entre la réponse et l'entrée i ($1 \geq i \leq n$) incluant le bruit sur les entrées et la réponse.

$G_{X_b X_b(i,r)} = X_{bi} X_{br}^*$ sont les éléments de la matrice des spectres croisés entre l'entrée i ($1 \geq i \leq n$) et l'entrée r ($1 \geq r \leq n$) incluant le bruit sur celles-ci .

$G_{N_Y X_b(i,r)} = 0$ car N_Y et X_b sont non cohérents.

Comme il n'est pas possible de séparer l'autospectre du bruit à partir du spectre croisé des forces alors l'estimé de H_1 est obtenu par :

$$[H_{iY}(\omega)] = \{G_{X_b Y_b}(\omega)\} \{G_{X_b X_b}(\omega)\}^{-1} \quad (3-7)$$

Cette relation est semblable à l'équation 1-35 MIMO présentée à la section 1.3.3. Il est donc possible de la résoudre en utilisant soit plusieurs excitations mécaniques non

cohérentes appliquées simultanément ou bien plusieurs cas de chargements indépendants provenant d'une excitation cohérente.

L'excitation acoustique, pour sa part, permet une excitation multiple d'une structure sans l'utilisation de liens mécaniques. Cette excitation répartie sur l'ensemble de la structure peut être générée par une seule source sonore (haut-parleur). Il en résulte une excitation cohérente répartie sur l'ensemble de la structure qu'il est possible de mesurer à l'aide de microphones. Cette flexibilité sur la mesure et la génération du signal d'excitation se traduit par une réduction de l'instrumentation nécessaire et aussi du temps de préparation pour l'essai par rapport aux méthodes MIMO.

L'utilisation d'une source acoustique d'excitation permettant de réaliser des mesures d'analyse modale de structure n'a pas fait l'objet de recherches intensives. L'excitation acoustique a été utilisée pour la mesure d'amortissement de matériaux composites à l'aide de la méthode du décrétement logarithmique [87] mais son utilisation pour l'identification des déformées modales n'est pas répandue. Herlusen [95] a exécuté une analyse modale opérationnelle par excitation acoustique sur les pales d'une éolienne. Ce type d'excitation sans contact facilite la réalisation de la caractérisation de structures souples telles que les circuits électroniques.

3.2.1 Présentation du système MISO à excitation cohérente

Un système MISO est défini par l'application de plusieurs forces d'entrée X_i sur une structure et par la mesure de seulement une réponse Y tel qu'illustré sur le figure 3-8. Les forces d'entrées sur la structure sont reliées entre elles par les fonctions de transfert des forces par rapport à une force de référence X_k et la structure est caractérisée par les fonctions de transfert H_{iY} telle que présenté à l'intérieur du modèle à plusieurs entrées.

Quand un ensemble de forces d'entrées externes $X_i(\omega)$ parfaitement cohérentes est appliqué à la structure, nous pouvons définir la fonction de transfert entre l'entrée i et l'entrée j comme étant $HXX_{ij}(\omega)$. Considérons le cas où le bruit sur les entrées et la réponse est égal à zéro. La relation entre les forces d'entrée dans le système s'exprime comme suit en choisissant la force k comme référence :

$$G_{X_k X_i} = HXX_{ki} \times G_{X_k X_k} \quad (3-8)$$

où $G_{X_k X_j}$ est le spectre croisé entre l'entrée k et l'entrée i et $G_{X_k X_k}$ est l'autospectre de l'entrée k (considéré comme référence de la force d'entrée de référence).

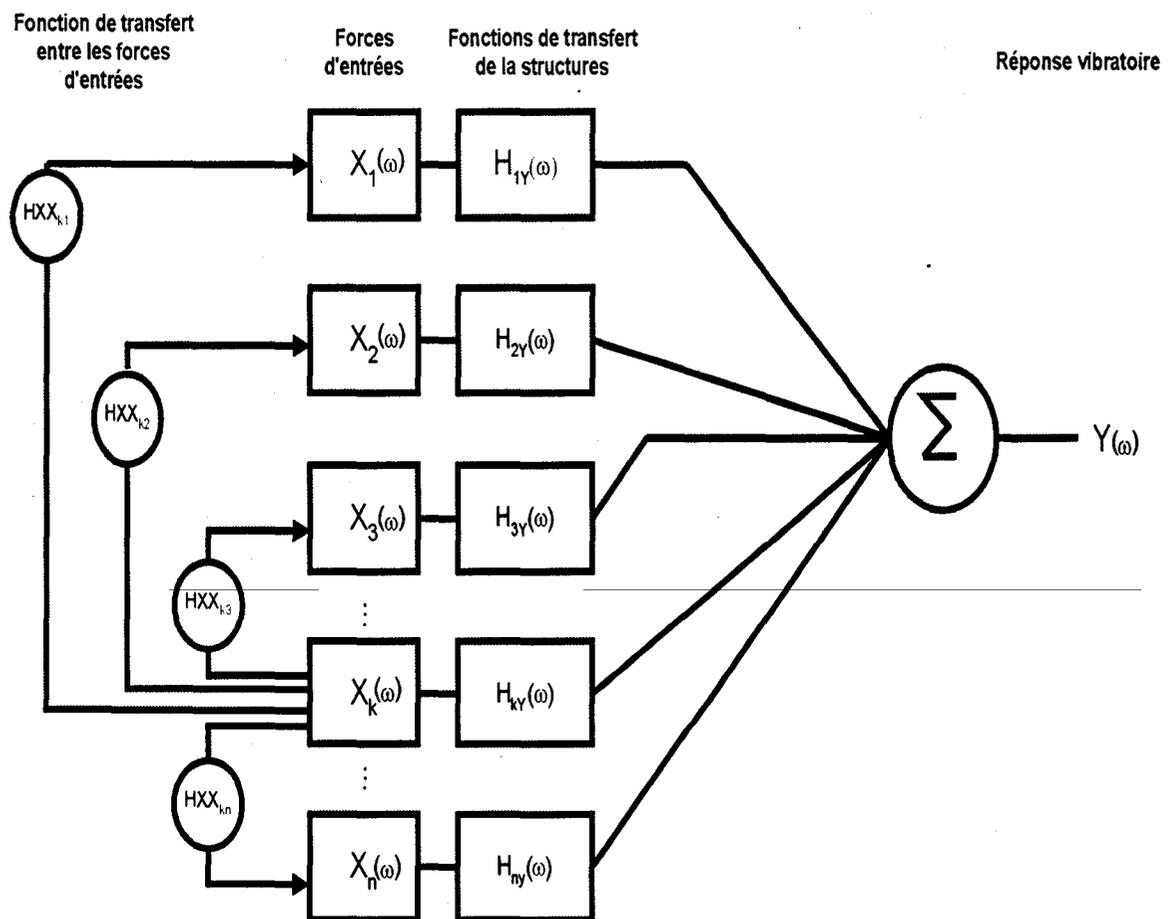


Figure 3-8 Système MISO

Ces fonctions de transfert $H_{X_k Y}$ expriment la dépendance entre chacune des entrées et l'entrée de référence X_k , permettant alors d'exprimer l'excitation sur l'ensemble de la structure en fonction de X_k . Ces fonctions de transfert $H_{X_k Y}$ qui illustrent les relations d'amplitude et de phase entre les entrées sont associées aux conditions d'application de l'excitation lors de chaque cas de chargement α . L'analyse MISO à excitation cohérente est basée sur le fait qu'il est possible de définir une série de cas de chargement α linéairement indépendants permettant ainsi la résolution du système d'équation correspondant au système mécanique.

3.2.2 Modèle à plusieurs entrées

Chaque système mécanique est caractérisé par une série de fonctions de transfert $H_{iY}(\omega)$ qui sont spécifiques à la structure et dépendent des paramètres modaux. Le spectre croisé entre l'entrée F_k et la réponse $Y(\omega)$ est exprimé comme suit :

$$G_{X_k Y} = \sum_{i=1}^n H_{iY} G_{X_k X_i} \quad (3-9)$$

Nous exprimons la réponse vibratoire Y selon X_k de la façon suivante :

$$Y = \sum_{i=1}^n H_{iY} H_{X_k X_i} X_k \quad (3-10)$$

La mesure de chaque entrée X_i ($i = 1..n$) et de la réponse de vibration Y mène à seulement une équation avec n inconnues qui sont les fonctions de transfert du système H_{iY} . Il est ainsi nécessaire d'augmenter le nombre d'équations disponibles à $m \geq n$ pour pouvoir résoudre et identifier le H_{iY} . En excitant la structure avec m cas de chargement ($\alpha = 1..m$ et $m \geq n$) et en mesurant l'ensemble des entrées $X_i(\alpha)$ et la réponse $Y(\alpha)$, il est possible d'exprimer le système d'équations sous forme matricielle comme :

$$\begin{bmatrix} HXX_{k_1}(a) & HXX_{k_2}(a) & HXX_{k_3}(a) & \dots & HXX_{k_n}(a) \\ HXX_{k_1}(b) & HXX_{k_2}(b) & HXX_{k_3}(b) & \dots & HXX_{k_n}(b) \\ HXX_{k_1}(\alpha) & HXX_{k_2}(\alpha) & HXX_{k_3}(\alpha) & \dots & HXX_{k_n}(\alpha) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ HXX_{k_1}(m) & HXX_{k_2}(m) & HXX_{k_3}(m) & \dots & HXX_{k_n}(m) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_{1Y} \\ H_{2Y} \\ H_{3Y} \\ \dots \\ H_{nY} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Y(a)/X_k(a) \\ Y(b)/X_k(b) \\ Y(\alpha)/X_k(\alpha) \\ \dots \\ Y(m)/X_k(m) \end{Bmatrix} \quad (3-11)$$

où : $HXX_{ki}(\alpha)$, sont les fonctions de transfert entre F_k et le F_i pour les cas de chargement α ($\alpha = a \dots m$).

3.2.3 Identification des fonctions de transfert de la structure

Ce système d'équations peut être facilement résolu par des techniques d'inverse ou de pseudo-inverse si $m \geq n$:

$$\{H_{iY}\}_{(nx1)} = [HXX_{ki}(\alpha)]_{(n \times m)}^{-1} \left\{ FRF \left(\frac{Y(\alpha)}{X_k(\alpha)} \right) \right\}_{(mx1)} \quad (3-12)$$

où : FRF est le vecteur ($m \times 1$) contenant le FRF entre l'entrée X_i (avec $i=1..n$) et la réponse du système Y . Une fois que les H_{iY} sont obtenus pour chaque fréquence, les formes des n premiers modes du système peuvent être déduites en utilisant les techniques habituelles.

Deux cas peuvent être identifiés :

- Premièrement, lorsque le nombre de points de mesure n est égal au nombre de cas de chargement m . La matrice HXX est alors carrée et inversible directement.

$$H_{(nx1)} = HXX_{(n \times n)}^{-1} FRF_{(nx1)} \quad (3-13)$$

- Deuxièmement, lorsque le nombre de cas de chargements m est supérieur au nombre de points de mesure n . La matrice HXX est alors rectangulaire et inversible par la méthode de pseudo-inverse.

$$H_{(nx1)} = PXX_{(n \times n)}^{-1} HXX_{(n \times m)}^T FRF_{(mx1)} \quad (3-14)$$

$$\text{où : } PXX_{(n \times n)} = HXX_{(n \times m)}^T HXX_{(m \times n)}$$

Cette méthode expérimentale exige l'application sur la structure d'un minimum de n cas de chargement comprenant des entrées ayant n différentes relations d'amplitude et de phase entre elles. Ceci peut être fait en utilisant plusieurs entrées ou forces en même temps par l'intermédiaire de n dispositifs de vibration mécanique tels des pots vibrants. L'utilisation d'un haut-parleur comme source de l'excitation, de n microphones pour mesurer cette excitation et d'un accéléromètre pour la mesure de la réponse de la structure constitue une solution appropriée à l'application de cette méthode MISO d'analyse modale. Pour la réalisation des n cas de chargement de la structure, le haut-parleur doit être déplacé à différents endroits et les relations de phase et d'amplitude, les forces d'entrée et la réponse de vibration du système doivent être mesurées. L'avantage de cette méthode d'excitation réside dans le fait qu'il est facile de changer la répartition des forces et qu'il n'est pas nécessaire de modifier la configuration des capteurs (microphone et accéléromètre) pendant les mesures. Nous appelons l'utilisation de cette méthode d'analyse modale pour d'identification des fonctions de transfert structurel à l'aide de l'acronyme AMAMISO pour Analyse Modale Acoustique MISO (Multiple Inputs Single Output).

3.2.4 Discussion sur les méthodes d'analyse modale à excitation cohérente

Comme nous l'avons mentionné à la section 1.3.3, des méthodes permettant l'identification des paramètres modaux à l'aide d'une excitation mécanique multiple et parfaitement cohérente ont été développées. Dans ce cas, la méthode utilisée est une excitation multiple à l'aide de plusieurs pots vibrants utilisant des signaux de type multisine dans le but de minimiser les erreurs liées à la non-synchronisation (leakage) et d'optimisation du rapport signal sur bruit et la réduction de la durée des mesures. Le calcul des fonctions de transfert de la structure et identification des paramètres modaux à l'aide du modèle de

l'équation 1-35 qui est identique aux équations 3-13 et 3-14 utilisées dans la méthode AMAMISO. La méthode AMAMISO est alors une variante des méthodes d'excitation multisine utilisant une seule source d'excitation cohérente au lieu de plusieurs sources d'excitation mécanique. Par contre, la méthode d'excitation multisine à excitation cohérente optimisée proposée par Arruda [56] et Guillaume [57] demeure tout de même exigeante quant à leur application et à l'instrumentation nécessaire pour la mettre en pratique. En effet, le calcul et la génération des excitations mécaniques ainsi que la mesure des signaux d'excitation et de réponse rendent la méthode aussi exigeante qu'une analyse MIMO. Pour sa part, la méthode AMAMISO offre un potentiel de réduction de l'instrumentation nécessaire à l'aide de l'utilisation d'une seule source d'excitation acoustique. Ceci constitue un avantage car les sources d'excitation acoustique tel que des haut-parleurs peuvent fournir facilement une excitation sans contact avec la CCI et ce, sur une large bande de fréquence. La procédure expérimentale est donc plus simple et le système de contrôle de l'excitation moins complexe et moins coûteux.

L'hypothèse sous-jacente à la méthode d'excitation acoustique à plusieurs entrées et une seule réponse présentée à la section précédente est que la force acoustique répartie sur la structure peut être discrétisée et représentée par la mesure en un nombre fini de points. La validité de la méthode et de l'effet de discrétisation de la force seront étudiés à la section suivante.

3.3 Vérification analytique du modèle AMAMISO

3.3.1 Étape de vérification

Les possibilités de la méthode d'analyse modale par excitation acoustique AMAMISO a été validée par simulation en utilisant comme modèle analytique une plaque mince en

appui simple excitée par une source acoustique ponctuelle. La méthode de validation et de vérification est décrite à la figure 3-9.

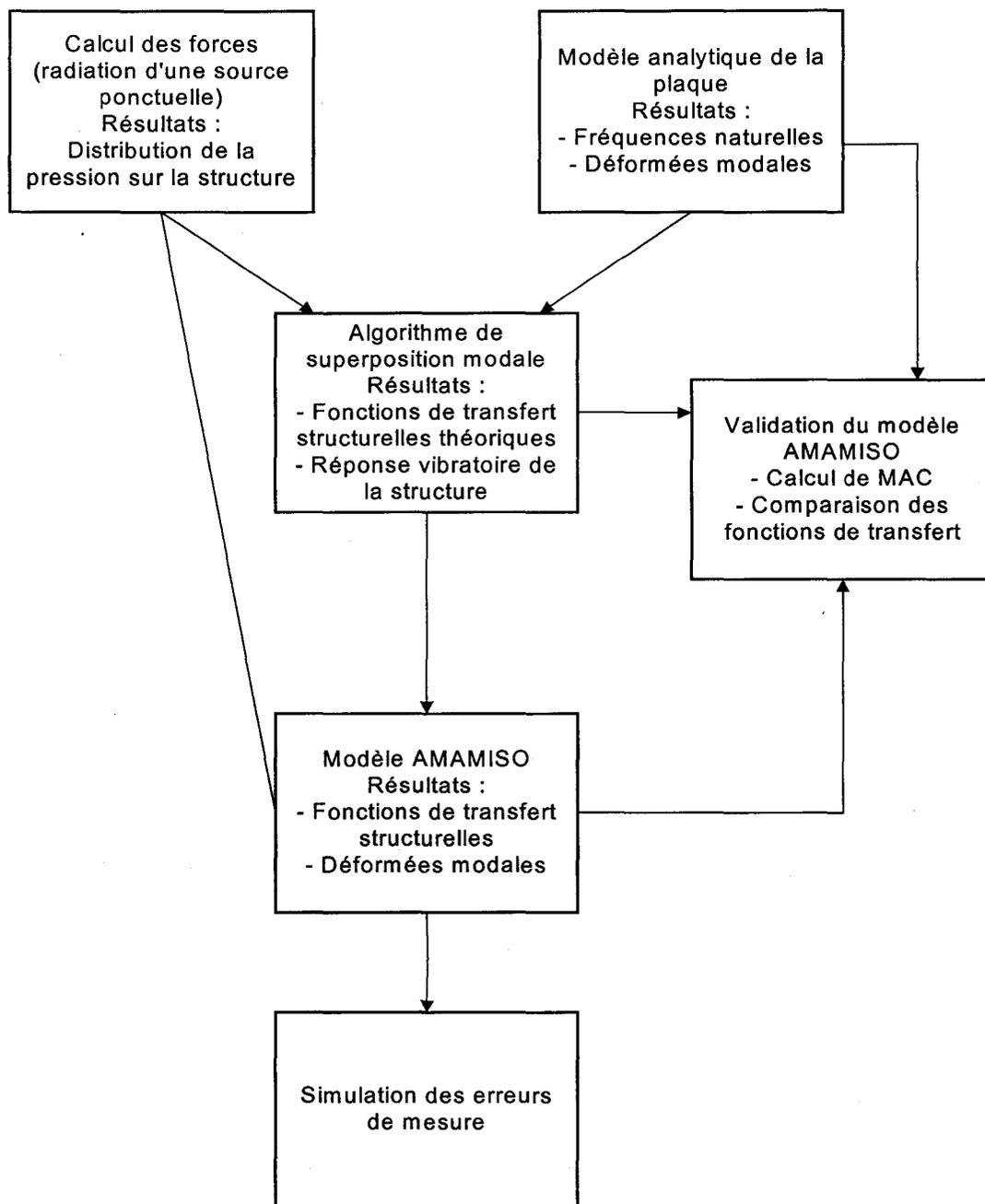


Figure 3-9 Méthode de validation et de vérification

Les différentes étapes de cette validation sont décrites à l'intérieur des prochaines sections.

3.3.1.1 Étape 1 : modèle analytique d'une plaque

Nous utilisons un modèle analytique à l'aide duquel nous avons déduit les fréquences de résonance et les déformées modales d'une plaque en appui simple correspondant à un circuit électronique. Les fréquences de résonance et les déformées modales de la plaque sont calculées à l'aide des équations suivantes [40] :

$$\omega_{n,m} = \left(\frac{D}{M}\right)^{1/2} \left[\left(\frac{n\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 \right] \quad (3-15)$$

où : $D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)}$ et $M = \rho h$

avec :

- m et n sont des indices variant de 1 à l'infini;
- a et b et h sont respectivement la longueur, la largeur et l'épaisseur de la plaque (pour notre simulation a= 0,152 m, b=0,252 m, h=0,00015m);
- Les indices m et n varient de 1 à l'infini;
- E est le module de Young du matériau (pour notre simulation E du FR-4=19,1 MPa);
- ν est le coefficient de Poisson du matériau (pour notre simulation ν du FR-4= 0,14);
- ρ est la densité volumique du matériau (pour notre simulation ρ du FR-4=2053 Kg/m³).

Les déformées modales de la plaque sont alors calculées en fonction des m et n comme étant le produit de deux fonctions sinusoïdales :

$$\phi = \sin\left(\frac{n\pi}{a}\right)x \sin\left(\frac{m\pi}{b}\right)y \quad n=1,2,\dots,\infty \quad m=1,2,\dots,\infty \quad (3-16)$$

3.3.1.2 Étape 2 : calculs des entrées au système.

Nous utilisons le modèle de rayonnement d'une source ponctuelle pour calculer le niveau de pression sonore en amplitude et en phase aux différents points de mesure du modèle. Le niveau de pression sonore à chaque point permet l'estimation de la force locale sur la structure et aussi le calcul des fonctions de transfert entre la force de référence et chacune des autres forces. La position de la source ponctuelle pour chaque cas de chargement est située à 30 cm sous le circuit aligné avec chacun des points du modèle. Le point de mesure de la réponse vibratoire du circuit correspond à la position de la force de référence.

3.3.1.3 Étape 3 : simulation à l'aide de l'algorithme de superposition modale.

L'algorithme de superposition modale, tel que présenté au chapitre 1 à l'équation 1-38, est utilisé pour déterminer la réponse de la plaque pour chacun des cas de chargement. Pour ces calculs, les données d'entrée sont constituées des fréquences de résonance et des déformées modales (étape 1) et des pressions sur la surface de la plaques aux points de mesures (étape 2). L'amortissement de la plaque est supposé constant pour tous les modes à 5 %.

3.3.1.4 Étape 4 : simulation à l'aide de l'algorithme AMAMISO.

Les réponses vibratoires ainsi obtenues à l'étape 3 ainsi que les pressions sur la surface de la plaque aux points de mesure (étape 2) permettent le calcul à l'aide de la méthode AMAMISO des fonctions de transfert de la plaque aux différents points de mesure. La connaissance des fonctions de transfert du système permet l'identification des paramètres modaux de la plaque tel que les fréquences de résonance et la déformée modale.

3.3.1.5 Étape 5 : validation du modèle AMAMISO.

La validation de la qualité des résultats obtenus avec le modèle AMAMISO est effectuée par la comparaison des paramètres obtenus. La comparaison des déformées modales est effectuée par le calcul du MAC (équation 1-39) entre le mode théorique identifié à l'aide du modèle analytique (étape 1) et le mode calculé par la méthode AMAMISO.

3.3.1.6 Étape 6 : simulation des erreurs de mesure

Suite à la validation de la méthode (étape 5), nous sommes intéressés à connaître l'influence des erreurs de mesure sur les entrées du système mécanique (pression acoustique) aux points de mesure de l'estimation des paramètres modaux. Deux évaluations ont été réalisées, il s'agit de l'estimation de l'erreur sur la mesure de la force et de la réponse et ensuite de l'effet de la discrétisation de la force acoustique répartie sur la surface du circuit.

Dans la première évaluation, nous avons introduit des erreurs sur les entrées et nous avons calculé les réponses du système au point de référence par superposition modale (étape 3). Ensuite, les paramètres modaux ont été calculés avec les réponses vibratoires incluant les erreurs sur les entrées à l'aide du modèle AMAMISO (étape 4). Cette première vérification de la méthode a été effectuée avec un modèle incluant seulement les trois premiers modes de la plaque.

Ensuite, avec un modèle d'ordre supérieur incluant 25 modes, nous avons évalué l'effet de la discrétisation de la force acoustique sur la surface, nous avons calculé la déformée modale par la méthode AMAMISO en utilisant l'ensemble des points du modèle et ensuite nous avons refait l'exercice en supprimant des points de calcul de la force d'entrée. Ceci nous permet d'évaluer l'hypothèse de force discrétisée aux points de

mesure ou calcul (correspondant aux microphones) par rapport à la force répartie sur l'ensemble de la structure.

3.3.2 Résultats des simulations

Dans le cadre de cette validation de la méthode AMAMISO, effectuée selon la méthode de vérification présentée à la section précédente, nous avons réalisé des simulations de la plaque et de son excitation acoustique en utilisant un nombre différent de points d'excitation ainsi que des modèles de différents ordres (nombre de modes de la plaque).

3.3.2.1 Modèle du 3^{ième} ordre

Un modèle a été construit jusqu'au 3^{ième} ordre avec 3 points d'excitation dans l'axe central de la plaque et nous avons évalué le MAC entre le mode théorique et le mode calculé tel que décrit à l'étape 5. Les résultats présentés au tableau 3-III montrent que la méthode AMAMISO est en mesure de trouver la déformée modale pour l'ensemble des modes car le MAC est égal à l'unité. Cette simulation montre que la méthode AMAMISO est en mesure d'identifier adéquatement les caractéristiques d'un système simple.

3.3.2.1.1 Erreur d'évaluation à l'aide de la méthode AMAMISO

Suite à la validation des possibilités de la méthode avec le modèle du 3^{ième} ordre, nous sommes intéressés à connaître l'influence des erreurs de mesure sur les entrées du système mécanique. L'influence de trois types d'erreurs sur les entrées du système a été étudiée. Il s'agit des erreurs sur l'amplitude des entrées, des erreurs sur la phase ainsi que des erreurs sur l'amplitude et la phase du signal simultanément. L'influence de ces

erreurs sur la détermination des paramètres modaux a été évaluée par le calcul du MAC entre le mode AMAMISO avec et sans erreur introduite dans le signal d'entrée. Le tableau 3-IV présente l'influence des différents types d'erreur sur l'identification du premier mode de la plaque.

Tableau 3-III

Résultats de simulation pour modèle du 3^{ème} ordre

Point de référence : k	Valeurs de l'indice MAC : Mode (n,m)		
	(1,1)	(2,1)	(3,1)
1 (bord)	1	1	1
2 (point central)	1	1	1
3 (bord)	1	1	1

On remarque que l'erreur sur la mesure de phase n'a pratiquement pas d'influence sur l'identification des paramètres modaux car aucune variation du MAC n'est observée. Lorsqu'une erreur de mesure survient sur l'amplitude seulement, les simulations montrent que l'identification modale demeure acceptable ($MAC > 0,89$) pour des erreurs réparties pouvant atteindre 55 % sur l'ensemble des entrées et ce, à chaque cas de chargement (position de haut-parleur). Dans le cas où l'erreur de mesure est localisée sur l'amplitude et la phase simultanément, l'identification modale est possible ($MAC < 0,85$) pour des erreurs inférieures à 5% sur l'ensemble des entrées. Cette simulation sur système simple indique que la méthode AMAMISO est sensible aux erreurs simultanées sur l'amplitude et la phase des entrées car les résultats montrent que l'identification modale n'est plus valable pour des erreurs supérieures à 5 %. Par contre, la méthode est plus robuste lorsque les erreurs sont localisées sur l'amplitude ou la phase permettant l'identification modale avec des erreurs de l'ordre de 50 %. Les simulations montrent

que la méthode est moins sensible aux erreurs de phase car l'identification modale est toujours impeccable.

Tableau 3-IV

Influence des différents types d'erreur sur l'identification du premier mode

Erreurs (%)	Valeur du MAC premier mode		
	Amplitude des forces d'entrée	Phase des forces d'entrée	Amplitude et phase des forces d'entrée
2	1,00	1,00	1,00
5	0,97	1,00	0,85
15	0,98	1,00	0,56
35	0,78	1,00	0,58
55	0,89	1,00	0,36
85	0,56	0,98	0,27

Ces résultats préliminaires de simulation montrent le potentiel de la méthode AMAMISO. La section suivante présente des résultats de simulation avec un modèle d'ordre supérieur.

3.3.2.2 Modèle du 25^{ième} ordre

L'ordre du modèle a été augmenté pour valider les possibilités de la méthode dans l'établissement des caractéristiques modales de la plaque. Nous avons calculé le MAC entre chacun des modes du modèle analytique et ceux de la méthode AMAMISO en utilisant chaque point comme force de référence nécessitant ainsi le calcul d'un ensemble de 625 valeurs de MAC. L'analyse des données et la comparaison des valeurs de l'indice MAC avec l'amplitude de la déformée modale en chaque point du modèle permet d'évaluer la relation entre le choix du point de référence et la détermination de la déformée modale. En effet lorsque la valeur du MAC est près de l'unité ($MAC > 0,8$), nous jugeons que la méthode AMAMISO est en mesure d'identifier ce mode particulier. Les figures 3-10 à 3-14 présentent un graphique de l'indice MAC et de la valeur absolue de la déformée

modale en fonction des points de référence sur le modèle pour les cinq premiers modes. La valeur absolue de l'amplitude maximale de la déformée modale présentée est égale à l'unité tel que calculé à l'aide de l'équation 3-16. Chaque figure comprend trois champs : premièrement le graphique du MAC et de la déformée modale en fonction des points du modèle, deuxièmement : la déformée modale du mode analysé et troisièmement : la distribution géographique des points sur le modèle. Le phénomène d'identification du point de référence en fonction de chaque déformée modale du modèle du 25^{ième} ordre est observable de façon équivalente pour les autres modes.

Nous observons que la détermination adéquate des déformées modales de la plaque est fonction du mode à l'étude ainsi que du point de référence. Ainsi la détermination du premier mode de la plaque (1,1) est possible peu importe le choix du point de référence avec une valeur unitaire du MAC dans tous les cas. Ceci n'est pas le cas pour les modes d'ordre supérieur qui présentent une forme plus complexe que le premier mode. Ainsi, lorsque la déformée modale en un point particulier correspond à un nœud du mode à l'étude (passage par zéro de la déformée modale) alors la valeur du MAC observée est faible. Ceci montre que ce point n'est pas un point de référence valable pour la détermination de cette déformée à l'aide de la méthode AMAMISO. Par contre, nous observons, pour d'autres points correspondants à des valeurs de déformées modales plus importantes, que la valeur du MAC est proche de l'unité en faisant ainsi des points de référence acceptables pour la détermination de ce mode particulier.

Nous observons que la déformée modale du mode 1 ne comporte aucun nœud. Ceci est cohérent avec le fait que l'ensemble des points du modèle peut être choisi comme points de référence. Notons que pour l'ensemble des 25 modes du modèle il est toujours possible de trouver un point de référence judicieux avec lequel la détermination de la déformée modale est possible. Ainsi par exemple, pour le mode 2 ($n=2$, $m=1$) la plupart des points de référence peuvent être choisis pour la détermination de la déformée modale sauf les points 1, 12, 13, 14, 15 et 16. Une étude statistique de valeur de l'indice MAC montre que les

points de référence situés en périphérie de la plaque permettent une identification d'un plus grand nombre de modes que les points situés près du centre. Ainsi lorsque les points situés dans les coins du modèle sont utilisés comme référence dans la méthode, une moyenne des indices MAC de plus de 0,70 pour l'ensemble des modes est observée en comparaison avec 0,35 pour le point 1 situé au centre de la plaque. Le nombre de nœuds pour l'ensemble des 25 modes du modèle est alors plus faible en périphérie qu'au centre de la plaque.

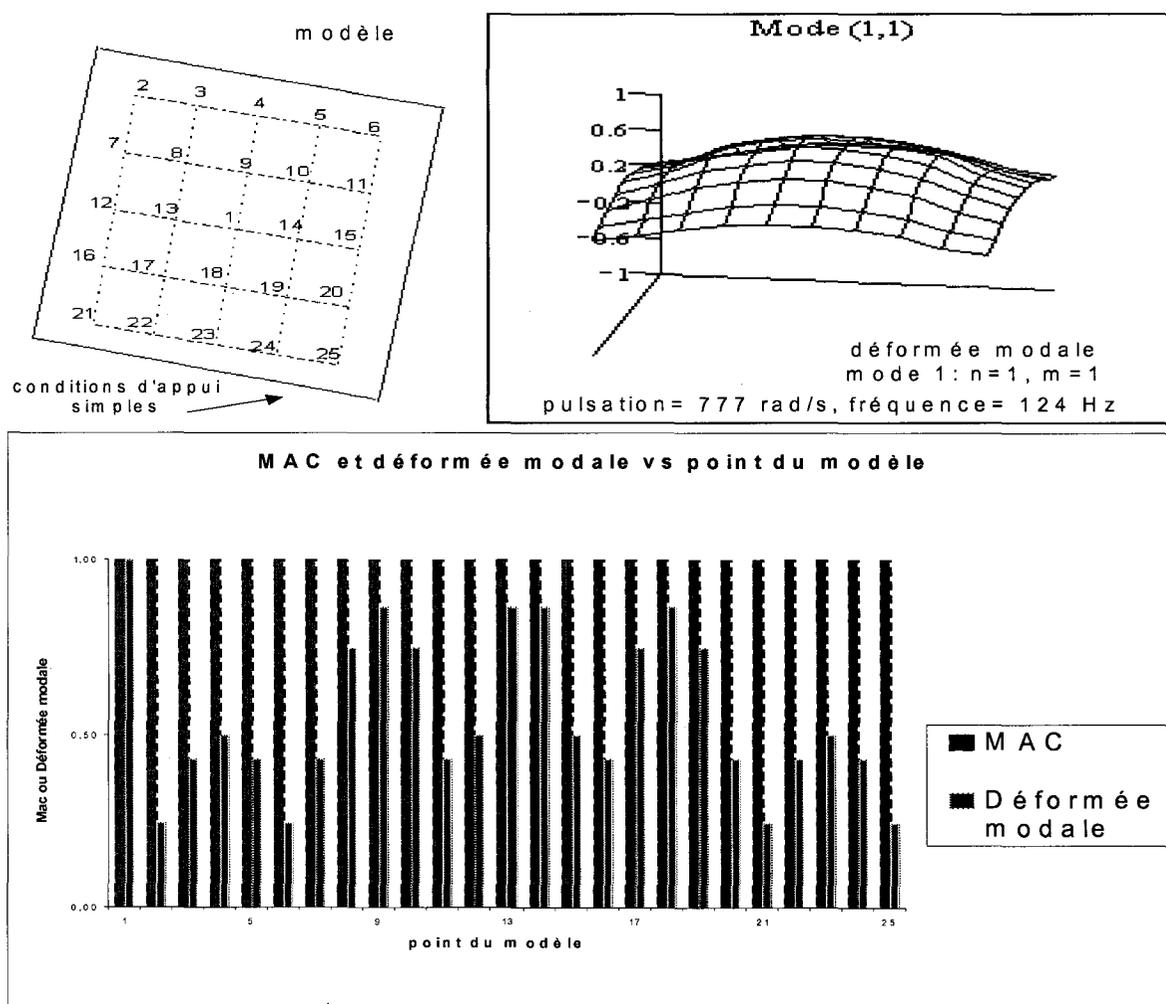


Figure 3-10 MAC et déformée modale vs point du modèle mode 1

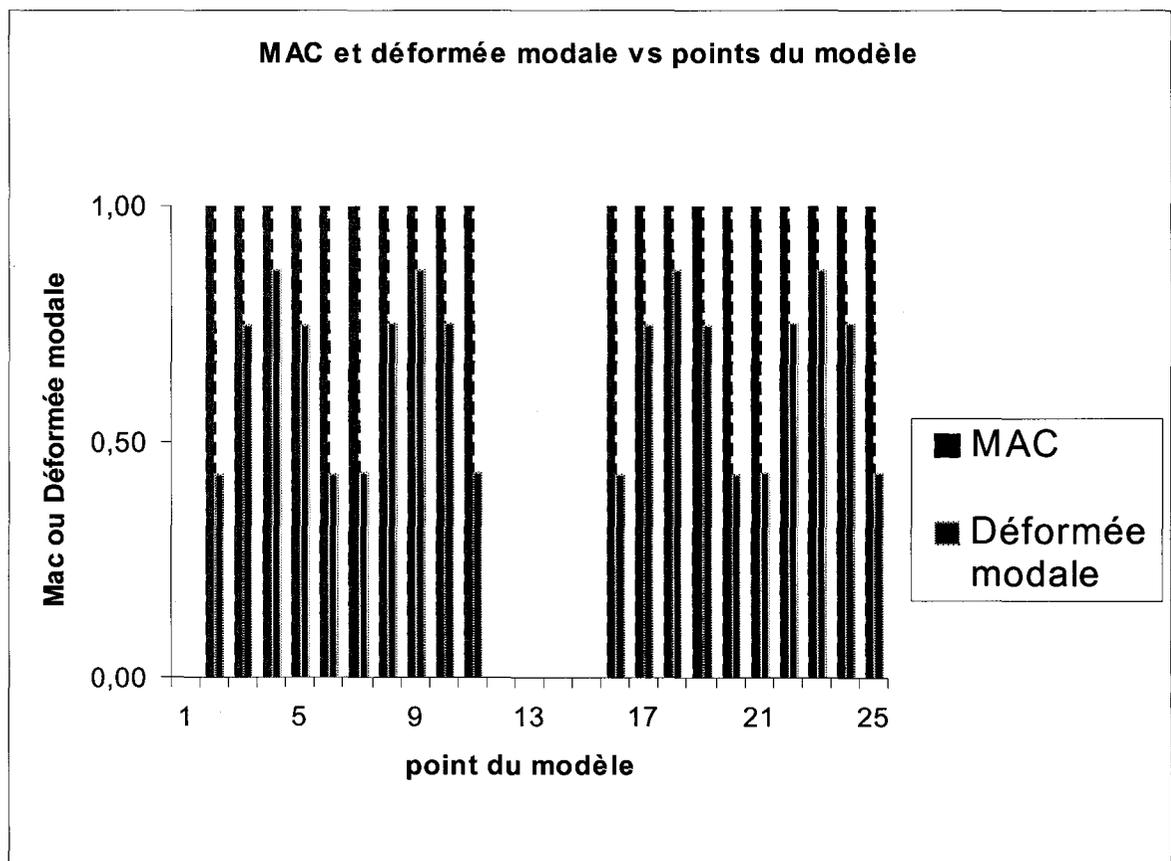
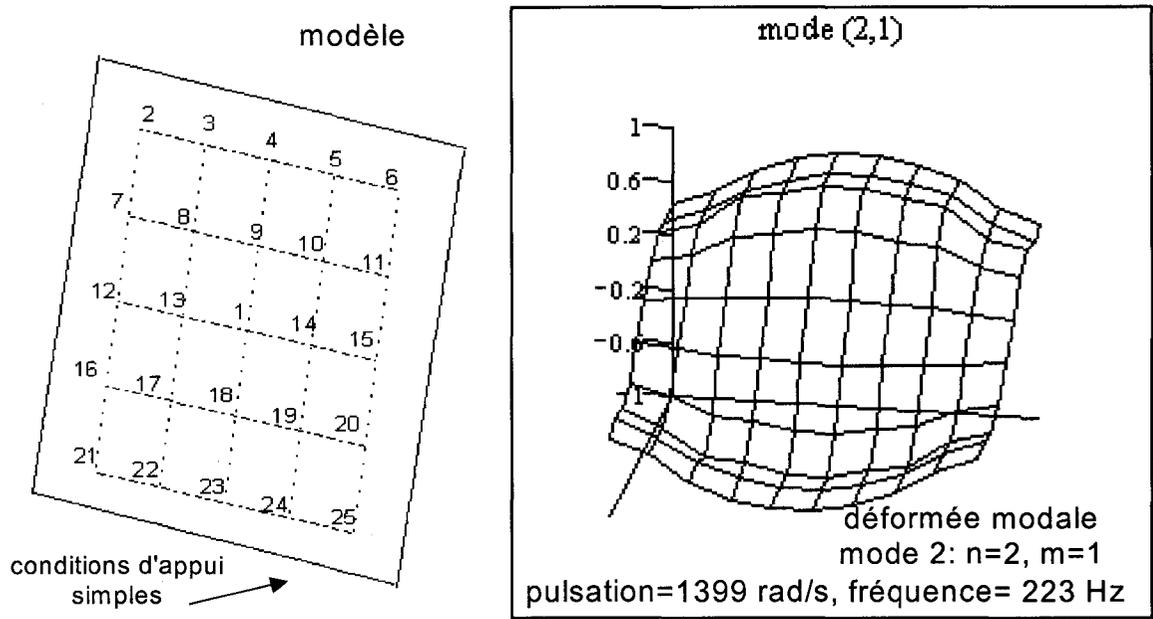


Figure 3-11 MAC et déformée modale vs point du modèle mode 2

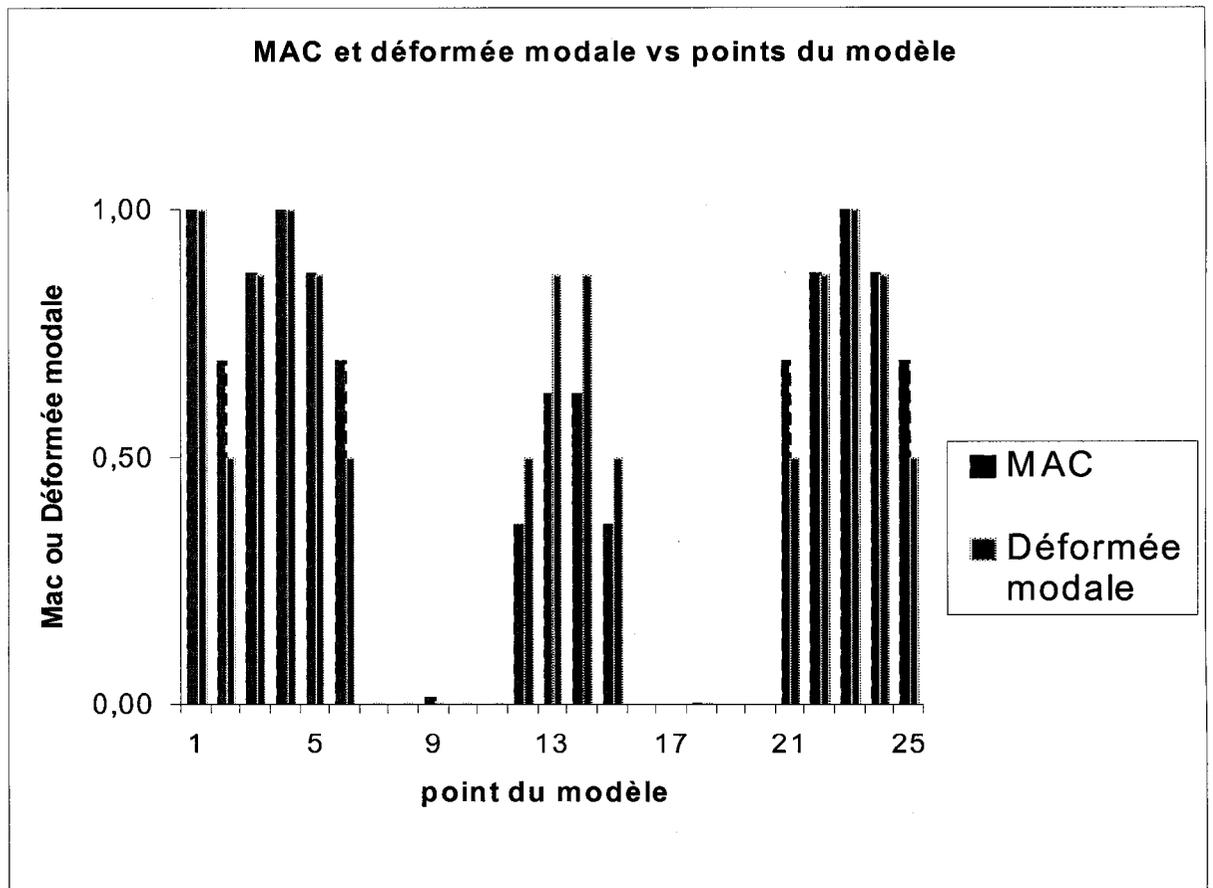
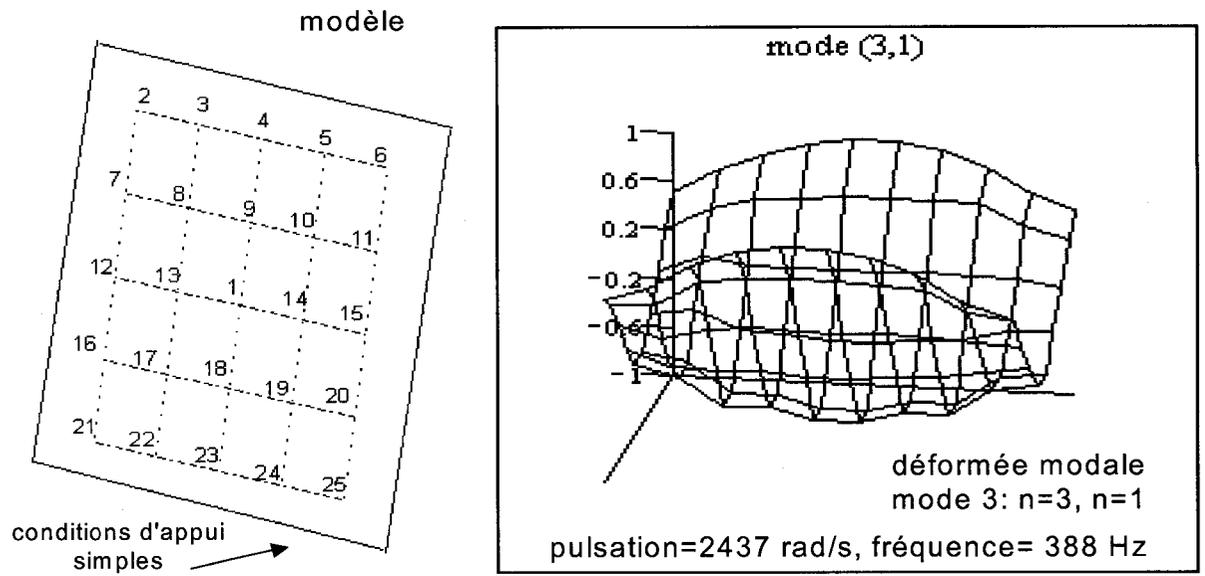


Figure 3-12 MAC et déformée modale vs point du modèle mode 3

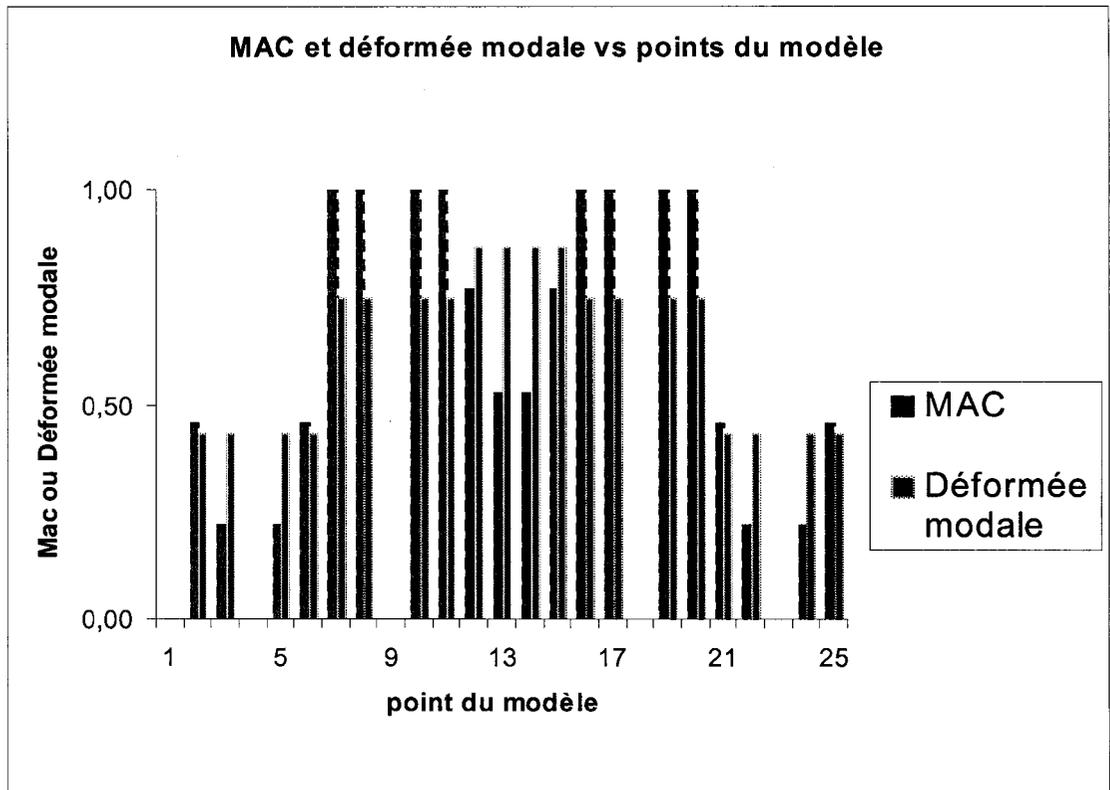
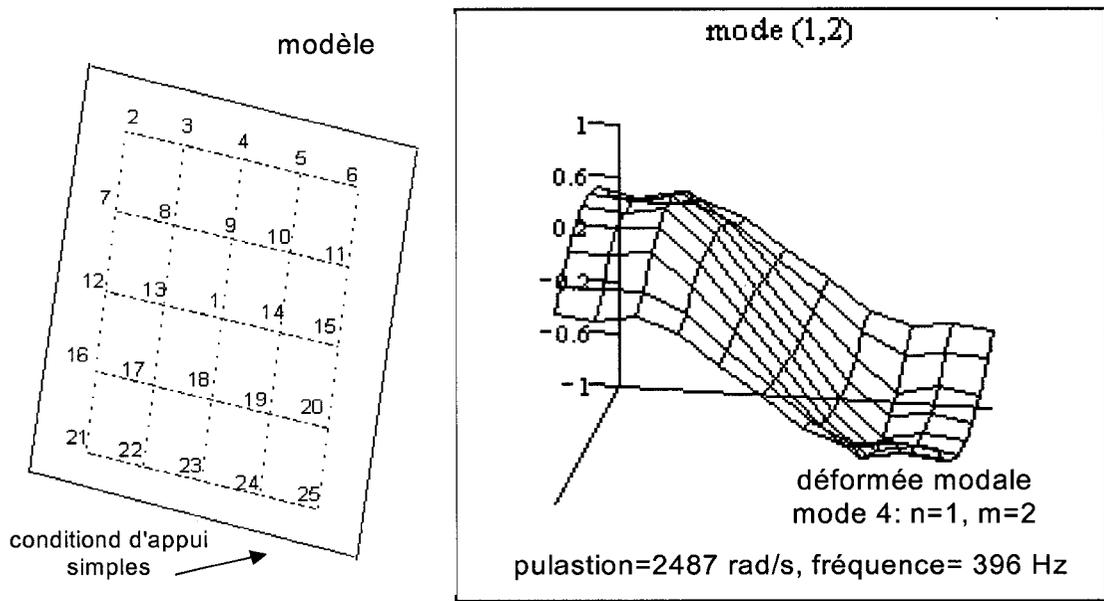


Figure 3-13 MAC et déformée modale vs point du modèle mode 4

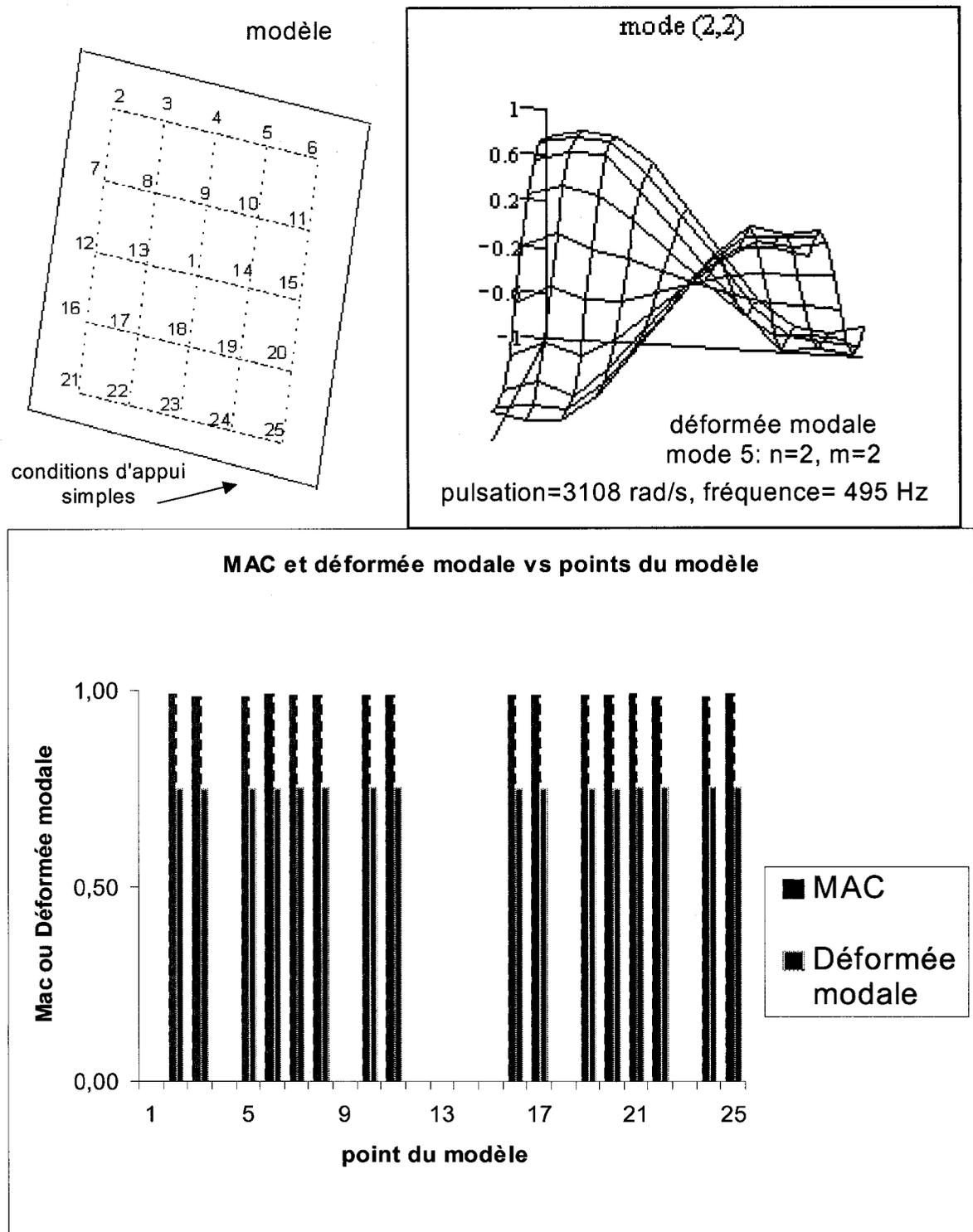


Figure 3-14 MAC et déformée modale vs point du modèle mode 5

3.3.2.2.1 Discussion sur la discrétisation de la force

À partir du modèle 25 par 25, nous avons enlevé des forces pour voir l'effet de la discrétisation. Nous avons ainsi calculé la déformée modale par la méthode AMAMISO à l'aide d'un nombre réduit de forces mais en utilisant la réponse vibratoire correspondant à l'excitation par l'ensemble des forces. Les calculs montrent une diminution drastique de la valeur de l'indice MAC lorsque nous retirons un point du modèle AMAMISO. Ainsi la moyenne d'identification du premier mode sur l'ensemble de points de référence passe de 1,00 avec un modèle complet à 0,41 et la valeur du MAC est supérieure de 0,68. Pour les modes supérieurs, la moyenne d'identification diminue à moins de 0,2 et aucune valeur du MAC n'est supérieure de 0,5.

Il apparaît alors que la réduction du nombre de points d'excitation à l'intérieur du modèle a une influence certaine sur la qualité des résultats et particulièrement sur l'identification des déformées modales. Lors de l'excitation acoustique avec une source réelle, le circuit électronique sous étude est excité à une infinité de points et nous proposons de réaliser la mesure de l'excitation acoustique en un nombre fini de points correspondant aux nombres de modes que nous désirons identifier. Ainsi, il est probable que l'analyse des résultats expérimentaux ne nous révèle pas les informations désirées sur la structure à l'étude.

Les travaux sur le développement théorique de la méthode AMAMISO ont débouché sur la protection par une famille de brevets de la méthode et la production d'un article de conférence. L'invention se nomme "Modal analysis method and apparatus therefore" et les demandes nationales sont les suivantes :

1. Demande canadienne no 2,348,320 : date de dépôt : 18 mai 2001, date de publication : 18 novembre 2002, examen demandé le 13 novembre 2002 [88];

2. Demande américaine (no de demande 10/142,871) : date de dépôt : 19 juin 2001, publication no 20020183942, date de publication : 5 décembre 2002, examen automatique [89].

L'article de conférence est le suivant :

- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, “ *Modal analysis of structures using acoustical excitation* “, 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2000, Nice, 2000 [90].

La section suivante présente des résultats expérimentaux d'analyses modales acoustiques.

3.4 Résultats expérimentaux AMAMISO

Nous avons réalisé un essai d'analyse modale sur le même circuit décrit à la section 3.1.2.1 à l'aide d'un analyseur en temps réel TFR à 8 canaux qui permet la mesure de 7 entrées et une réponse simultanément. Les entrées aux systèmes étaient mesurées à l'aide de 7 microphones BK 4165 et la réponse du système était mesurée à l'aide d'un accéléromètre miniature Endevco 2222c. Nous avons réalisé l'acquisition des données nécessaires à l'analyse modale à l'aide de dix cas de chargement. Ceci nous permet de réaliser l'analyse dans les conditions suivantes :

- Premièrement : expérimentation où le nombre de cas de chargement est égal au nombre d'entrées soit 7 cas de chargement et 7 entrées correspondant ainsi à l'aide de l'équation 3-13 où la matrice HXX est symétrique et donc directement inversible.
- Deuxièmement : expérimentation où le nombre de cas de chargement est plus grand que le nombre d'entrées soit 10 cas de chargement et 7 entrées correspondant ainsi à l'aide de l'équation 3-14 où la matrice HXX n'est pas symétrique et nécessite l'utilisation du pseudo-inverse.

Lors de l'analyse de données expérimentales, nous observons que les mesures de phases relatives au modèle AMAMISO en 7 cas de chargement et 7 entrées et 10 cas de chargement et 7 entrées semblent difficiles à interpréter. Nous avons alors simplement considéré l'amplitude de la fonction de transfert. La figure 3-15 présente la fonction de transfert en amplitude de la structure telle que trouvée expérimentalement pour les 7 cas de chargement et 7 entrées et 10 cas de chargement et 7 entrées.

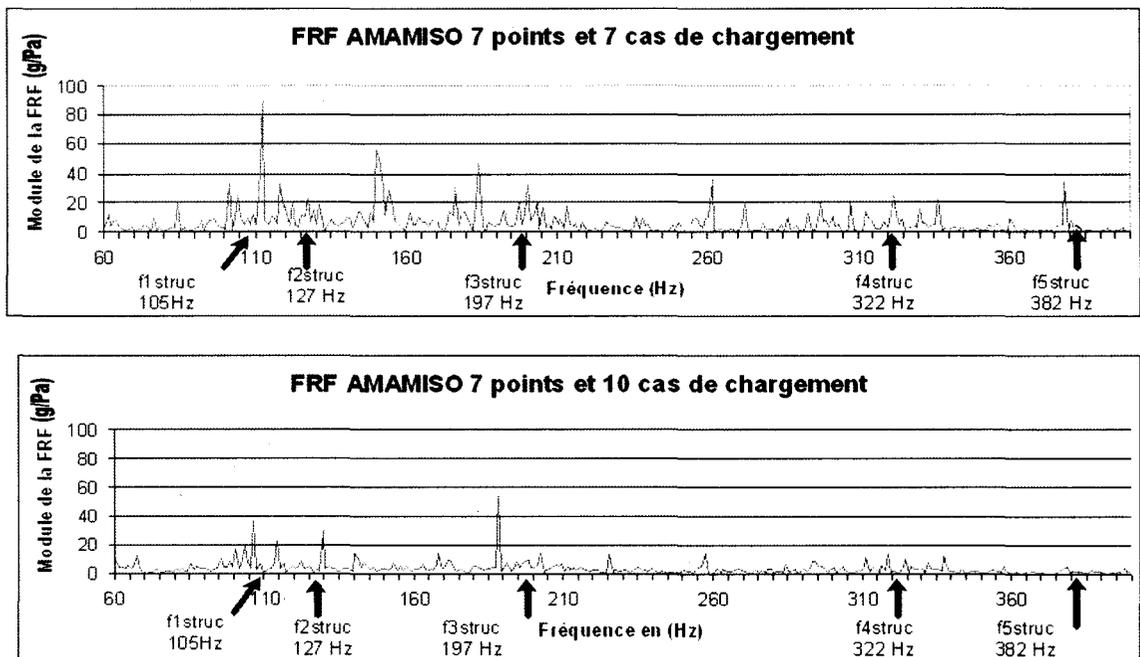


Figure 3-15 Fonction de transfert en amplitude AMAMISO expérimentale

Nous remarquons que l'identification des fréquences de résonance est préférable dans le cas AMAMISO 10 cas de chargement et 7 entrées qui utilisent l'équation 3-14 pour la résolution du système. Ainsi, l'identification modale du premier mode est de 0,70 à l'aide de l'indice MAC et grimpe à 0,90 lorsque nous retirons le point no 2 qui semble avoir une identification erronée.

Ceci permet de voir que l'augmentation du nombre de cas de chargement avec la méthode AMAMISO est susceptible de permettre une identification complète de la fonction de transfert de la structure. Cette identification pouvant être réalisée de façon expérimentale à l'aide d'une augmentation du nombre de cas de chargement ou analytiquement à l'aide d'une simulation de l'émission de la source d'excitation.

3.5 Résultats expérimentaux à référence unique

Le développement d'une méthode d'analyse modale acoustique nécessitant un mode opératoire simple et étant donné les résultats expérimentaux moins concluants présentés à la section précédente, nous avons réalisé une série d'expérimentations relatives au développement d'une méthode d'analyse modale à référence unique. Cette méthode d'analyse modale à référence unique constitue une innovation certaine dans le domaine de l'analyse modale des structures.

Il est alors possible de réaliser l'analyse modale de la structure en utilisant une seule référence de pression près de la structure. Ceci est confirmé par Bendat [47], lorsqu'il cite trois conditions où il est possible de retirer une entrée particulière du modèle :

- 1) si la cohérence ordinaire entre n'importe quelle paire d'entrées est égale à 1, alors on peut retirer une des deux entrées.
- 2) si la cohérence ordinaire entre une entrée et la réponse est égale à 1, alors on peut retirer les autres entrées.
- 3) si la cohérence multiple entre plusieurs entrées et une entrée particulière est égale à 1, alors cette entrée est une combinaison linéaire des autres et l'on peut retirer les autres entrées.

L'analyse modale utilisant une source acoustique avec la mesure d'une seule excitation est alors un cas particulier de l'AMAMISO. La caractérisation en un point de l'excitation est une méthode de mesure assez conviviale car elle permet l'identification des FRF sans contact avec un microphone et un ou plusieurs accéléromètres selon que nous faisons une mesure SISO ou SIMO. Cette analyse modale acoustique à référence unique est alors semblable à un ODS qui n'utiliserait pas comme référence une mesure de vibration de la structure. Les résultats que nous présenterons montreront que les résultats obtenus s'apparentent plus à l'analyse modale qu'à l'ODS [91, 92]. Les travaux présentés dans cette section relatifs à l'analyse modale acoustique à référence unique ont fait l'objet de trois articles de conférences :

- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, “*Analyse modale de circuits électroniques à l'aide de sources acoustiques : méthodes, résultats et utilisation*”, 66^{ème} congrès de l'ACFAS (Association Canadienne Française pour l'avancement des sciences), Québec, 1998 [93].
- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, “*Modal analysis of electronic circuit using acoustical sources : Methods, Results and Use*”, 4th Annual IEEE Accelerated Stress Testing , AST 1998, Pasadena, 1998 [94].
- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, «*Analyse modale expérimentale par excitation acoustique*», 17^{ème} congrès Canadien de Mécanique Appliquée CANCAM 99, Hamilton, 1999 [61].

3.5.1 Dispositif expérimental pour l'excitation acoustique

Lors de l'excitation acoustique, nous utilisons le même générateur de bruit blanc en rafale et le même amplificateur que pour le montage du pot vibrant (section 3.1.2.2). Par contre, ce signal est envoyé à une source acoustique constituée d'une enceinte acoustique et d'un haut-parleur de 7,5 cm de diamètre. Nous utilisons désormais une source acoustique pour exciter le circuit d'essai. La source acoustique est située à environ 10 cm par rapport au circuit et le microphone de mesure de l'excitation est situé à environ un cm du circuit. L'excitation acoustique n'agit pas comme une source d'excitation ponctuelle comme le marteau ou le pot vibrant, elle est plutôt répartie sur la

plaque. Cependant, nous la considérons comme prépondérante selon la normale au haut-parleur et par conséquent, localisée au centre de la plaque correspondant au point numéro 5 du maillage présenté à la figure 3-3. Un schéma du montage expérimental est présenté à la figure 3-16 et la figure 3-17 illustre le montage expérimental sans le circuit sur la structure de fixation. Nous utilisons 3 accéléromètres pour les mesures de la réponse et un microphone nous donne l'information de la pression près de la plaque que nous considérons comme signal d'excitation. La qualité des mesures de FRF à l'aide de cette configuration est impeccable et correspond en tout point aux caractéristiques des FRF typiques du circuit. Comme l'illustre la figure 3-18, l'identification des résonances à l'aide de la combinaison des FRF en amplitude et en phase est clairement indiquée par un maximum au niveau de l'amplitude et à un déphasage de $\pm 90^\circ$. De plus, la cohérence entre la réponse vibratoire et le signal d'excitation est égale à l'unité sur la plage de fréquences de mesure. Ce phénomène de cohérence élevée a été observé sur une plage de fréquences allant jusqu'à 3 200 Hz.

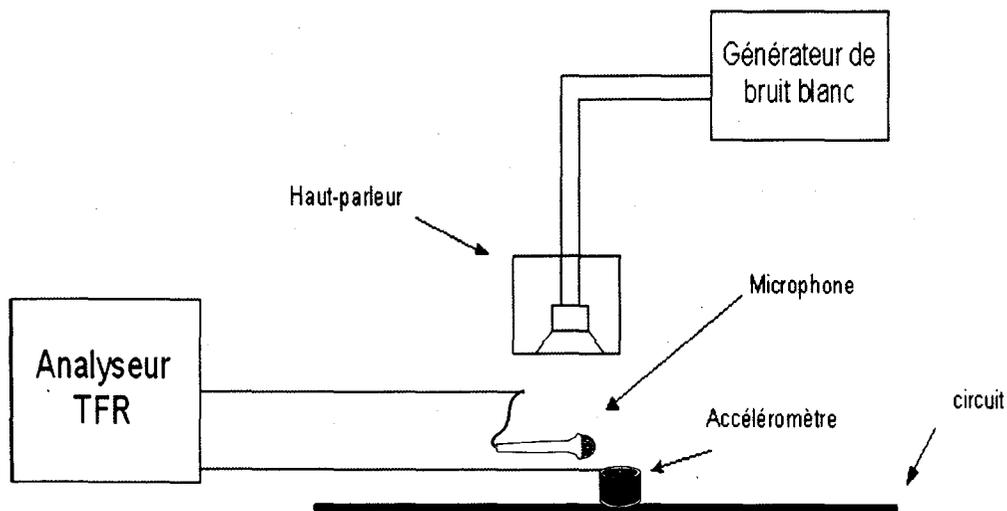


Figure 3-16 Schéma du montage d'analyse modale acoustique

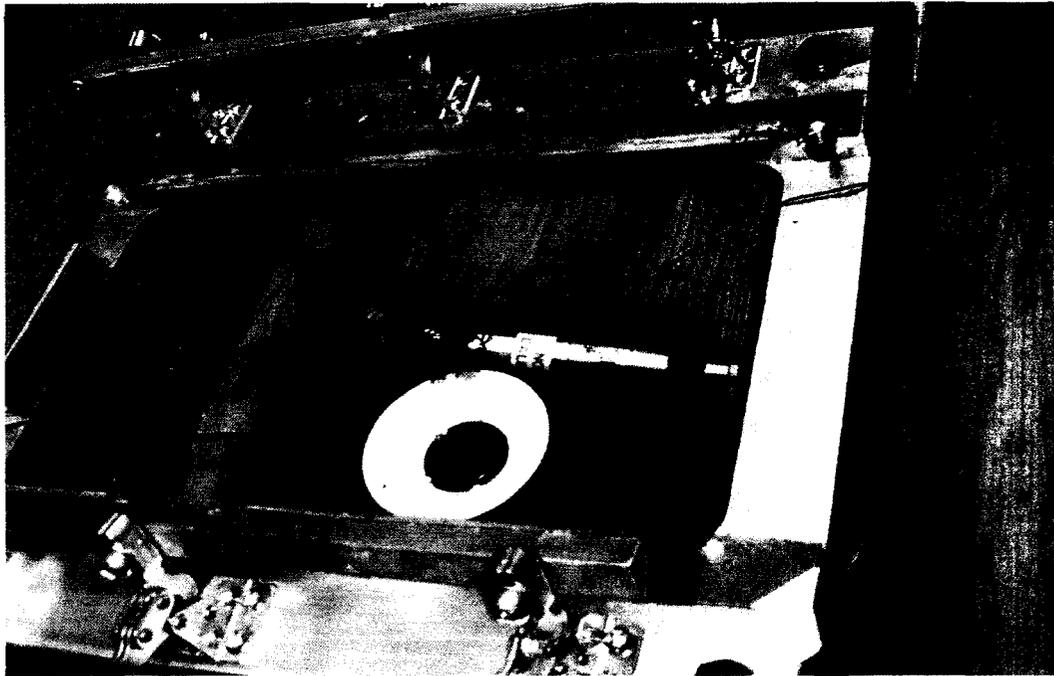


Figure 3-17 Montage expérimental pour l'excitation acoustique

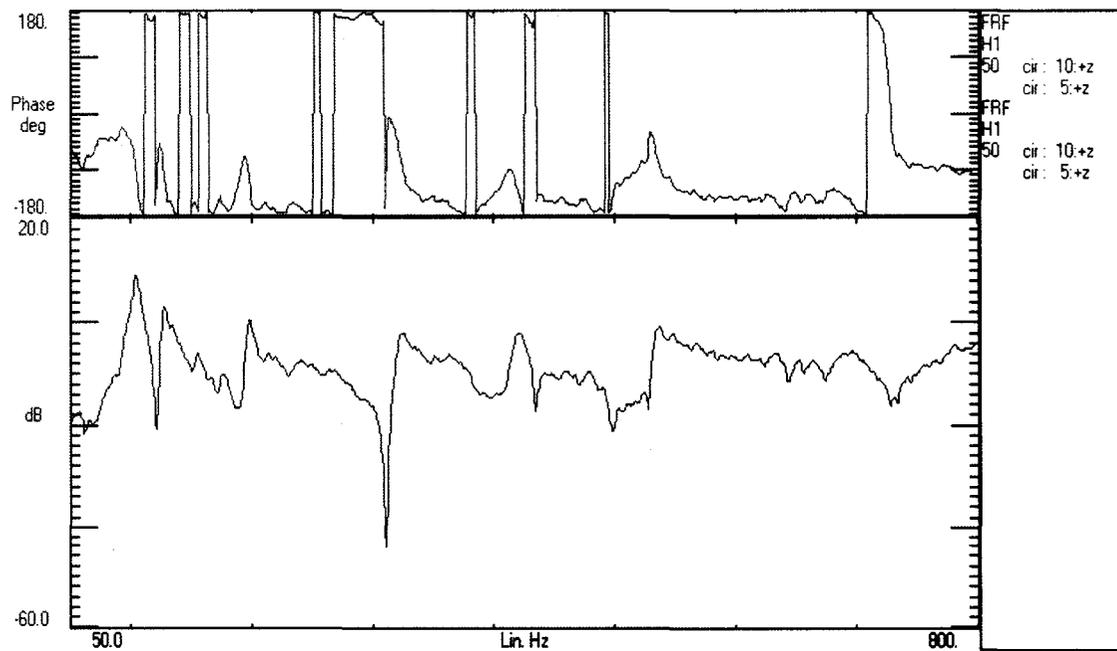


Figure 3-18 FRF typique lors de l'analyse modale acoustique

3.5.2 Résultats comparatifs de l'étude d'analyse modale

Cette étude a été menée pour la plage de fréquences de 20 à 450 Hz. L'analyse des résultats, effectuée à l'aide du logiciel d'analyse modale CADA-PC, est présentée au tableau 3-V. On remarque une très bonne similitude des fréquences de résonance et de leurs amortissements respectifs pour le marteau miniature et la méthode acoustique. Notons qu'il y a un léger décalage avec les résultats par pot vibrant par rapport aux deux autres méthodes. Ce dernier, ayant un lien mécanique avec la structure, agit comme une précontrainte et modifie la masse et la raideur à l'endroit de l'excitation. Ceci déplace les modes propres du système. Il semble donc que la méthode d'excitation acoustique s'adapte très bien à l'étude des plaques telles que les CCI.

Tableau 3-V

Résultats comparatifs de l'analyse modale par excitation acoustique, pot vibrant et marteau d'impact

Mode	Pot vibrant		Marteau miniature		Excitation acoustique	
	Fréquence (Hz)	Amortissement en %	Fréquence (Hz)	Amortissement en %	Fréquence (Hz)	Amortissement en %
1	100	2,9	104	2,8	105	2,8
2	133	2,8	126	3,0	127	2,9
3	207	2,1	196	2,0	197	1,9
4	294	1,6	333	1,7	322	1,6
5	397	1,8	386	2,5	382	2,4
6	441	2,1	430	1,5	420	1,4

On retrouve pour chacune de ces fréquences des déformées modales similaires. Ainsi, le calcul de l'indice MAC entre les modes identifiés avec les méthodes conventionnelles et à l'aide de l'excitation acoustique donne, pour les déformées des modes 1, 2 et 3 (tableau 3-I) une concordance excellente avec des indices MAC respectivement de 0,96,

0,71 et 0,86. Pour les modes 4, 5 et 6, la concordance est plus faible avec des indices MAC variant entre 0,46 à 0,59. Pour sa part, la reconstruction ou synthèse des FRF à l'aide des informations modales obtenues par excitation acoustique montre la validité de la mesure. La figure 3-19 illustre une FRF synthétisée typique montrant une excellente concordance avec la FRF de mesure et la contribution de six modes considérés à l'intérieur du tableau 3-V.

La visualisation des déformées modales obtenues par l'analyse modale à excitation acoustique est présentée à la figure 3-20.

Le tableau 3-VI compare les méthodes d'analyse modale appliquées aux circuits électroniques.

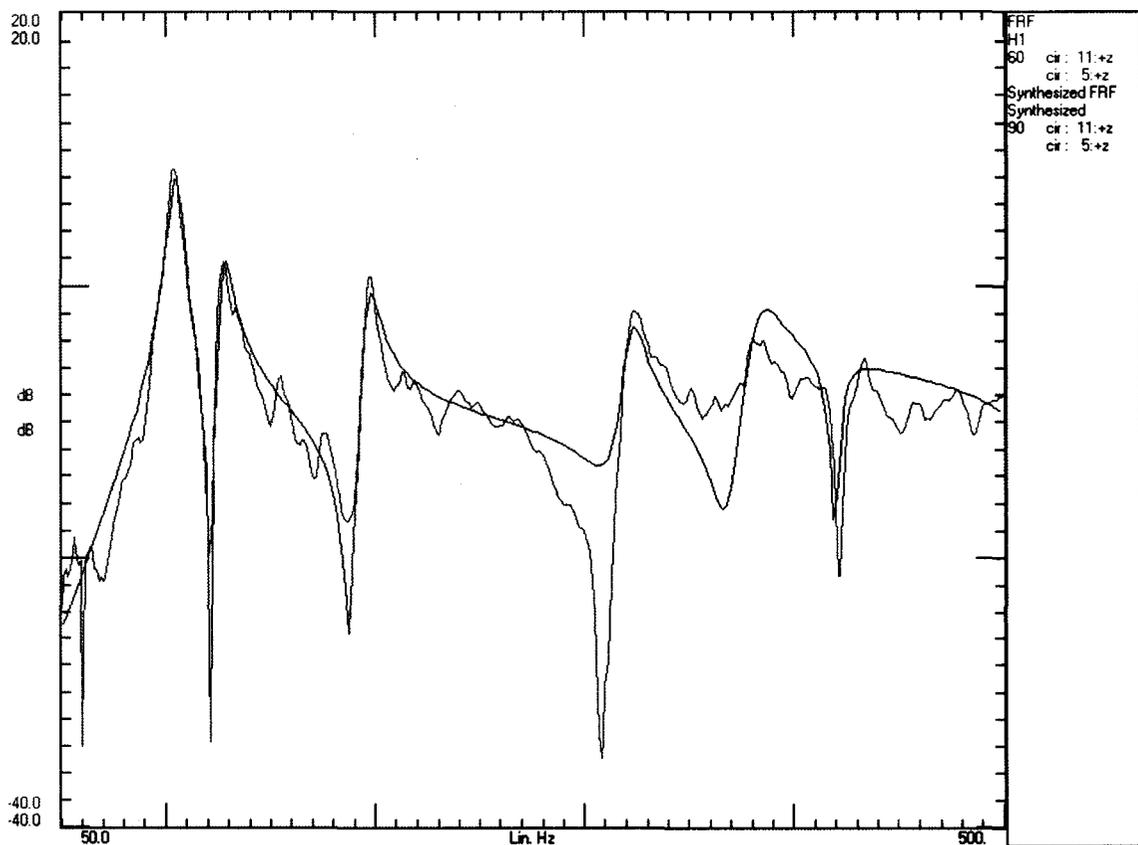


Figure 3-19 FRF synthétisée typique

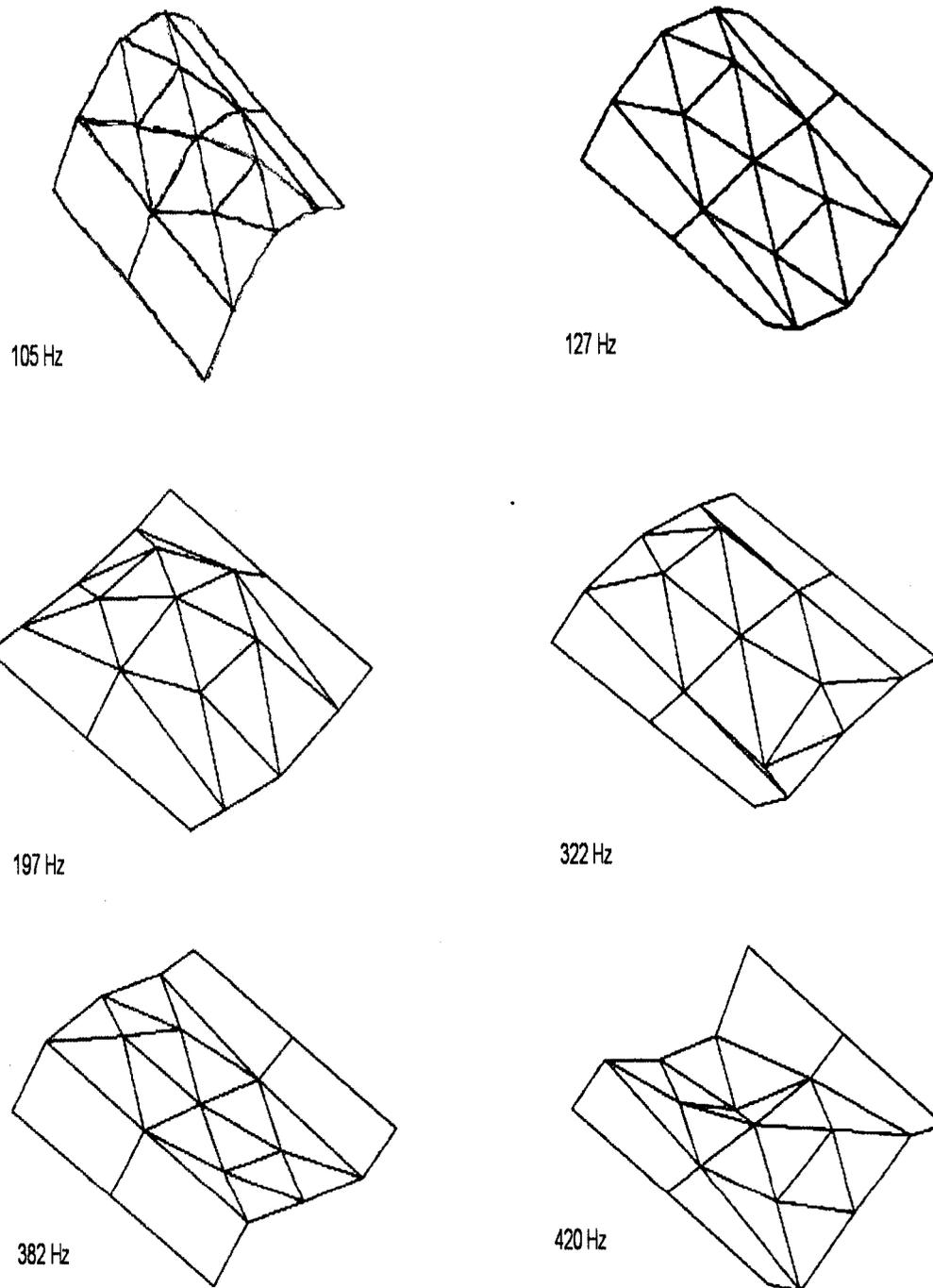


Figure 3-20 Déformée modale obtenue par excitation acoustique

Tableau 3-VI

Comparaison des méthodes d'analyse modale appliquées aux CCI

Caractéristiques	TYPE D'EXCITATION		
	POT VIBRANT	MARTEAU	ACOUSTIQUE
Préparation expérimentale de l'analyse	Longue	Courte	Courte
Lien mécanique avec la structure d'étude	Oui	Non	Non
Ajustement de la gamme de fréquences	Facile (dépend du signal du générateur)	Difficile (dépend de la tête d'impact du marteau)	Facile (Dépend du signal du générateur)
Décalage de fréquences	Oui	Dépend du poids du marteau	Non
Changement du point d'excitation	Long	Court	Définition du point d'excitation
Reproductibilité des mesures	Bonne	Assez bonne	Bonne
Adaptation à tout type de structure	Oui	Oui	Principalement structures en forme de plaques et coques

3.5.3 Application de l'analyse modale acoustique à différentes structures

3.5.3.1 Étude du circuit réel

Une étude d'un circuit réel qui est composé de la CCI vierge, étudiée de façon comparative à la section 3.1, muni des composants électroniques est présentée dans cette section. Si la masse du circuit vierge est de 130 grammes, celle du circuit réel est de 219 grammes. La figure 3-21 illustre le circuit réel.

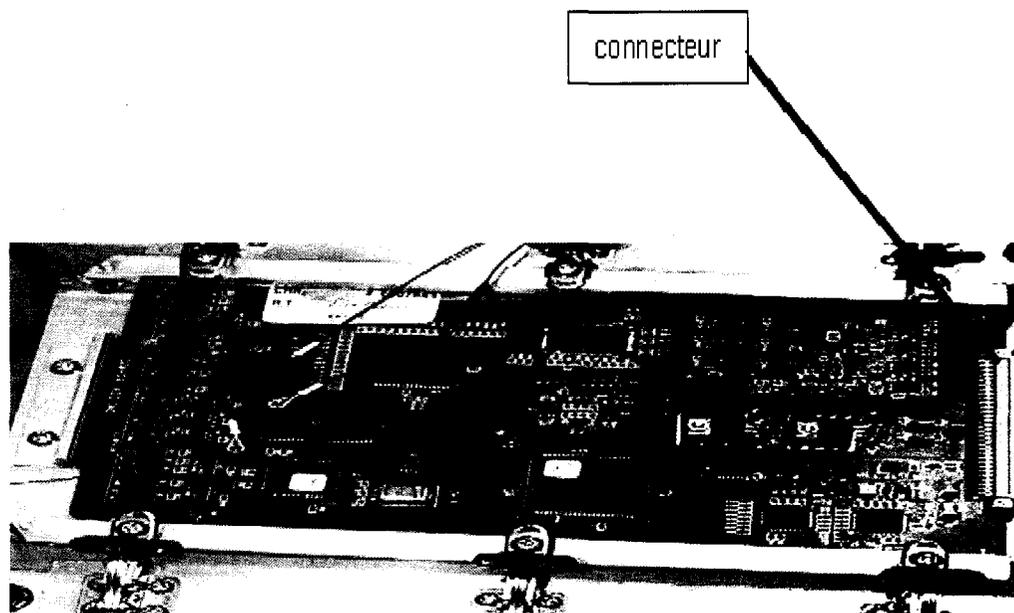


Figure 3-21 Circuit réel

Le maillage utilisé dans ce cas est cependant beaucoup plus fin puisque nous avons relevé 63 points de mesure et 18 points qui représentent l'encastrement (figure 3-22).

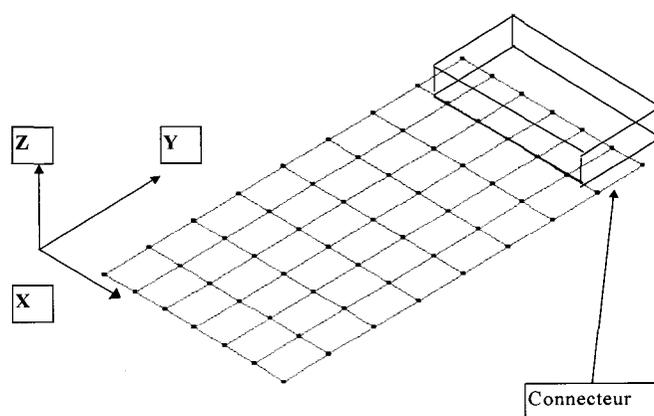


Figure 3-22 Maillage du circuit réel

Les fréquences de résonance obtenues sont présentées au tableau suivant.

Tableau 3-VII

L'analyse modale du circuit réel

Fréquence (Hz)	Amortissement en %
101,2	1,5
134,6	1,2
189,0	3,9
273,9	1,3
356,4	1,9
436,0	0,5
474,4	2,2
544,7	2,1
563,3	0,7
642,8	0,7
684,2	0,8

L'analyse modale de structure flexible réelle est donc possible à l'aide de l'excitation acoustique. Les déformées modales de la structure sont présentées à la figure 3-23. La présentation de ces résultats illustre la possibilité d'application de la méthode d'analyse modale à référence unique pour les structures flexibles tels que les circuits électroniques réels.

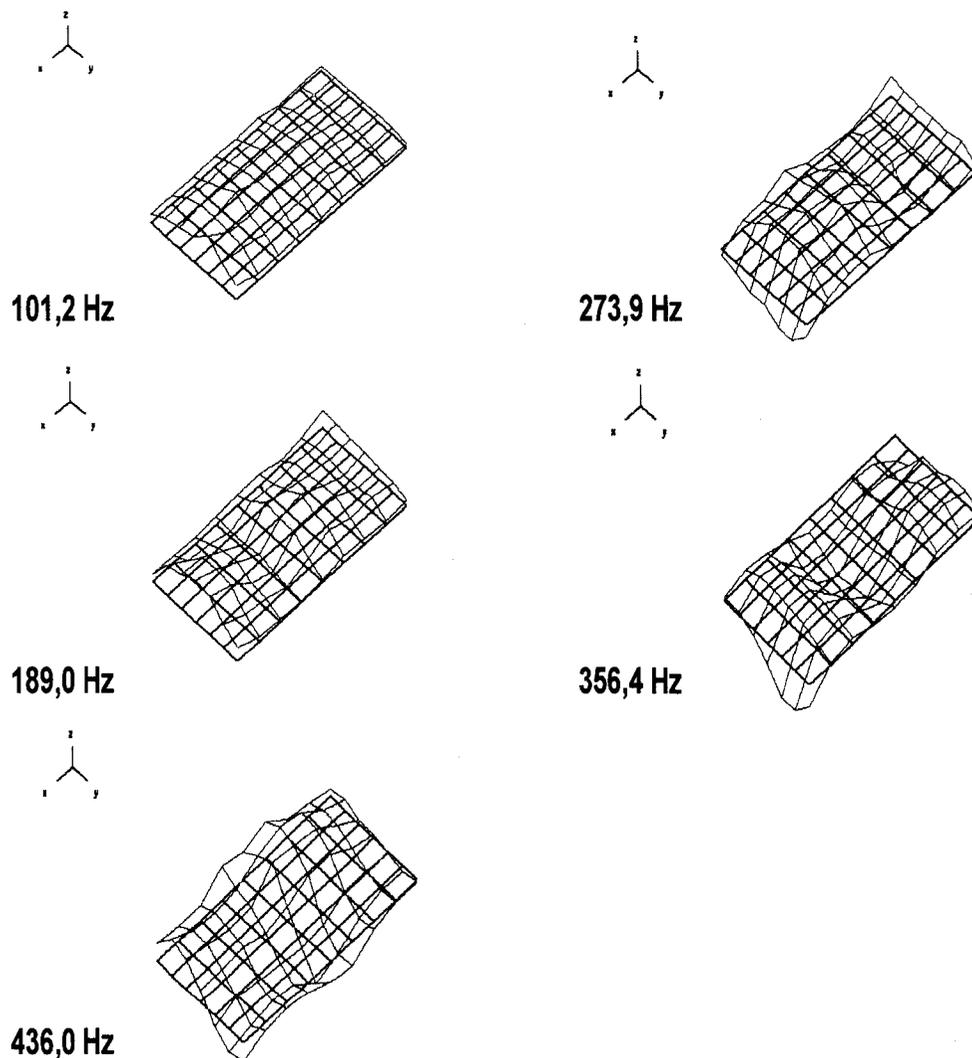


Figure 3-23 Modes du circuit réel

3.5.3.2 Analyse modale acoustique simultanée de plusieurs circuits réels

Une analyse modale à référence unique a été réalisée sur un boîtier contenant trois circuits électroniques. Chacun de ces circuits a une dimension de 14 cm par 18 cm et pèse 200 g. La figure 3-24 illustre le montage des circuits dans le boîtier. Le maillage utilisé pour réaliser l'analyse modale comprend 12 points par circuit. Dans ce cas, chacune des FRF expérimentales est le résultat du quotient du signal d'accélération mesuré en chacun des points du maillage du circuit et du signal électrique d'excitation du haut-parleur. Cette méthode est identique à l'utilisation d'un microphone pour mesurer la pression près du circuit. Lors de cette application nous pouvons considérer les résultats comme un OSD.

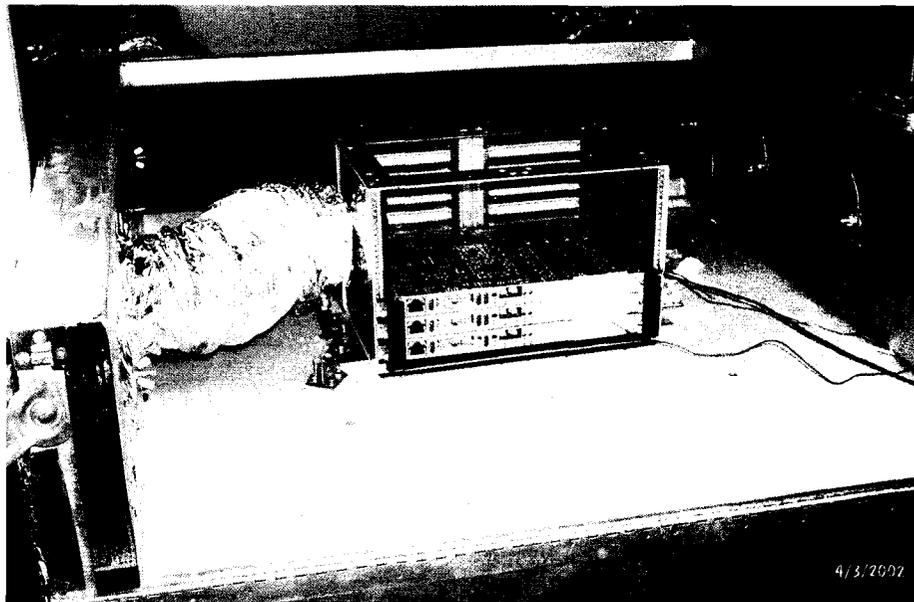


Figure 3-24 Analyse modale de trois circuits dans un boîtier

Le tableau 3-VIII fait la liste des modes obtenus sur l'ensemble des trois circuits. La figure 3-25 illustre le mode « déformée modale » ou OSD identifié par l'analyse modale

à référence unique. La présentation de ces résultats illustre la possibilité d'application de la méthode d'analyse modale à référence unique comme méthode de définition des déformations des assemblages électroniques lors du procédé ESS à excitation acoustique.

Tableau 3-VIII

Fréquences de résonance du circuit

Fréquence (Hz)	Amortissement (%)
141	4,6
426	4,6
688	4,6
861	1,4
1044	4,1
1172	1,7
1325	1,8
1463	1,9

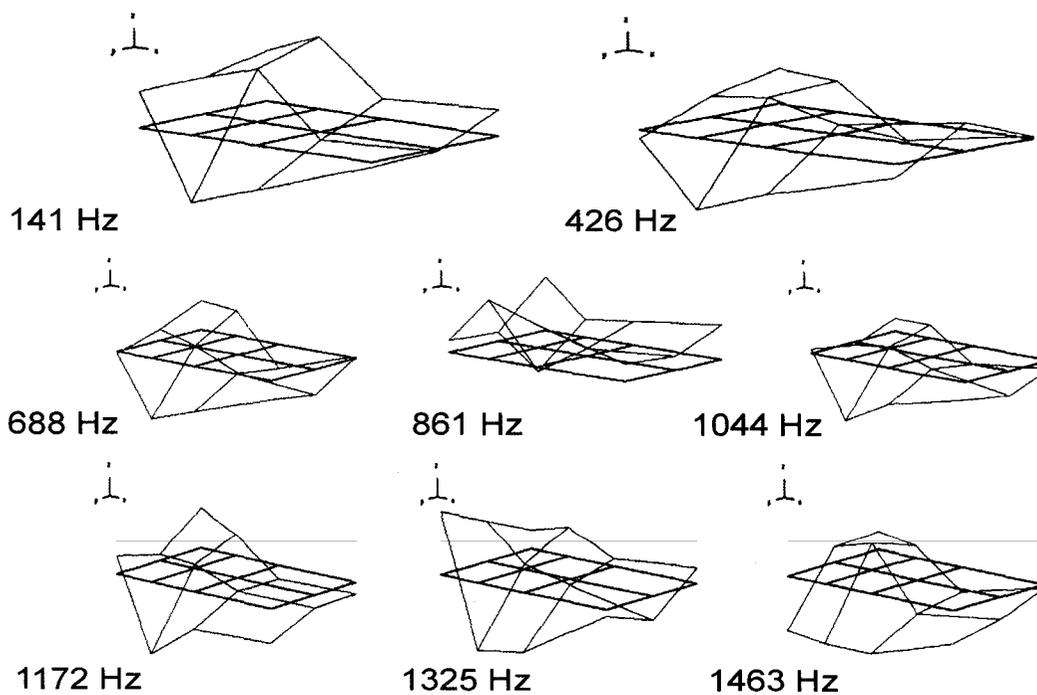


Figure 3-25 Déformée modale ou ODS

3.5.3.3 Résultats comparatifs d'analyse modale d'une structure rigide

Nous avons réalisé l'analyse modale acoustique des pales d'une turbine hydraulique par la méthode de marteau d'impact et par la méthode d'excitation acoustique. L'analyse modale de l'aube a été faite avec une série d'accéléromètres uni-axiaux (l'aube étant considérée comme une surface plane) et suivant une direction d'impact (suivant la normale à l'aube). Les mesures ont été effectuées sur un ensemble de vingt-trois (23) points de mesure sur une des aubes de la turbine. Une analyse modale par excitation acoustique a également été effectuée sur l'aube, comme élément de comparaison et pour confirmer les modes et les fréquences de résonance trouvées avec l'impact au marteau.

La figure suivante illustre la turbine hydraulique sur la laquelle l'analyse modale a été réalisée.

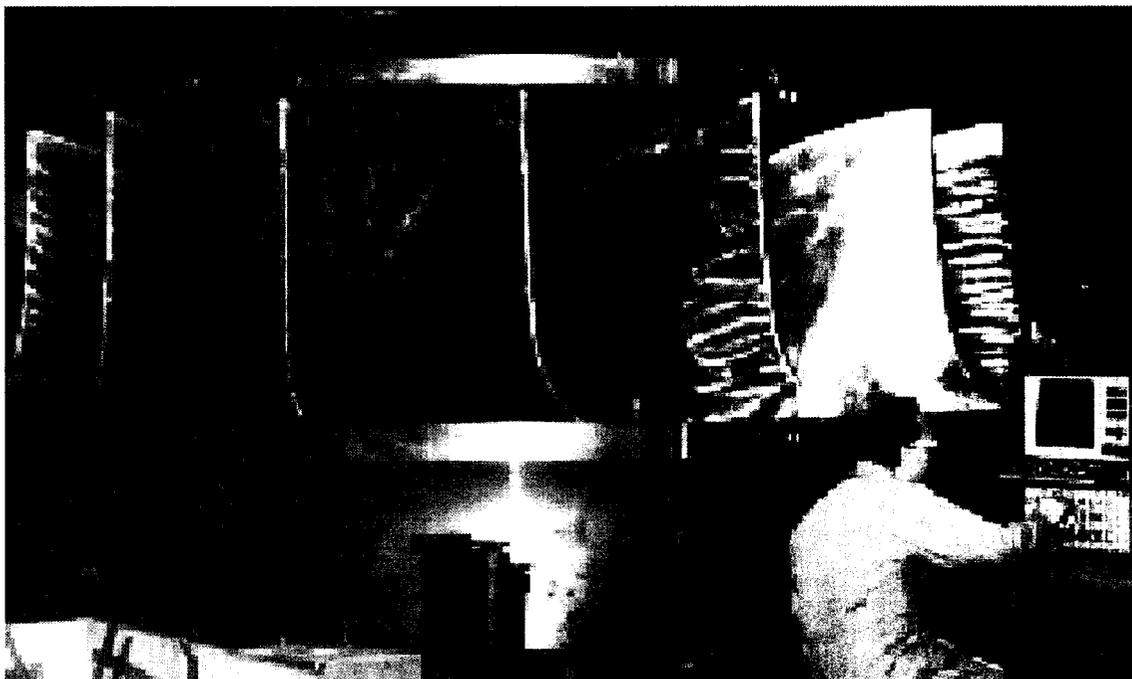
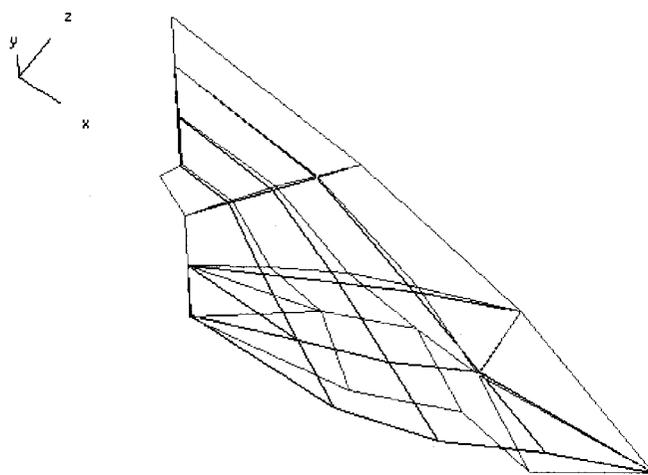


Figure 3-26 Turbine hydraulique

L'analyse des résultats montre que les modes d'ensemble de la couronne de la turbine influencent ceux de l'aube. Les fréquences des modes communs à la roue et à l'aube sont : 60, 72, 98, 112, 119, 136, 144 et 147 Hertz. De manière générale, les modes trouvés par la méthode acoustique et par la méthode de l'impact au marteau correspondent et sont proches tant sur les valeurs de fréquences de résonance que sur les valeurs d'amortissement. En visualisant les modes de vibrations, on s'aperçoit que le premier mode sur l'aube, où il n'y a pas de déplacement à la couronne et à la ceinture et qui constitue donc un mode de l'aube uniquement, se situe à une fréquence de 163 Hz (figure 3-27). La présentation de ces résultats illustre la possibilité d'application de la méthode d'analyse modale à référence unique pour les structures rigides. Ces résultats sont semblables à ceux obtenus par Herlusen [95] qui a exécuté une analyse modale opérationnelle par excitation acoustique sur les pales d'une éolienne par excitation acoustique.



08 163.044 Hz 0.70 %

Figure 3-27 Illustration du premier mode de l'aube de la turbine

3.6 Conclusion

L'excitation acoustique à référence unique est une méthode d'excitation valable pour les structures flexibles telles que les circuits électroniques mais aussi pour certains types de structures rigides en forme de plaques ou de coques. Nous avons aussi montré que l'excitation acoustique est bien adaptée à la caractérisation des déformées modales ou ODS lors du procédé ESS acoustique.

CHAPITRE 4

RÉSISTANCE MÉCANIQUE DES ASSEMBLAGES ÉLECTRONIQUES ET PRÉCIPITATION DE DÉFAUTS LATENTS

Un des problèmes majeurs de l'industrie est la méconnaissance du comportement en fatigue des composantes électroniques. L'objectif de ce chapitre est d'apporter quelques réponses sur la résistance en fatigue des composantes électroniques afin d'évaluer les niveaux limites à appliquer pour l'implantation sécuritaire de l'ESS. Ce chapitre présente les résultats d'une étude sur la résistance mécanique en fatigue des assemblages électroniques et une analyse de la précipitation de défauts latents. Dans un premier temps, différents résultats de précipitation de défauts seront présentés selon la méthode d'implantation de défauts « Fault replication » proposée dans le guide de l'IEST [4]. Ensuite, les résultats des essais de fatigue qui ont été réalisés sur un circuit comprenant des composantes saines ainsi que des défaillances infantiles induites seront présentés. L'analyse de ces résultats d'essais permettra la comparaison de la résistance mécanique de composantes saines et avec défauts pour permettre d'évaluer les niveaux de stimulations vibratoires nécessaires à la précipitation de défaillances de mortalité infantile lors de la fabrication en milieu industriel. Cette analyse inclura un examen des défaillances des joints de soudures des composantes électroniques ainsi que des résultats d'une étude d'éléments finis qui est relative aux contraintes à l'intérieur des joints de soudures de composantes à montage en surface. Finalement, l'ensemble des résultats de résistance mécanique des assemblages électroniques seront alors mis en commun dans une base de données pour permettre une évaluation statistique des résultats permettant ainsi une validation des résultats des essais de fatigue.

4.1 Défauts typiques de vibration

L'effet de l'application de vibrations acoustiques sur la précipitation de défauts de soudure sur des circuits électroniques sera étudié pour illustrer les possibilités des précipitations de défauts sur des circuits électroniques typiques.

4.1.1 Méthodologie

La méthode d'implantation de défauts typiques « Fault replication » du guide de l'IEST a été utilisée pour démontrer la précipitation de défauts à l'aide du vibreur acoustique.

4.1.1.1 Types de défauts

Dans un premier temps, des contacts avec l'industrie de la fabrication de circuits électroniques ont été établis pour identifier des défauts réalistes qui sont fréquemment rencontrés. Les représentants industriels ont identifié que la majorité des défaillances de circuits électroniques est causée par de mauvais joints de soudures confirmant ainsi l'analyse d'experts en fiabilité [105]. Des défauts simulant de mauvaises soudures ont été implantés sur des circuits électroniques. Plusieurs circuits électroniques typiques ont été utilisés dans le cadre de cette étude :

Circuit no 1 : circuit convertisseur de signal vidéo;

Circuit no 2 : circuit de télécommunication radio;

Circuit no 3 : circuit de clavier dans le domaine de l'avionique;

Circuit no 4 : circuit de test composé d'oscillateurs.

Les défauts implantés sont constitués de mauvaises soudures sur différents types de composants électroniques :

- composantes de montage en surface (résistances et condensateurs). Il s'agit de composantes simples ayant deux appuis sur le circuit. Ces composantes constituent la majorité des composantes utilisées sur les circuits. Les défauts sont constitués de soudure d'un seul côté de la résistance ou de soudure d'un seul côté de la résistance avec soudure froide de l'autre;
- composantes de montage en surface multi-broches ou circuit intégré (CI). Ces composantes sont caractéristiques de chaque circuit selon la fonction prévue pour celui-ci. Elles sont plus volumineuses que les résistances ou condensateurs et possèdent plusieurs pattes ou broches faisant un contact mécanique avec le circuit. La soudure de ces composantes est effectuée à la jonction de la broche et du circuit. Les défauts sont constitués d'une ou de plusieurs broches non soudées;
- composantes et connecteurs de montage « PTH ». Il s'agit de composantes ou connecteurs attachés aux circuits par l'intermédiaire d'une tige passant dans un trou dans le circuit (appelé via). Pour induire le défaut, aucune soudure n'a été utilisée pour une des tiges de la composante ou du connecteur.

4.1.1.2 Détection de défaillances

Les conséquences d'une défaillance d'une mauvaise soudure sur une composante de circuit électronique peut avoir deux effets sur le circuit :

- soit une défaillance permanente, si la perte de contact mécanique entre le circuit et la composante est permanente;
- soit une défaillance intermittente, si la perte de contact mécanique entre le circuit et la composante est limitée à la durée de la stimulation vibratoire.

Le premier type de défaillance permanente est identifiable soit par une vérification des performances du circuit (essais fonctionnels) suite à la stimulation vibratoire ou par une inspection visuelle. Ce type de défaillance permanente ne constitue qu'une petite partie

des défaillances habituellement observées. Par contre, le deuxième type de défaillances intermittentes ne peut être détecté que par des essais fonctionnels du circuit lors de la stimulation vibratoire. Tel que mentionné par Hobbs [96], un essai fonctionnel possède deux caractéristiques importantes soit le pourcentage des éléments du circuit qui sont vérifiés appelé couverture (« coverage ») et la résolution temporelle. Certains auteurs [12, 70, 71] mentionnent que les défaillances intermittentes constituent de 50 à 80 % des cas. Ceci illustre l'importance d'avoir une détection fonctionnelle avec une résolution suffisante lors des stimulations vibratoires pour être en mesure de détecter les défaillances intermittentes. Pour cette raison, nous nous sommes toujours assurés d'être en mesure de faire une vérification fonctionnelle du circuit lors de la stimulation vibratoire ayant une couverture étendue et une résolution temporelle de l'ordre de la μ s. La figure 4-1 illustre la détection d'une défaillance intermittente à l'aide d'une vérification fonctionnelle sur un circuit de conversion de signal vidéo. Suite à la stimulation vibratoire, une inspection visuelle couplée à un essai de vérification fonctionnelle permet d'identifier des défaillances qui n'auraient pas été localisées lors de la vibration.

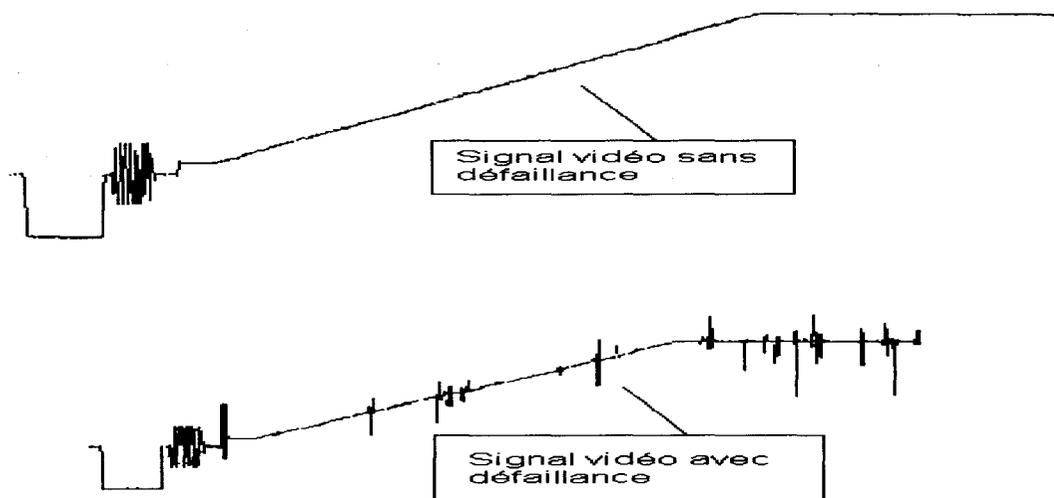


Figure 4-1 Détection d'une défaillance intermittente

4.1.1.3 Niveau et durée de la stimulation vibratoire

Lors des essais, nous avons appliqué des stimulations vibratoires de différents niveaux jusqu'à précipitation des défauts. Les stimulations vibratoires possibles incluent les vibrations aléatoires ou par balayage sinusoïdale (comprenant une excitation sur une plage de fréquences étendue de 30 à 2000 Hz) ou des vibrations sinusoïdales à une fréquence correspondant à une résonance. La durée de la stimulation vibratoire jugée raisonnable pour la précipitation d'un défaut a été fixée à 10 minutes.

4.1.2 Résultats de précipitation de défauts

Plusieurs essais de précipitation de défauts de soudure ont été effectués. Les résultats peuvent s'interpréter en fonction des types de défauts et de la nature de la vibration. Ainsi, les vibrations aléatoires sont en mesure d'exciter l'ensemble des modes d'un circuit simultanément alors que les vibrations sinusoïdales sont plus spécifiques à un mode ou une déformée modale particulière.

1. Défauts de soudure sur des résistances ou condensateurs : le temps de vibration pour qu'un défaut intermittent soit détecté à l'aide de l'essai fonctionnel est généralement de moins de 1 minute avec un niveau de vibrations aléatoires variant entre 5 et 18 g_{eff} . Lorsque nous sommes en mesure de précipiter le défaut de façon permanente, il faut plus de temps soit environ 5 minutes avec un niveau minimum de 6 g_{eff} . La précipitation à l'aide de vibrations sinusoïdales est généralement rapide (moins d'une minute) mais le niveau de vibrations requis est plus élevé soit de 17 à 40 g_{eff} . Par contre, lors de l'excitation sinusoïdale, le succès de la précipitation de défauts est dépendant de la fréquence d'excitation qui doit coïncider avec une fréquence de résonance du circuit.

2. Défauts de soudure sur des CI multi-broches : pour les défauts où il y a plusieurs broches (2 à 4) d'un CI qui ne sont pas soudées, le temps de vibration pour qu'un défaut intermittent soit détecté à l'aide de l'essai fonctionnel est très court (30 secondes à 1 minute) et le temps pour que le défaut soit précipité de façon permanente varie de 1 à 10 minutes. Les niveaux de vibrations aléatoires utilisés pour ces essais sont de l'ordre de 10 g_{eff} . Des essais de vibrations sinusoïdales ont permis de précipiter rapidement mais de façon intermittente des défauts consistant en une seule broche mal soudée. Ils ont été précipités en excitant les circuits à un niveau d'environ 40 g_{eff} à une des fréquences de résonance telle 460 Hz par exemple pour le circuit no 1. Les principaux défauts de CI multi-broches détectés ont été :

- Circuit no 1 : U55 (CI à 132 broches) broche 54;
- Circuit no 2 : U27 (CI à 20 broches), U19 broche (CI à 132 broches) 1, 2, 3 ou 4 broche(s) mal soudée(s).

3. Composantes et connecteurs de montage « PTH » : généralement une composante « PTH » bien soudée est très résistante. Par contre, elles sont aussi plus volumineuses et massives que les composantes de montage en surface. C'est pourquoi il a été possible de précipiter rapidement ce type de défaut. La vibration sinusoïdale, à la fréquence du second mode du circuit, à des niveaux de 20 à 40 g_{eff} a été principalement utilisée.

4. Câbles de montage endommagés : les câbles de montage endommagés ont été précipités en défaut permanent à l'aide de vibrations aléatoires à des niveaux variant entre 5 et 18 g_{eff} . La plus grande efficacité des vibrations aléatoires s'explique par le fait que les câbles de montage sont des structures fortement amorties et généralement localisées sur l'ensemble du circuit.

Ces résultats illustrent la possibilité de précipiter différents types de défauts à l'aide de l'excitation acoustique. La prochaine section présente les résultats d'une étude

comparative sur la résistance en fatigue des joints de soudure sains et des joints de soudure défailants. Le type d'excitation qui doit être utilisé pour la précipitation de défauts doit mettre à profit les vibrations aléatoires couplé à l'augmentation du niveau aux fréquences de résonances. Le chapitre 5 discutera plus en détail de la personnalisation de l'excitation.

4.2 Essais de fatigue sur un circuit électronique

La réalisation sécuritaire et efficiente d'un procédé d'ESS vibratoire nécessite la connaissance de la résistance mécanique des composantes saines ainsi que des composantes affaiblies par un défaut causant ainsi une concentration de contrainte. Lors de nos recherches bibliographiques, aucune donnée relative à la résistance comparative de composantes électroniques saines et avec défauts n'a été répertoriée. Pour sa part, Steinberg [32] a établi un critère empirique de déplacement vibratoire maximum des composantes saines sur un circuit électronique. Il a aussi présenté des courbes de fatigue des joints de soudure qui seront utilisées lors de l'interprétation des résultats. Peu d'auteurs ont présenté des résultats de précipitation de défauts sur des assemblages électroniques [32, 76, 97] .

4.2.1 Objectifs des essais de fatigue

L'objectif de ces essais de fatigue est d'évaluer la résistance mécanique de bonnes et de mauvaises soudures pour des composantes discrètes (résistances ou condensateurs) et des circuits intégrés (CI) de technologie de montage en surface. Cette évaluation permettra l'établissement de courbes de fatigue propres aux joints de soudure de ces composantes et l'évaluation d'un niveau d'excitation sécuritaire et efficient pour la précipitation de ces défauts. Les résultats seront valides spécifiquement pour les composantes utilisées lors de l'essai de fatigue.

Un circuit d'essais a été conçu et fabriqué pour être soumis aux différentes étapes de l'essai de fatigue. La section suivante présente le circuit d'essais.

4.2.2 Description du circuit d'essais

Le circuit d'essais consiste en sept oscillateurs et un sommateur construit à partir de circuits intégrés (CI) d'amplificateurs opérationnels TL082 [98] montés sur une CCI. Chaque oscillateur consiste en un amplificateur opérationnel, trois condensateurs de 10 nF de montage en surface et plusieurs résistances de montage en surface, qui permettent l'ajustement de la fréquence de l'oscillateur. Le circuit sommateur consiste en 3 composantes amplificateurs opérationnels et en 18 résistances de montage en surface. Le circuit d'essai comporte au total 10 CI comportant 80 broches soudées et 113 composantes discrètes (condensateurs et résistances) soit un total de 216 soudures. Les dimensions (largeur x longueur x épaisseur) du circuit sont les suivantes : 154 x 254 x 1 mm. Un câble plat à 14 conducteurs sert d'interface pour les signaux d'entrée et de sortie du circuit. Celui-ci est connecté sur la CCI et fournit aussi l'alimentation de $\pm 15 V_{dc}$ nécessaire au fonctionnement du circuit. Il permet la réalisation de l'essai fonctionnel du circuit électronique en temps réel par la visualisation des signaux de chaque oscillateur et du sommateur lors des essais de vibration.

4.2.3 Description des essais de fatigue

Lors d'un essais de fatigue mécanique, la structure d'essai est soumise à une vibration sinusoïdale à différents niveaux. L'avantage de l'utilisation de la vibration sinusoïdale est qu'elle permet de compter facilement le nombre de cycles avant la rupture pour chaque condition d'essais. Le but de l'essai de fatigue est d'établir un diagramme (S-N) ou courbe de Wöhler qui exprime la contrainte de rupture en fatigue (S) en fonction du nombre (N) de cycle [99, 100]. La relation de Wöhler s'exprime de la façon suivante :

$$\frac{S}{S_u} = k N^{-b} \quad (4-1)$$

où S et N sont des variables et où S_u est la contrainte ultime de rupture du matériau, k et b sont des constantes réelles positives ($\in \mathbb{R}^+$). Comme ce modèle est linéaire sur une échelle log-log, un minimum de deux points de mesure est requis pour établir la courbe.

La première étape consiste à soumettre le circuit contenant des soudures saines à des vibrations sinusoïdales à la première fréquence de résonance du circuit. Deux niveaux de vibration ont été considérés soit $30 g_{\text{eff}}$ et $50 g_{\text{eff}}$ (tels que mesurés au centre du circuit) pour une période maximale de 168 heures par niveau de vibration. La seconde étape consiste à soumettre le circuit comprenant des mauvais joints de soudure défailants aux bornes de résistances de montage en surface et des CI à des niveaux de vibration variant entre 3 et $20 g_{\text{eff}}$.

Lors des essais de vibration, nous mesurons les signaux électriques, dans le domaine temporel et fréquentiel, des différents oscillateurs du circuit d'essai pour détecter les défaillances électriques. Une défaillance électrique est définie comme une variation du signal ayant une durée de plus de $1 \mu\text{s}$ se reproduisant au moins une fois à l'intérieur de 10% du temps d'essai après sa première apparition [101]. Par exemple, si une défaillance est notée à 1000 secondes et qu'elle se reproduit au moins une fois avant 1100 secondes, le circuit est considéré comme ayant défailli à 1000 secondes.

4.2.4 Résultats des essais de fatigue : circuit avec soudures saines

Lors de la stimulation vibratoire à $30 g_{\text{eff}}$, aucun bris de soudure n'est survenu pour une période d'essais de 168 heures. Les 216 soudures de résistances et de condensateurs ainsi que les 80 soudures de circuits intégrés ont résisté à la fatigue accumulée par la

vibration. La réalisation de cet essai correspond à plus de 78 millions de cycles de flexion sur chaque joint de soudure du circuit d'essai.

Lors de la stimulation vibratoire à 50 g_{eff} , aucun bris de soudure de résistances ou de condensateurs n'est survenu pour une période d'essai de 72 heures. Par contre, 13 bris de soudures de CI ont été observés à différentes périodes de temps se situant entre 5 heures et 72 heures. Les 216 soudures de résistances et de condensateurs ainsi que les 67 soudures de circuits intégrés ont résisté à la fatigue accumulée par vibration. L'essai a été arrêté après 72 heures suite aux bris de plusieurs soudures de CI simultanément.

4.2.4.1 Calcul du MTTF

Le temps moyen avant bris ou MTTF (Mean Time To Failure) correspond à un pourcentage de 63,2 % de défaillance dans une population donnée. Les valeurs du MTTF sont utilisées pour la détermination des courbes de contraintes en fonction du nombre de cycles de fatigue (courbes S-N) pour les soudures de composantes. L'estimation du MTTF est réalisé dans les cas où aucun bris n'est survenu ainsi que le cas où des bris sont survenus.

4.2.4.1.1 Cas où aucun bris n'est survenu

Pour les cas où aucun bris n'est survenu lors de l'essai, l'estimation de la valeur du temps moyen avant bris (MTTF) est réalisée à l'aide d'une adaptation d'un modèle statistique de zéro défaut [31, 102] comme étant :

$$MTTF > \frac{2nt}{\chi^2(2, \alpha)} \quad (4-2)$$

où :

$\chi^2(2,\alpha)$ est la distribution statistique du Khi-carré avec deux degrés de liberté et une probabilité d'erreur (α) qui est généralement choisie à 5 %, ($\chi^2(2,0,05) = 6,0$);

n est le nombre d'échantillons soumis à l'essai; et,

t est le temps de l'essai.

Le modèle de zéro défaut est utilisé pour donner une borne inférieure du MTTF d'échantillons soumis à des essais mais n'ayant pas subi de bris. L'utilisation de ce modèle suppose que la loi de fiabilité est exponentielle et que le taux de panne λ est constant et égal à l'inverse du MTTF. Ceci correspond alors à la partie de la courbe baignoire appelée « vie utile » où le taux de panne est constant tel que discuté au chapitre 1. Dans ce cas, l'hypothèse sous-jacente est que le paramètre β de la distribution de Weibull est égal à l'unité. Ce modèle s'applique alors pour les données sur les résistances et condensateurs de montage en surface à 30 et 50 g_{eff} ainsi que pour les données sur les soudures de circuits intégrés à 30 g_{eff} . Les valeurs de MTTF estimées sont présentées au tableau 4-I.

4.2.4.1.2 Cas où des bris sont survenus

Pour les données de circuits intégrés à 50 g, l'identification de la loi de fiabilité a été réalisée par une analyse du hasard cumulatif, car un grand nombre de données étaient disponibles [31]. Le hasard cumulatif s'exprime en pourcentage de la façon suivante :

$$hasard = \frac{100}{k} \quad (4-3)$$

où :

k est le rang de chaque échantillon par ordre croissant de temps de défaillance en incluant les échantillons n'ayant pas subi de défaillance.

Les données ont été compilées sur un papier graphique de la loi de Weibull permettant d'évaluer le paramètre β [31, 102, 103]. Le paramètre β a été évalué comme étant égal à l'unité tel qu'illustré à la figure 4-2. Les soudures de CI à 50 g_{eff} sont considérées comme suivant la loi exponentielle et le MTTF a été évalué à l'aide de l'inverse de la pente du graphique à échelle linéaire avec le hasard cumulé en ordonnée en fonction de la durée de vie en abscisse. La valeur du MTTF observée est alors $2,2 \times 10^8$ cycles.

Tableau 4-I

Estimation du MTTF bonnes soudures sans défaillance

Type de soudure	Niveau de vibration (g)	Temps de vibration sans bris (heures)	Nombre de soudures de composantes	Estimation du MTTF (Nombre de cycles)
Résistances et condensateurs	30	168	216	$5,67 \times 10^9$ cycles
Résistances et condensateurs	50	72	216	$2,43 \times 10^9$ cycles
Circuit intégré (CI)	30	168	80	$2,10 \times 10^9$ cycles

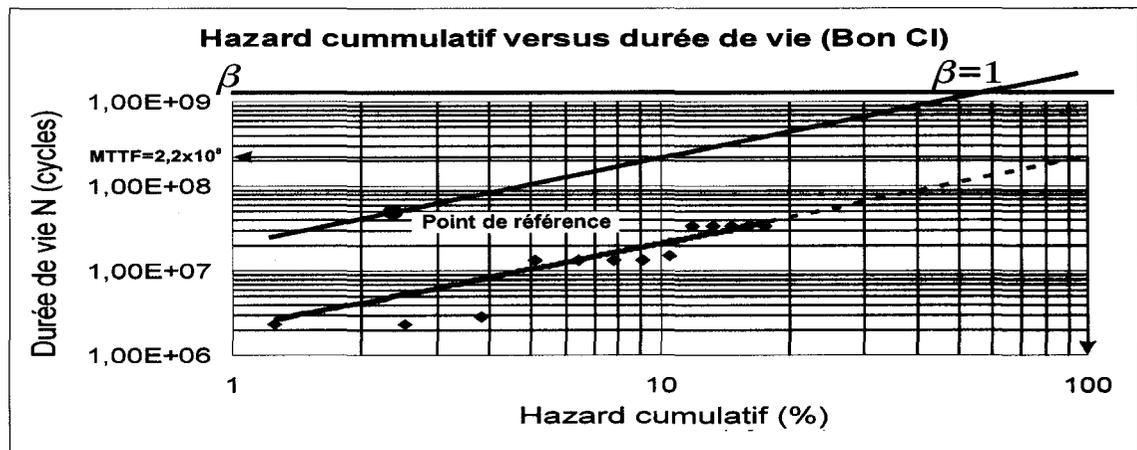


Figure 4-2 Évaluation graphique du paramètre β

4.2.4.2 Validité des résultats pour l'essai de fatigue des soudures saines

Le paramètre β des échantillons correspondant à chacune des conditions de vibration du circuit d'essai est égal à 1. Ceci montre la validité de l'essai effectué, car les modes de défaillance du circuit n'ont pas changé pour les différentes conditions d'essais et d'analyse [104]. Le système est alors demeuré à l'intérieur de la période de vie utile lors des essais de fatigue sur le circuit sain.

4.2.4.3 Loi de fatigue des soudures saines

Les figures 4-3 et 4-4 présentent graphiquement sur un échelle log-log les résultats des calculs de MTTF pour l'essai de fatigue des soudures de composantes discrètes et de CI. Pour chaque série de données, nous avons associé une courbe du type $V = k(N)^{-b}$ où v et N sont des variables et où k est une constante réelle positive ($\in \mathbb{R}^+$) et b est une constante positive ($\in \mathbb{R}^+$). À l'intérieur de cette équation, V est le niveau de vibration en g et N est le nombre de cycles de fatigue. Cette courbe correspond au modèle de Wöhler régissant la fatigue des matériaux [100] en substituant la contrainte par l'accélération. À

l'aide de ces courbes, il est possible de définir deux zones de stimulation vibratoire des composantes utilisées lors de l'essai de fatigue. La zone sécuritaire correspond aux conditions de niveau de vibration et de nombre de cycles qui se situent en dessous de la courbe et la zone de bris correspond à la surface située au dessus de la courbe de résistance en fatigue.

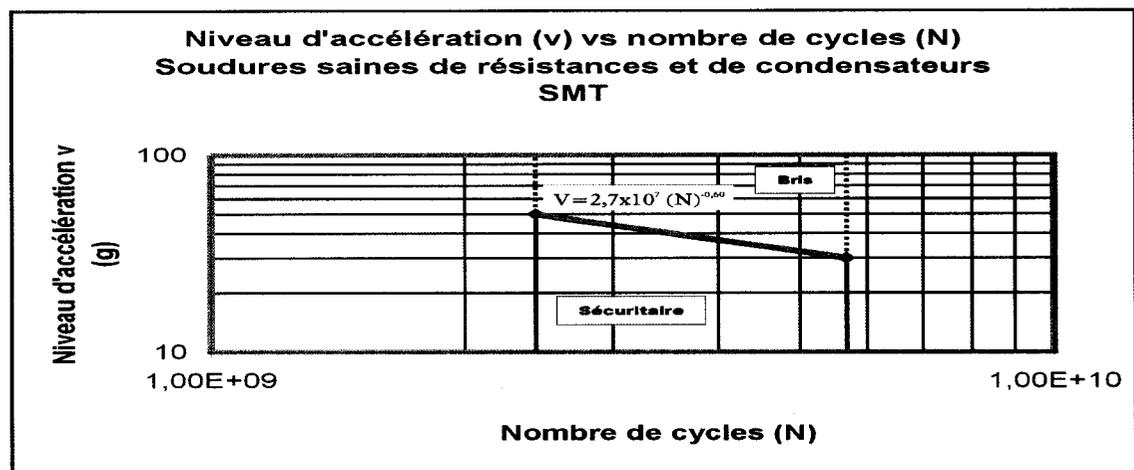


Figure 4-3 Résultats de l'essai de fatigue pour les joints de soudure sains de résistances ou de condensateurs de montage en surface

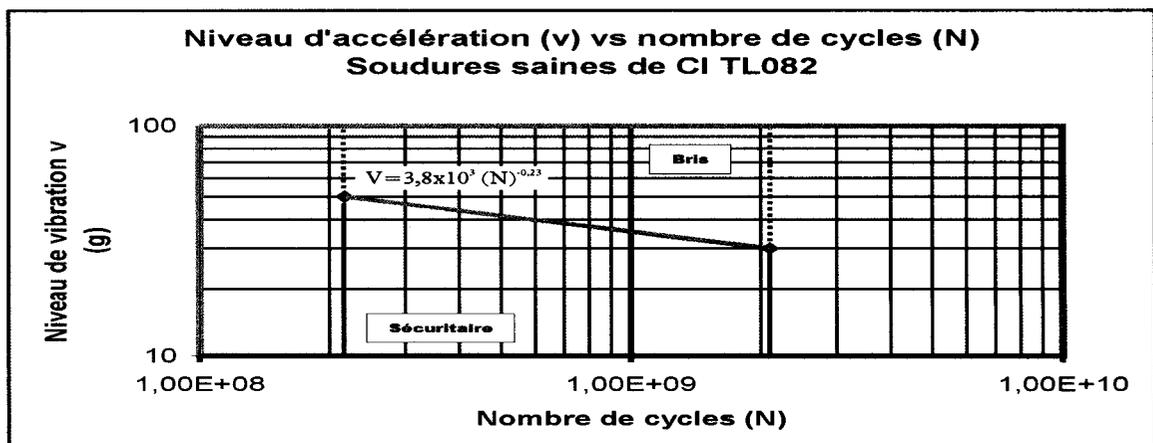


Figure 4-4 Résultats de l'essai de fatigue pour les joints de soudures saines de CI

4.2.5 Résultats des essais de fatigue de mauvaises soudures de résistances de montage en surface

Nous avons soumis des résistances de montage en surface ayant des soudures défailtantes à différents niveaux de stimulations vibratoires. Les résultats de ces essais s'appliquent aussi aux joints de soudures de condensateurs de montage en surface. Nous avons alors été en mesure d'établir une relation entre la durée de vie en fatigue et le niveau de vibration. Pour chaque niveau vibratoire, une mauvaise soudure a été effectuée et la qualité du contact électrique a été observée lors de la stimulation vibratoire. L'expérience a été répétée 5 fois à chaque niveau de vibration. Les défauts de soudure sur les composantes consistaient en des résistances parfaitement soudées d'un côté et non soudées à l'autre bout. La résistance était située au centre du circuit avec son axe perpendiculaire à la plus grande dimension du circuit. Elle était ainsi sensible à la flexion du premier mode du circuit et donc soumise à une contrainte maximale tel qu'illustré à l'équation 2-2. La loi de fiabilité a été obtenue par analyse graphique de la fonction de défaillances cumulées en utilisant la méthode des rangs médians qui est adaptée pour un échantillon de faible taille [31, 102]. La fonction de défaillances cumulées $F(i)$ est alors estimée par :

$$F(i) = 100 * \left(\frac{i - 0,3}{n + 0,4} \right) \quad (4-4)$$

où :

$F(i)$ est la fonction de défaillances cumulées exprimée en %;

n est le nombre d'échantillons; et

i est le rang considéré par ordre croissant.

L'analyse des résultats montre que ces défaillances de soudure correspondent bien à des défaillances de mortalité infantile car le paramètre β de la distribution de Weibull se situe entre 0,4 à 0,6 tel qu'illustré par une courbe typique à la figure 4-5. Ceci correspond alors à la partie de la courbe baignoire appelée « mortalité infantile » où le taux de mortalité est décroissant tel que discuté au chapitre 1. Les défaillances de

soudure effectuées correspondent alors au même état pour l'ensemble des essais permettant alors une analyse commune des données [104]. Lorsque le paramètre β est différent de 1, on doit corriger l'estimation du MTTF en multipliant θ (la vie caractéristique) par une fonction gamma [31, 102] :

$$MTTF = \theta + \Gamma(1+1/\beta) \quad (4-5)$$

où :

β est le paramètre de forme de la distribution de weibull;

θ est la vie caractéristique.

La figure 4-6 suivante illustre les résultats des essais de fatigue de joints de soudures défailants de résistances en reportant les valeurs de MTTF en fonction du nombre de cycles. Les essais ont été effectués pour des niveaux variant entre 3 et 15 g_{eff} .

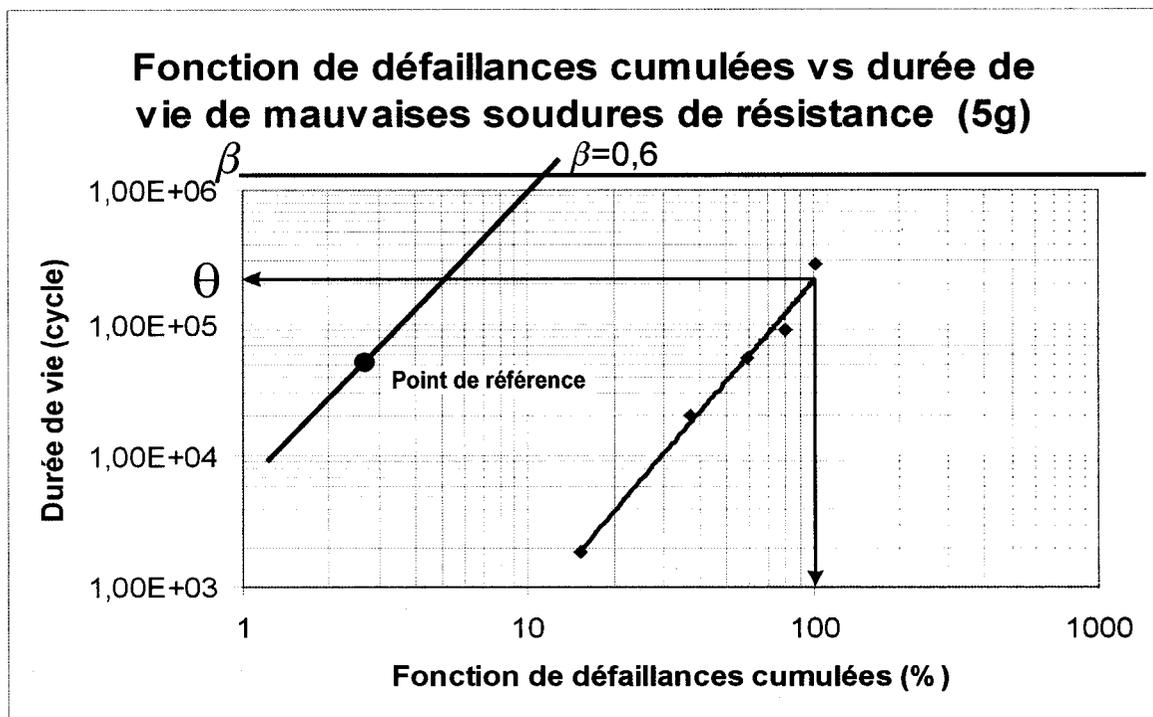


Figure 4-5 Fonction de défaillances cumulées vs durée de vie de mauvaises soudures de résistances (5g)

Niveau d'accélération (v) vs nombre de cycles (N) mauvais joints de soudure de résistances SMT

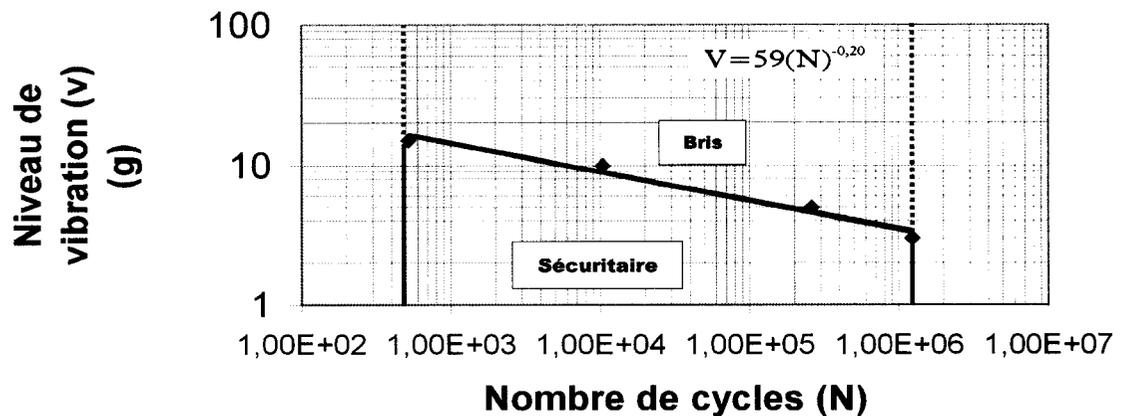


Figure 4-6 Résultats des essais de fatigue de mauvais joints de soudure de résistances SMT

4.2.6 Résultats des essais de fatigue des mauvais joints de soudure de CI

Les défauts de soudure sur les CI consistaient en un CI modèle TL 082 parfaitement soudé sur 4 broches d'un côté et de 4 broches non soudées de l'autre côté. Le CI était situé au centre du circuit avec l'axe des soudures perpendiculaire à la plus grande dimension du circuit. Celles-ci étaient ainsi sensible à la flexion du premier mode du circuit. La loi de fiabilité a été obtenue par analyse graphique de la fonction de défaillances cumulées par la méthode des rangs médians. Cette analyse montre que ces défaillances de soudure correspondent bien à des défaillances de mortalité infantile car le paramètre β de la distribution de Weibull se situe à environ 0,8 tel qu'illustré par une courbe typique à la figure 4-7. Le MTTF a été évalué à l'aide de l'équation 4-5. Ceci correspond à la partie de la courbe baignoire appelée « mortalité infantile » où le taux de mortalité est constant tel que discuté au chapitre 1. La figure 4-8 illustre les résultats des essais pour les CI. Les essais ont été effectués pour des niveaux variant entre 5 et 20 g_{eff} .

Les défaillances de soudure effectuées sont alors dans le même état pour l'ensemble de l'essai permettant ainsi une analyse commune des données [104].

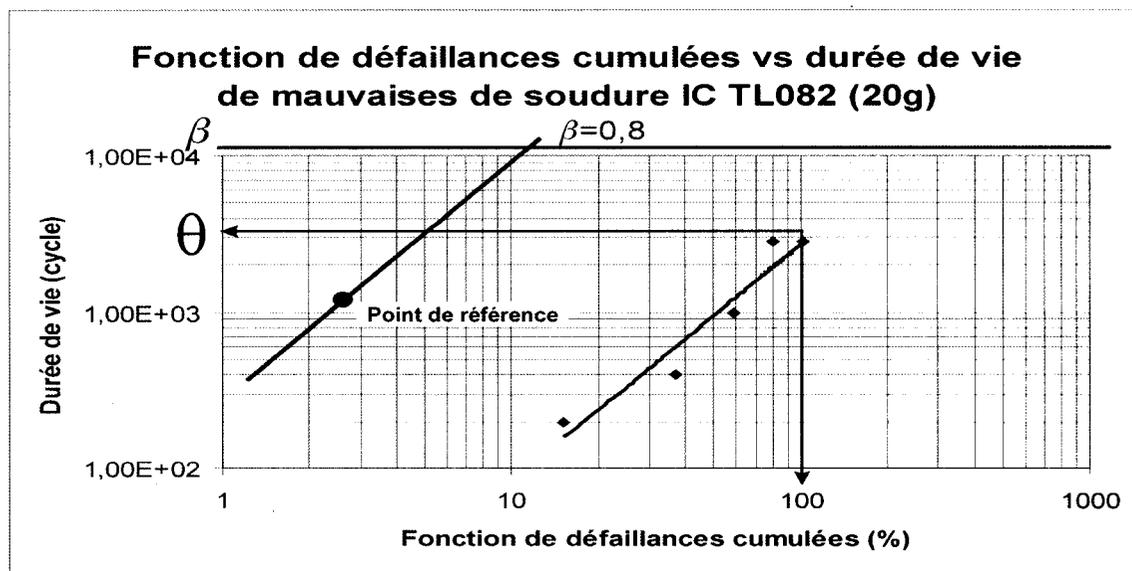


Figure 4-7 Fonction de défaillances cumulées vs durée de vie de mauvaises soudures de CI (20 g)

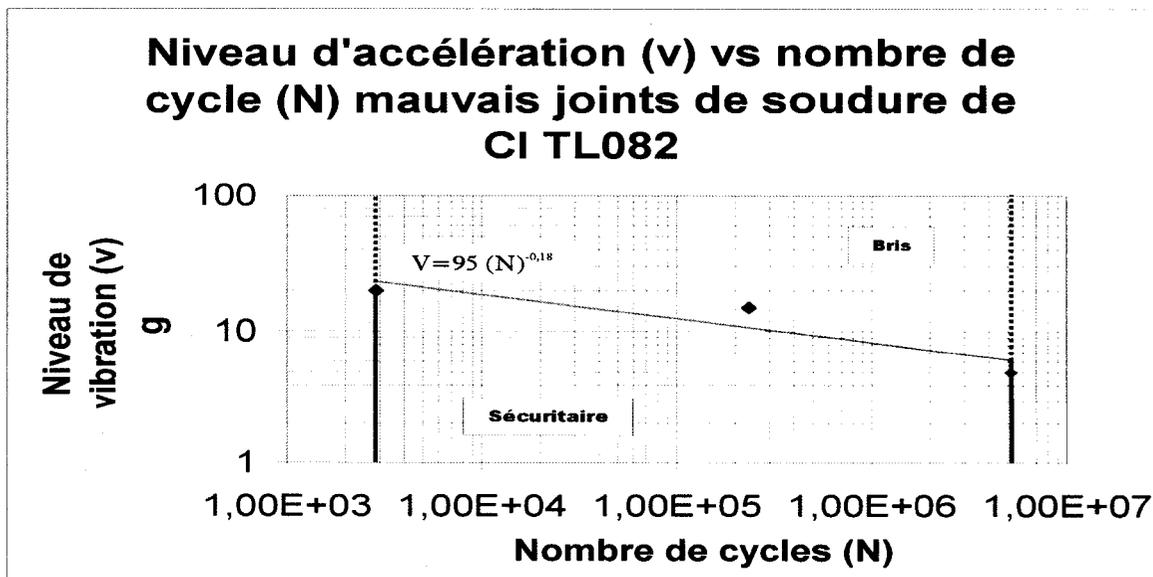


Figure 4-8 Résultats des essais de fatigue des mauvais joints de soudure de CI

4.2.7 Synthèse des essais de fatigue des joints de soudures de résistances SMT

Les essais de fatigue ont permis d'identifier les lois de comportement en fatigue des soudures saines et des mauvais joints de soudure de résistances et de condensateurs de montage en surface. Ces lois de fatigue ont été modélisées avec une courbe semblable aux courbes de Wöhler du type $V = k(N)^b$ où V est le niveau de vibration en g et N est le nombre de cycles et avec k et b étant des constantes tel que mentionné à la section 4.1.4.3. L'équation correspondant à la loi de fatigue des soudures saines de résistances et de condensateurs de montage en surface est présenté à la figure 4-3 et l'équation correspondant à la loi de fatigue des mauvais joints de soudure de résistances SMT est présenté à la figure 4-6. Dans le cas des mauvais joints de soudure, bien que l'expérimentation ait été effectuée seulement sur des résistances SMT, nous considérons que les résultats sont aussi valables pour les condensateurs en regard des similarités dimensionnelles entre les deux types de composantes.

Loi des soudures saines :
$$V = 2 * 10^7 (N)^{-0,60} \quad (4-6)$$

Loi des mauvais joints de soudure :
$$V = 59(N)^{-0,20} \quad (4-7)$$

Une analyse du nombre de cycles nécessaires pour qu'il y ait rupture en utilisant la loi des soudures saines et des mauvais joints de soudure montre que le rapport du nombre de cycles entre les deux conditions est $1,1 \times 10^7$ fois plus élevé pour les soudures saines. Une comparaison de ce rapport à l'aide d'une courbe de S-N de la soudure normalement utilisée en électronique soit 37 % plomb et 63 % étain (figure 1-3) [32] montre que les défauts réalisés lors de l'essai de fatigue des mauvais joints de soudure correspondaient à un facteur de concentration de contrainte d'environ 5. Un calcul à l'aide du modèle obtenu permet d'évaluer qu'un niveau de stimulation vibratoire de 10_{geff} est nécessaire à la précipitation de ce type de défaut en 1 minute ou moins en considérant qu'une

excitation à la première fréquence de résonance du circuit sur lequel la composante est soudée.

Ce type de défaut constitue la borne supérieure de concentration de contraintes pour les soudures de résistance ou de condensateurs de montage en surface. Il a été utilisé car il est facilement reproductible et que la vérification de défaillance est rapide et précise à l'aide de mesures électriques simples. Par contre, il existe une large proportion des défaillances de joints de soudure où la composante est soudée aux deux extrémités, ayant alors une résistance mécanique plus grande que celles induites lors de cet essai. Une analyse du mode de défaillance des joints de soudure et une évaluation de l'ordre de grandeur de la concentration de contrainte d'un défaut typique a alors été réalisée à l'aide d'une étude analytique et d'une simulation numérique par éléments finis pour permettre d'évaluer le niveau de vibration nécessaire à la précipitation rapide et sécuritaire de défaillances typiques. Cette analyse est présentée aux sections 4.2.7.1 et 4.2.7.2 et est constituée d'une étude de l'effet de la force d'inertie de translation sur les composantes et de l'effet de la flexion du circuit.

4.2.7.1 Effet de la force d'inertie

Dans un premier temps, l'évaluation de la contrainte due à la force d'inertie des composantes a été réalisée. Le poids d'une résistance de montage surface est de l'ordre de 20 mg et lorsqu'elle subit une accélération de 10 g, il en résulte donc une force de 0,002 N. Cette force a été appliquée de façon statique dans un modèle par éléments finis à une composante d'une résistance avec une soudure à une seule extrémité. La contrainte dans la soudure est alors de 5800 Pa, ce qui est faible par rapport à la limite élastique de 51 MPa [32] ou même trop faible pour causer une rupture par fatigue. La force d'inertie n'est donc pas la cause de la précipitation des bris de défaillances de soudures de composantes lors de la stimulation vibratoire des circuits électroniques.

4.2.7.2 Effet de la flexion du circuit

Une seconde évaluation consiste à déterminer la contrainte à l'intérieur des joints de soudure lors de la flexion du circuit due à la vibration. Celle-ci permettra de montrer que la flexion du circuit et le déplacement imposés aux extrémités de la composante génèrent une contrainte suffisante pour briser les soudures défailtantes. Cette évaluation est composée de trois parties. Premièrement, une analyse par éléments finis déterminant l'effet de ce déplacement sur des soudures saines et défailtantes pour réaliser une estimation de la concentration de contrainte dans les soudures défailtantes. Ensuite, l'évaluation du déplacement des composantes due à la flexion du circuit par vibration permettant l'estimation, à l'aide d'un modèle d'éléments finis, de la contrainte dans les soudures. Et finalement, nous procédons à la modification de la loi de fatigue des joints de soudure défailtants obtenue expérimentalement pour qu'elle corresponde à un défaut typique de joints de soudure. À l'aide de l'ensemble de ces informations, un niveau de vibration permettant une précipitation sécuritaire et rapide des défailtances de joints de soudure de composantes sera déterminé.

4.2.7.2.1 Première partie : analyse par élément finis

Un modèle par éléments finis d'une résistance de montage en surface a été réalisé à l'aide du logiciel d'éléments finis NISA. Ce modèle comprend au total 52 éléments solides et 354 nœuds. Il inclut un modèle de la composante ($E= 3,7 \times 10^{11}$ Pa, $\nu= 0,3$) comprenant 30 éléments hexaédriques à 20 nœuds et un modèle de la soudure ($E= 1,7 \times 10^{10}$ Pa, $\nu= 0,4$) comprenant 12 éléments triangulaires à 15 nœuds et 12 éléments hexaédriques à 20 nœuds. Les soudures défailtantes ont été simulées en retirant des éléments du modèle du joint de soudure produisant ainsi une cavité triangulaire. Cette cavité représente un vide ou une bulle d'air dans la soudure. Nous avons évalué la contrainte à l'intérieur d'un joint sain et d'un joint défailtant en appliquant un

déplacement typique de 3×10^{-7} m à une extrémité de la composante. La figure 4-9 illustre le modèle d'éléments finis de la résistance avec et sans déformation. Les résultats obtenus montrent que le facteur de concentration de contrainte d'un tel type de défaut varie de 2,6 à 4,6 selon la sévérité de celui-ci. Les résultats de l'analyse par éléments finis sont présentés au tableau 4-II.

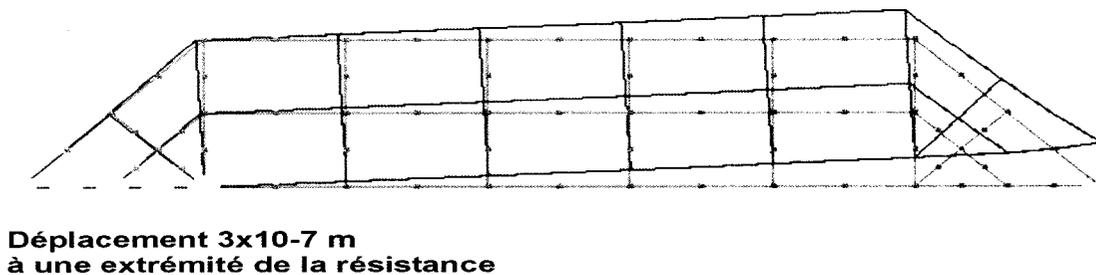


Figure 4-9 Modèle d'éléments finis d'une résistance SMT

Tableau 4-II

Analyse de contraintes dans les soudures par élément finis

	État de la soudure		
	Saine	Cavité sur 1/3 de la largeur	Cavité sur 2/3 de la largeur
Contraintes (MPa)	0,9	2,3	4,1
Facteur de concentration de contrainte (q)	sans objet	2,6	4,6

4.2.7.2.2 Deuxième partie : Évaluation de la contrainte due à la flexion

Le modèle analytique des modes de vibration du circuit électronique présenté au chapitre 3 est utilisé pour la détermination de la flexion du circuit. La courbure du circuit résultant de l'excitation d'un ou de plusieurs modes propres du circuit produit une contrainte à l'intérieur des joints de soudures qui maintiennent la composantes à la CCI. Cette observation correspond aux notions de base de résistance des matériaux et est utilisée par certains auteurs [32, 77]. La courbure de la CCI change selon la position sur le circuit et selon les modes propres qui sont excités. La contrainte dans les joints de soudures maintenant les composantes en place est fonction de la courbure du circuit et des dimensions des composantes et des joints de soudures. Le déplacement des composantes par rapport à leurs positions d'équilibre a alors été calculé pour différentes conditions d'excitations (niveaux et modes de vibration) et positions des composantes. Ces déplacements deviennent les données nécessaires à l'évaluation par éléments finis de la contrainte à l'intérieur des joints de soudures des composantes. Lors de nos calculs de déplacement des composantes par rapport à leur position d'équilibre, la position des composantes est représentée par la tangente à un des points de contact sur le circuit et le déplacement de celles-ci est calculé par la différence entre la position de l'autre extrémité des composantes et la position du circuit. Ainsi pour des niveaux de vibration d'environ 10 à 20 g au premier ou deuxième mode de vibration, les déplacements relatifs causés par la flexion du circuit sont de l'ordre de 10^{-7} à 10^{-6} m. La figure 4-10 illustre la courbure d'un circuit au premier mode et le déplacement relatif de l'extrémité d'une composante par rapport à la CCI.

Selon le modèle d'éléments finis, ceci correspond à des contraintes dans les joints de soudure défaillants de 10 à 40 MPa. Selon la courbe de S-N de la soudure 37 % plomb et 63 % étain (figure 1-3), ces niveaux de contraintes sont suffisamment élevés pour causer rapidement des bris en fatigue. Par contre, le niveau de contrainte dans les soudures saines est toujours sous les 10 MPa ce qui est sous la limite de bris en fatigue de l'alliage

eutectique Pb-Sn qui est de l'ordre de 13 Mpa selon la courbe S-N de la soudure (figure 1-3). Cette limite de 13 MPa correspond à 25 % de la contrainte de rupture de cet alliage ce qui est en accord avec les observations générales relatives à la limite inférieure de fatigue des matériaux qui se situe entre 25 et 50 % de la limite élastique [32, 100].

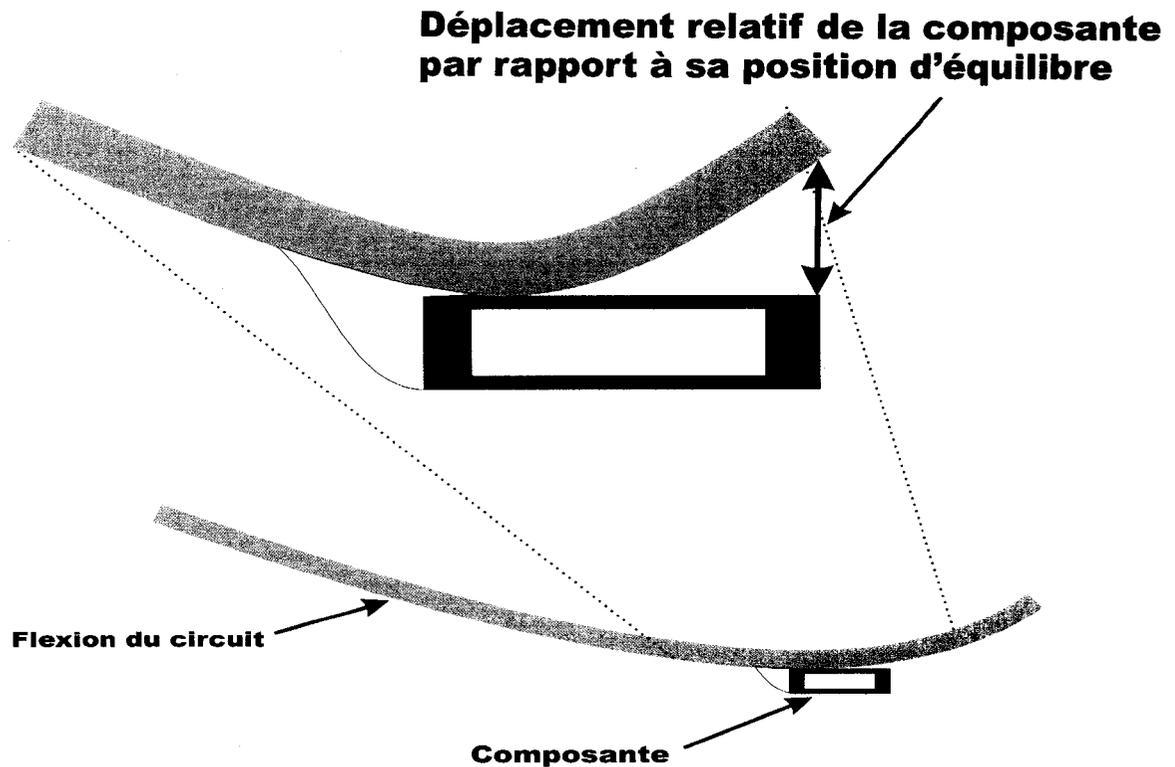


Figure 4-10 Courbure du circuit

Cette analyse montre que la contrainte causée par la flexion du circuit est plus importante que la contrainte causée par l'inertie des composantes. De plus, les résultats de la section suivante montrent que le niveau de contrainte causé par ce phénomène est assez important pour induire la rupture d'éléments défailants mais est sans dommage pour les éléments sains.

4.2.7.2.3 Troisième partie : modification de la loi de fatigue des soudures défailantes

Comme il a été mentionné, la loi de fatigue pour les composantes défailantes obtenue expérimentalement correspond à la borne supérieure de concentration de contraintes des défailances de soudures. Il est alors souhaitable d'obtenir une loi de fatigue des joints de soudure défailants qui correspond à un type de défaut plus résistant. Selon l'étude par éléments finis le facteur de concentration de contrainte varie de 2,6 à 4,6. Il paraît donc raisonnable de modifier la loi de fatigue pour correspondre à un facteur de concentration de contrainte de 3. Ceci a été réalisé en utilisant la courbe S-N de la soudure 37 % plomb et 63 % étain comme référence pour identifier le rapport entre le nombre de cycles avant bris pour une mauvaise et une bonne soudure à ce facteur de concentration de contrainte. Ce rapport du nombre de cycles correspond à 2×10^{-5} et permet la modification de la loi de fatigue pour les soudures défailantes avec un facteur de concentration de contrainte de 3. Pour ce faire, nous avons modifié la constante k pour obtenir le rapport de 2×10^{-5} entre le nombre de cycles avant bris de la soudure défailante par rapport à la soudure saine et nous avons conservé la constante b à sa valeur initiale pour les soudures défailantes soit 0,2. La loi de fatigue obtenue est la suivante :

Loi de fatigue modifiée des mauvais joints de soudure : $V = 178 (N)^{-0,2}$ (4-8)

Un calcul à l'aide du modèle obtenu permet d'évaluer qu'un niveau de stimulation vibratoire de $18 g_{eff}$ permet la précipitation de ce type de défaut en 10 minutes. De plus, l'application de ce niveau à un circuit sain pour une période de 10 minutes utilise moins de 1 % (0,001 %) du nombre de cycles avant rupture selon la loi de fatigue de l'équation 4-6. Cette preuve de validité de stimulation a aussi été validée expérimentalement à l'aide du modèle à zéro défaut présenté à l'équation 4-2, car lors de l'essai de fatigue à un niveau supérieur à $18 g_{eff}$ ($30 g_{eff}$) sur les circuits sains, aucun bris n'est survenu après une stimulation de 168 heures pour 216 soudures saines. Cette validation correspond à

un pourcentage de vie utile retirée à moins de 1 % (0,003 %). Ce niveau de 18 g_{eff} est alors sécuritaire et efficient pour la précipitation de défaillances de joints de soudure de composantes discrètes.

4.2.8 Synthèse des essais de fatigue des CI

Les essais de fatigue ont permis d'identifier les lois de comportement en fatigue des bonnes et mauvaises soudures pour un type de CI. Ces lois de fatigue ont été modélisées avec une courbe semblable aux courbes de Wöhler du type $V = k(N)^b$ où V est le niveau de vibration en g et N est le nombre de cycles et avec k et b étant des constantes. Les équations correspondant à la loi de fatigue des bonnes soudures et des soudures défaillantes de CI sont indiquées aux figures 4-4 et 4-8 respectivement.

Loi des bonnes soudures :
$$V = 3,8 * 10^3 (N)^{-0,23} \quad (4-9)$$

Loi des soudures avec défaillances :
$$V = 95 (N)^{-0,18} \quad (4-10)$$

Une analyse du nombre de cycles nécessaires pour qu'il y ait rupture en utilisant la loi des bonnes soudures et des soudures défaillantes de CI montre que le rapport du nombre de cycles entre les deux conditions est $7,2 \times 10^7$ fois plus élevé pour les soudures saines. Une comparaison de ce rapport à l'aide d'une courbe de S-N de la soudure normalement utilisée en électronique 37 % plomb et 63 % étain montre que les défauts réalisés lors de l'essai de fatigue de mauvaise soudure correspondaient à un facteur de concentration de contrainte de 4. Ce facteur de concentration de contrainte semble raisonnable car l'identification des lois de fiabilité montre un facteur $\beta \approx 0,8$ correspondant à un défaut assez résistant. Un calcul à l'aide du modèle obtenu permet d'évaluer qu'un niveau de stimulation vibratoire de 21 g_{eff} est nécessaire à la précipitation de ce type de défaut en 1 minute ou moins en considérant qu'une excitation à la première fréquence de résonance du circuit sur lequel la composante est soudée. Également, un niveau de 14 g_{eff} permet la précipitation sécuritaire de ces

défaillances en 10 minutes ou moins. De plus, l'application de ce niveau à un circuit sain pour une période de 10 minutes utilise moins de 1 % (0,001 %) du nombre de cycles avant rupture selon la loi de fatigue de l'équation 4-9. Cette preuve de validité de stimulation a aussi été vérifiée expérimentalement à l'aide du modèle à zéro défaut présenté à l'équation 4-2, car lors de l'essai de fatigue à un niveau supérieur à 18 g_{eff} (30 g_{eff}) sur les circuits sains, aucun bris n'est survenu après une stimulation de 168 heures pour 80 soudures saines. Cette validation correspond à un pourcentage de vie utile retirée à moins de 1 % (0,007 %). Ce niveau est alors sécuritaire et efficient pour la précipitation de défaillances de joints de soudures de CI de type TL 082.

4.3 Analyse statistique des résultats

Dans le but de valider les résultats d'essais de fatigue et de précipitation de défauts présentés dans ce chapitre, une analyse statistique de résultats menant à des régressions multi-variables a été réalisée. Pour ce faire nous avons mis en commun dans une base de données l'ensemble des résultats de stimulations vibratoires de soudures de résistances et de condensateurs de montage en surface saines et défaillantes et reliant le niveau vibratoire utilisé au temps de bris. La base de données contient 473 informations relatives à la résistance mécanique des soudures sous stimulation vibratoire. Dans le cas des soudures saines, comme nous l'avons mentionné à la section 4.2.4, aucun bris de soudure de résistances ou de condensateurs n'est survenu lors des essais. Dans ce cas, les temps d'essais ont alors été considérés comme étant la borne inférieure des temps de bris ou du MTTF. Ceci aura pour effet de réduire le temps de vie maximale de soudure saine dans le modèle proposé.

Le logiciel STATGRAPHICS a été utilisé pour effectuer l'analyse statistique et des régressions multi-variables. Le modèle permet l'évaluation du temps de bris de soudure de résistance ou de condensateurs de montage en surface en fonction de deux variables

dépendantes soit le type de soudures (saines ou mauvaises) et le niveau de vibration. Plusieurs modèles ont été envisagés dont des modèles tenant compte de l'état de la soudure de la composante et de la diminution du temps de vie en fonction de la quatrième ou de la sixième puissance du niveau de vibration tel que le suggère la norme MIL-STD-810F [78]. Ces modèles sont les suivants :

$$T = 654000 - 625194 * d - 0,063 * V^4 \quad (4-11)$$

$$T = 621051 - 605589 * d - 0,000023 * V^6 \quad (4-12)$$

où :

T est le temps de bris de la soudure de résistances SMT en secondes;

d est le type de défaut qui est égal à 0 pour les soudures saines et à 1 pour les soudures défailtantes;

V est le niveau de vibration en g.

L'analyse statistique montre que ces modèles expliquent plus de 99 % de la variabilité de la variable dépendante T avec un niveau de confiance de 99 %. Par contre, des simulations montrent que l'évaluation du niveau de vibration pour la précipitation sécuritaire de défailtances de soudure est trop élevé par rapport à nos observations.

Nous avons alors réalisé une combinaison des deux modèles. Ce modèle s'exprime comme suit en fonction de la quatrième et de la sixième puissance du niveau de vibration :

$$T = 5752216 - 577951 * d - 0,000054 * V^6 + 0,085 * V^4 \quad (4-13)$$

L'analyse statistique montre que le modèle explique à 100 % de la variabilité de la variable dépendante T avec un niveau de confiance de 99 %.

Le graphique du temps de précipitation observé en fonction du temps de précipitation réel est présenté à la figure 4-11.

L'analyse du temps de précipitation de défauts de résistance SMT à l'aide de l'équation 4-13 montre que le niveau vibratoire nécessaire à la précipitation de soudure défailante à l'intérieur d'une période de 10 minutes est de l'ordre de 19 g. Ceci correspond aux analyses des essais de précipitation de défauts de la section 4.1 et des essais de fatigue de la section 4.2.

Temps observé vs Temps prédit

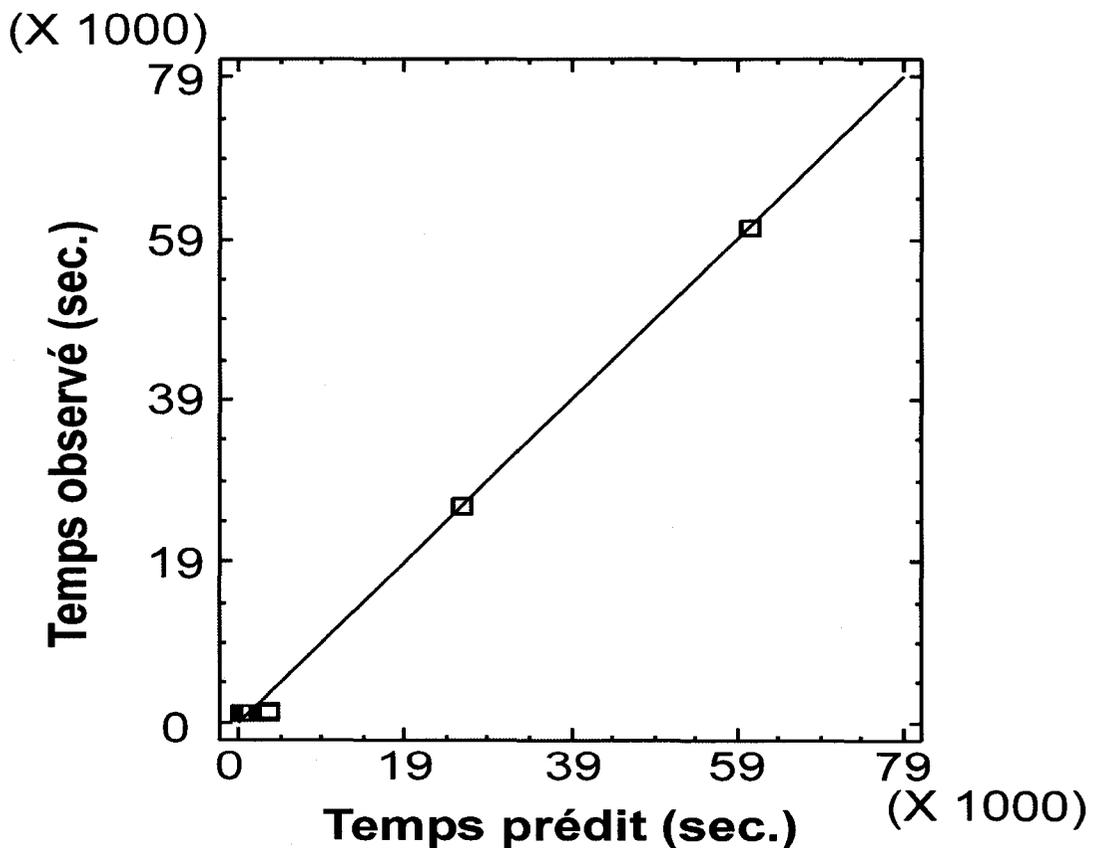


Figure 4-11 Temps observé vs temps prédit

4.4 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de présenter deux types de résultats relatifs à la résistance mécanique d'assemblages électroniques. Dans un premier temps, des essais de précipitation de défauts typiques ont été réalisés sur différents circuits électroniques. Ces résultats montrent que la précipitation de différents types de défaillance de fabrication des circuits électroniques est possible rapidement à l'aide de l'excitation acoustique des circuits. Ensuite, des essais de fatigue sur des soudures saines et des mauvais joints de soudures ont permis d'établir un niveau de stimulation vibratoire du circuit qui est efficace et sécuritaire pour la précipitation rapide de soudures défaillantes sur des résistances ou de condensateurs SMT ainsi que sur des CI de type TL082. Le tableau suivant résume les résultats de stimulation d'ESS vibratoire.

Tableau 4-III

Résumé des recommandations de stimulation ESS

Type de composantes	Niveau de vibration efficace	Temps de stimulation ESS
Résistance ou condensateur SMT	18 à 19 g	10 minutes
CI de type TL082	14 g	10 minutes

Il a été démontré expérimentalement et analytiquement que ces niveaux sont sécuritaires pour les soudures saines. Ces essais et analyses ont aussi montré que la flexion de la CCI est principalement responsable de la génération de contrainte dans les soudures de composantes électroniques lors d'une stimulation vibratoire. Finalement, une analyse statistique de l'ensemble des résultats permet de valider les niveaux de précipitation établis.

Les niveaux de vibration obtenus pour la précipitation sécuritaire de défaillances de soudures sur les résistances, condensateurs ou CI s'applique à ces composantes particulières ou à des composantes similaires. Le niveau de précipitation pour d'autres

types de composantes tels les condensateurs en céramique très volumineux, les CI à pattes fines ou des composantes BGA peut être différent par rapport aux limites établies à l'intérieur de cette section. Les niveaux de stimulation devront être adaptés en fonction du type de composantes présentes à l'intérieur du produit électronique soumis à l'ESS.

Le défi de l'individualisation de l'excitation vibratoire des circuits pour l'utilisation du procédé ESS réside dans la construction d'un spectre adapté aux caractéristiques du circuit et contenant un niveau d'excitation suffisant principalement pour les premières fréquences de résonance qui contribuent à la flexion du circuit. Les niveaux vibratoires de détection obtenus à l'intérieur de ce chapitre serviront alors de référence sur l'ensemble du spectre d'excitation.

Le prochain chapitre traite de la personnalisation de la stimulation vibratoire pour l'ESS en fonction des caractéristiques structurelles du circuit et de son ajustement par rapport aux variations de température.

CHAPITRE 5

PERSONNALISATION DES SPECTRES ESS SOUS EXCITATIONS COMBINÉES (ACOUSTIQUE et THERMIQUE)

Le procédé ESS est principalement basé sur les stimulations vibratoires et thermiques. Ces stimulations peuvent être générées séquentiellement ou simultanément. Le processus d'adaptation des stimulations vibratoires et thermiques en vue de correspondre aux propriétés mécaniques et thermiques spécifiques de l'Équipement Sous Vérification (ÉSV) se nomme « tailoring » ou personnalisation. Nous proposons une personnalisation du spectre vibratoire qui est une méthode nouvelle et propre à nos travaux. Cette « personnalisation du spectre ESS » repose sur la connaissance et l'utilisation des paramètres modaux de l'ÉSV. Ce chapitre présente les principes et la procédure d'implantation de notre méthode de « personnalisation du spectre ESS » à l'aide de la génération acoustique de vibrations, ainsi que les résultats de nos travaux relatifs à la caractérisation des paramètres modaux et à l'adaptation des spectres vibratoires personnalisés en fonction de la température.

La première section discute du niveau d'intégration des produits électroniques pour lequel nous privilégions l'application de cette méthode de « personnalisation de spectre ESS ».

La deuxième section discute des avantages de l'excitation acoustique pour la mise en œuvre de cette méthode.

La section 3 présente la méthode de « personnalisation du spectre ESS » ainsi qu'une étude de cas à la température ambiante sur un circuit réel.

La section 4 présente une méthodologie expérimentale permettant d'établir la variation des fréquences de résonance des CCI en fonction de la température. Les résultats d'essais traitant des effets de la température sur la personnalisation des spectres sont présentés et analysés.

La section 5 discute de la « personnalisation du spectre ESS » sous environnement combiné comprenant la vibration et la température.

5.1 Choix du niveau d'intégration

Le procédé de détection des défauts latents doit avoir lieu lors de plusieurs étapes d'intégration composant le processus de fabrication. Bien que les systèmes et produits électroniques ainsi que leurs modes de défaillance diffèrent grandement, nous considérons qu'une moyenne de 70 % des défauts qui sont identifiés dans les produits électroniques se produisent au niveau d'intégration de la carte de circuit imprimé ou CCI (soudage, composante défectueuse, erreurs d'assemblage), tandis qu'une proportion d'environ 30 % de ces défauts se situe au niveau de l'assemblage du système (connecteurs, erreurs d'assemblage) et que la proportion des défauts au niveau des composants est faible par rapport aux défauts détectés dans les autres niveaux d'intégration[105].

En ce qui a trait aux activités visant la détection de défauts latents dans les assemblages électroniques, nous considérons que la carte de circuits imprimés (CCI) présente le niveau d'intégration le plus approprié. L'ESS présente plusieurs avantages en ce qui a trait à la vérification des CCI :

- Un profil de vibrations personnalisé peut être généré selon les résonances de chacun des types de cartes de circuits. Ce profil adapté en fonction des caractéristiques de la CCI

sera alors efficace pour la précipitation de défauts et également sécuritaire pour les composantes saines. L'identification d'un profil vibratoire au niveau du produit complet serait plus difficile car toute structure complexe possède un trop grand nombre de fréquences de résonance.

- La stimulation de variation rapide de température est plus efficace au niveau de la CCI due à sa faible inertie thermique.
- L'effet de la température sur les fréquences de résonance d'une CCI est facilement identifiable à l'aide de la méthodologie présentée dans ce chapitre.
- D'autres stimulations environnementales, telles l'établissement de surcharges de tension et la génération d'impulsions électriques peuvent être personnalisées selon chaque type de circuit, afin de maximiser la précipitation et la détection des défauts.
- Comparativement aux inspections au niveau système, les diagnostics individuels des CCI peuvent être posés plus rapidement et offrir des informations spécifiques permettant d'identifier les causes de défaillance à la source. Les vérifications au niveau de la CCI sont aussi préférables à celles au niveau des composantes car elles permettent la vérification simultanée de plusieurs composantes et de leurs joints de soudure.
- L'identification des problèmes au niveau des cartes de circuits s'avère normalement moins onéreuse lorsqu'elle survient au niveau de l'assemblage des systèmes qu'au niveau des composantes. Il est généralement admis que les coûts de la détection d'un défaut augmentent d'un facteur 10 à chaque niveau d'intégration ou de déploiement des produits [4, 70, 71].

5.2 Possibilités de l'excitation acoustique

Dans l'optique d'étudier le comportement mécanique des circuits lors des variations de température, nos travaux nous ont permis le couplage de l'excitation acoustique à une enceinte thermique. L'avantage de l'excitation acoustique est qu'elle permet d'effectuer des

essais sur des structures flexibles par excitation sans contact tout en modulant l'amplitude et la fréquence de la vibration jusqu'à 2 000 Hz. Les niveaux de réponse vibratoire des CCI atteignent 20 g_{eff} ou plus en mode aléatoire dans la gamme de fréquences de 30 Hz à 2000 Hz ou jusqu'à 100 g crête aux premières résonances de la CCI en mode sinusoïdal. Un autre avantage de l'excitation acoustique est qu'elle laisse entrevoir la possibilité d'accroître la largeur de la gamme de fréquences de la stimulation au-delà de 2000 Hz. L'enceinte acoustique peut aussi être utilisée comme une chambre thermique. Ceci réduit l'inertie thermique de la chambre climatique et élimine la nécessité d'utiliser des barrières thermiques spécifiques comme c'est le cas lorsque l'on procède à une excitation électrodynamique ou à chocs répétitifs.

Comme nous l'avons mentionné au chapitre 3, l'analyse modale expérimentale acoustique à référence unique permet de définir la déformée ou l'ODS de la CCI en se basant sur la mesure des relations entre l'excitation et la réponse de la structure. À titre d'exemple, l'analyse modale à référence unique est utilisée afin d'identifier les emplacements où les contraintes générées atteignent un niveau maximal et ainsi par l'étude des courbures précipiter aisément les défauts latents à des endroits spécifiques sur la CCI. La figure 5-1 illustre un cas particulier où l'excitation de la seconde déformée modale (421,5 Hz) permet de précipiter les défaillances sur les joints de soudure d'un connecteur situé au point de courbure maximale de la CCI. Sur la figure 5-1, les lignes fines représentent le modèle de la seconde forme de mode et les lignes plus foncées en forme de « C » représentent un connecteur PTH sur la CCI. Nous remarquons que la courbure de cette forme de mode est bien adaptée pour effectuer la précipitation de défauts sur les joints de soudure des connecteurs. Cet exemple illustre l'utilité de l'identification des déformées modales pour la stimulation vibratoire adaptée aux composantes critiques d'une CCI.

Le couplage de l'excitation acoustique et de la stimulation thermique semble alors pertinent pour précipiter et détecter les défauts latents en causant l'accumulation de fatigue mécanique aux fréquences de résonance de la CCI. La combinaison de ces deux

technologies permet la détermination des fréquences de résonance et des déformées modales sur la gamme de température des stimulations ESS. La prochaine section présente la méthode de « personnalisation des spectres ESS » au niveau des CCI.

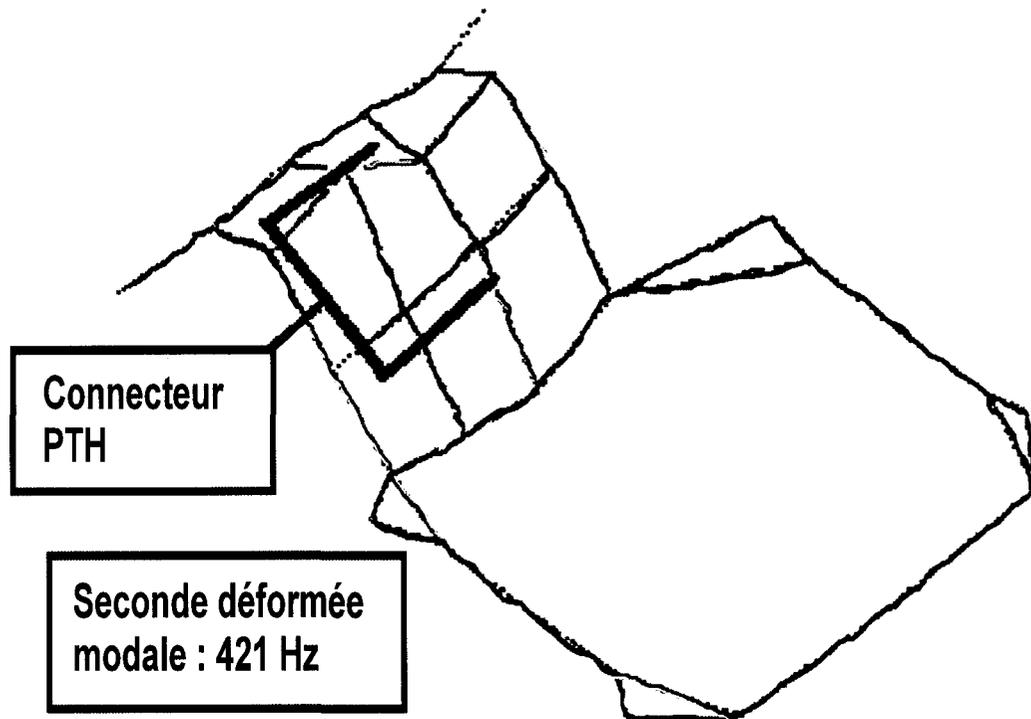


Figure 5-1 Analyse modale d'une CCI

5.3 Méthode de « personnalisation du spectre ESS »

À l'intérieur de cette section, nous présenterons une description de la méthode de personnalisation du spectre ESS et une étude de cas sur un circuit réel à température ambiante.

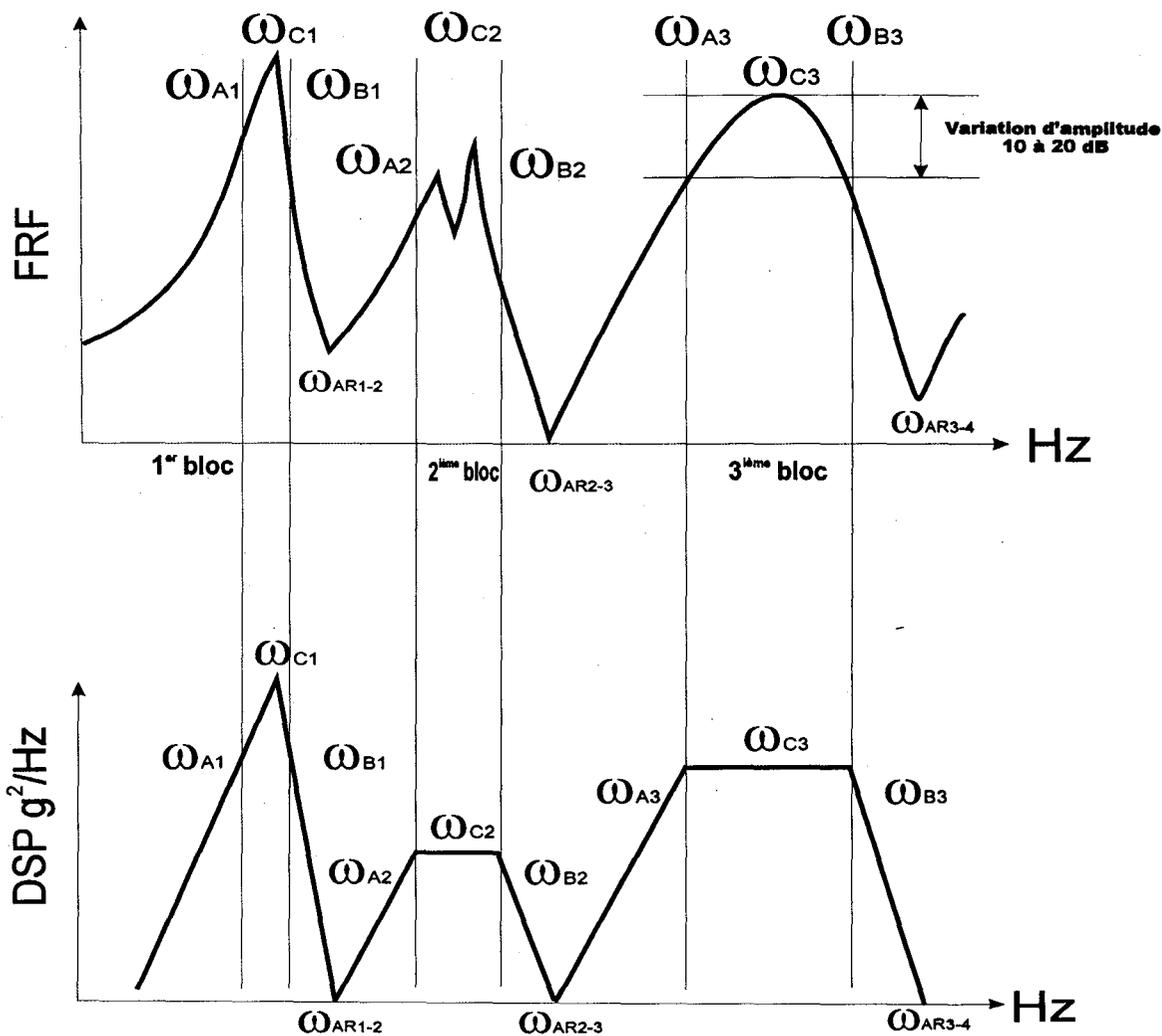
5.3.1 Méthode de personnalisation du spectre ESS

L'idée sous-jacente à la construction d'un spectre individualisé est de concentrer l'énergie autour du point de résonance de la CCI et de diminuer le niveau d'induction aux fréquences d'antirésonance. Cette stratégie d'excitation a pour but d'augmenter l'efficacité de la précipitation de défauts en définissant le gabarit de spectre ESS personnalisé en fonction de la FRF entre la réponse vibratoire de la CCI et l'excitation acoustique.

La première étape de l'établissement de la personnalisation des spectres consiste à regrouper les fréquences naturelles par blocs, incluant au moins une fréquence de résonance. Les largeurs fréquentielles de chaque bloc sont établies par l'ingénieur d'essais à l'aide de l'observation de la FRF entre la réponse vibratoire de la CCI et l'excitation acoustique. Celui-ci se base sur la localisation des fréquences de résonance, l'amortissement des fréquences naturelles, la localisation des modes couplés et l'emplacement des antirésonances larges et profondes sur la FRF. Les limites de largeur d'un bloc sont fixées en fonction de l'amplitude maximale à l'intérieur du bloc. Ainsi les fréquences de début et de fin du bloc appelées respectivement ω_{ai} et ω_{bi} sont fixées par rapport à une variation d'amplitude d'environ 10 à 20 dB en échelle logarithmique (facteur 3 à 10 en échelle linéaire). La fréquence centrale du bloc est appelée ω_{ci} . Par exemple, si une fréquence naturelle présente un amortissement large, celle-ci augmentera la largeur fréquentielle (définie comme $\omega_{bi} - \omega_{ai}$) du bloc auquel elle appartient. Cette méthode permet d'interrompre un bloc lorsqu'une antirésonance survient (ω_{Ar}) car l'énergie alors émise par le système d'excitation ne sera pas efficace pour l'excitation de la CCI. Une fois que les blocs correspondants aux fréquences de résonance sont identifiés, il est alors possible de définir un gabarit de spectre ESS personnalisé auquel on associe un niveau de vibrations plus élevé pour les fréquences de résonance et un niveau faible pour les antirésonances. Les niveaux du gabarit de spectre personnalisé sont proportionnel à ceux de la FRF.

La figure 5-2 illustre une FRF typique d'une CCI sur laquelle il est possible d'identifier trois blocs et deux antirésonances. Le premier bloc correspond à une fréquence unique, le second bloc est associé au couplage de 2 modes et le troisième bloc correspond à une

FRF du circuit



Gabarit de spectre personnalisé

Figure 5-2 FRF typique d'une CCI et gabarit de spectre ESS personnalisé

fréquence de résonance unique avec un amortissement élevé. La figure 5-2 présente aussi un spectre ESS personnalisé associé à la FRF. On remarque que, lors de la construction du spectre personnalisé, il est possible d'associer à chaque bloc de fréquences de résonance une amplitude de DSP sous forme de plateau d'amplitude constante sur le bloc ou sous la forme d'un triangle dont le maximum correspond à la fréquence principale du bloc. Il est possible de faire de même pour associer des niveaux de DSP pour les antirésonances.

Ajustement du niveau global de stimulation vibratoire

Le niveau de vibration global du spectre personnalisé doit être choisi pour permettre la précipitation efficace et sécuritaire des défaillances de mortalité infantile présentes sur la CCI. Au chapitre 4, des niveaux efficaces pour la précipitation de défaillances de mauvais joints de soudure et sécuritaires pour les joints de soudures sains ont été établis. Ces niveaux s'échelonnent jusqu'à $18 g_{\text{eff}}$ pour les soudures de résistances ou condensateurs SMT et jusqu'à $14 g_{\text{eff}}$ pour les soudures d'un type particulier de CI, pour une stimulation vibratoire d'une durée de 10 minutes. Le niveau de stimulation du spectre personnalisé doit être choisi en fonction de la composition du circuit, de l'emplacement des composantes critiques sur la CCI et de l'expérience passée relative à la précipitation de défauts d'un type de circuit particulier. Ainsi, le niveau global du spectre personnalisé doit être ajusté jusqu'à un niveau allant au niveau proposé au chapitre 4 tout en tenant compte des composantes de l'effet sur les composantes potentiellement plus fragiles présentes sur le circuit.

Le gabarit de spectre identifie la forme de la courbe de DSP. Les amplitudes du spectre ESS personnalisé sont alors choisies en fonction des niveaux de vibration requis pour la précipitation de défauts. Le niveau global de vibration correspond à la racine carré de la surface sous la courbe du PSD. Le gabarit de spectre sera alors ajusté en amplitude pour correspondre au niveau global requis tout en maintenant la forme du gabarit. Ce

réajustement de l'ordonnée du gabarit est effectué par les logiciels de contrôle de vibration. La section suivante présente une étude de cas à température ambiante.

5.3.2 Étude de cas : température ambiante

Cette section traitera du processus de personnalisation du spectre ESS à température ambiante d'une CCI à 8 couches entièrement garnie et pleinement opérationnelle de 483 mm sur 254 mm. Pour cette CCI, le processus de déverminage précédant la personnalisation spectrale consistait en un « Heritage Screen » basé sur un processus de réplification d'erreur [4]. Ce profil de vibration était semblable au profil du NAVMAT-9492 [9], avec un niveau total de vibration de 8 g_{eff} pour un déverminage d'une durée de 10 minutes. Cet « Heritage Screen » avait fait ses preuves quant à sa capacité à précipiter rapidement les joints de soudure défectueux sur des composantes discrètes et sur la broche de raccordement des circuits intégrés. Comme mentionné, l'idée sous-jacente à la construction d'un spectre ESS personnalisé est de concentrer l'énergie autour du point de résonance de la CCI et à diminuer le niveau d'induction aux fréquences d'antirésonance. Lorsque cet objectif est atteint, le profil de vibration individualisé est présenté à la figure 5-3 et le niveau total de vibrations de la CCI était de 3,5 g_{eff} . De plus, le profil personnalisé précipite les mêmes défauts dans un laps de temps équivalent.

Dans le cas servant d'exemple (figure 5-3), cinq blocs de fréquences naturelles ont été créés :

- Gamme de basses fréquences : premier bloc incluant 4 modes couplés soit 41 Hz, 68 Hz, 79 Hz, 112 Hz;
- Gamme de fréquences moyennes :
 - second bloc incluant 2 modes couples soit 213 Hz, 251 Hz;
 - troisième bloc incluant 2 modes couples soit 425 Hz, 460 Hz;

- quatrième bloc incluant 4 modes couples soit 905 Hz, 975 Hz, 1006 Hz, 1250 Hz;
- Gamme de hautes fréquences : cinquième bloc (1843 Hz).

Nous avons aussi identifié les antirésonances associées à ces blocs; soit les fréquences de 161 Hz, 330 Hz, 640 Hz et de 1416 Hz.

La seconde étape consiste à établir le niveau d'excitation. Pour ce faire, on doit étudier les formes de modes de la CCI. L'amplitude de chaque bloc de fréquences peut être modulée selon l'emplacement de la courbure maximale des modes excités et celui des composantes critiques de la CCI. Dans l'exemple présenté, il a été observé que, dans le cas du premier bloc de fréquence, la répartition spatiale de la contrainte sur la carte était excellente. Nous avons donc opté pour l'induction du niveau de PSD plus élevé à cette fréquence puisque les premier et second blocs se situaient respectivement à $0,06 \text{ g}^2/\text{Hz}$ et $0,04 \text{ g}^2/\text{Hz}$. Des niveaux PSD moins élevés ont été privilégiés pour les troisième et quatrième blocs afin de mettre en relief les formes de modes inférieurs de la CCI. Le cinquième bloc (1843 Hz) n'a pas été considéré.

La troisième étape de ce processus de personnalisation est la validation du profil « *proof of screen* ». La personnalisation spectrale a été reconnue comme étant sécuritaire et évite l'endommagement du matériel, contrairement aux « *proof of screen* » [procédé qui atteste que les profils d'essais utilisés ne détériorent pas les équipements à l'essai et n'entament pas leur durée de vie] en environnement typique. Le profil a été exécuté à 20 reprises sur 3 cartes différentes sans que des défaillances opérationnelles n'aient été révélées en cours d'essais de vibration ou lors de l'inspection effectuée à la suite de ceux-ci. Cet exercice nous a permis d'établir que la réduction de vie maximale causée par ce profil était de moins de 3,8 % selon le modèle statistique « zéro défaut » [31, 102] présenté à la section 4.2.4.1 de cette thèse.

La prochaine section présente les résultats des expérimentations acoustiques combinées menant à la personnalisation des spectres lors de variations de température.

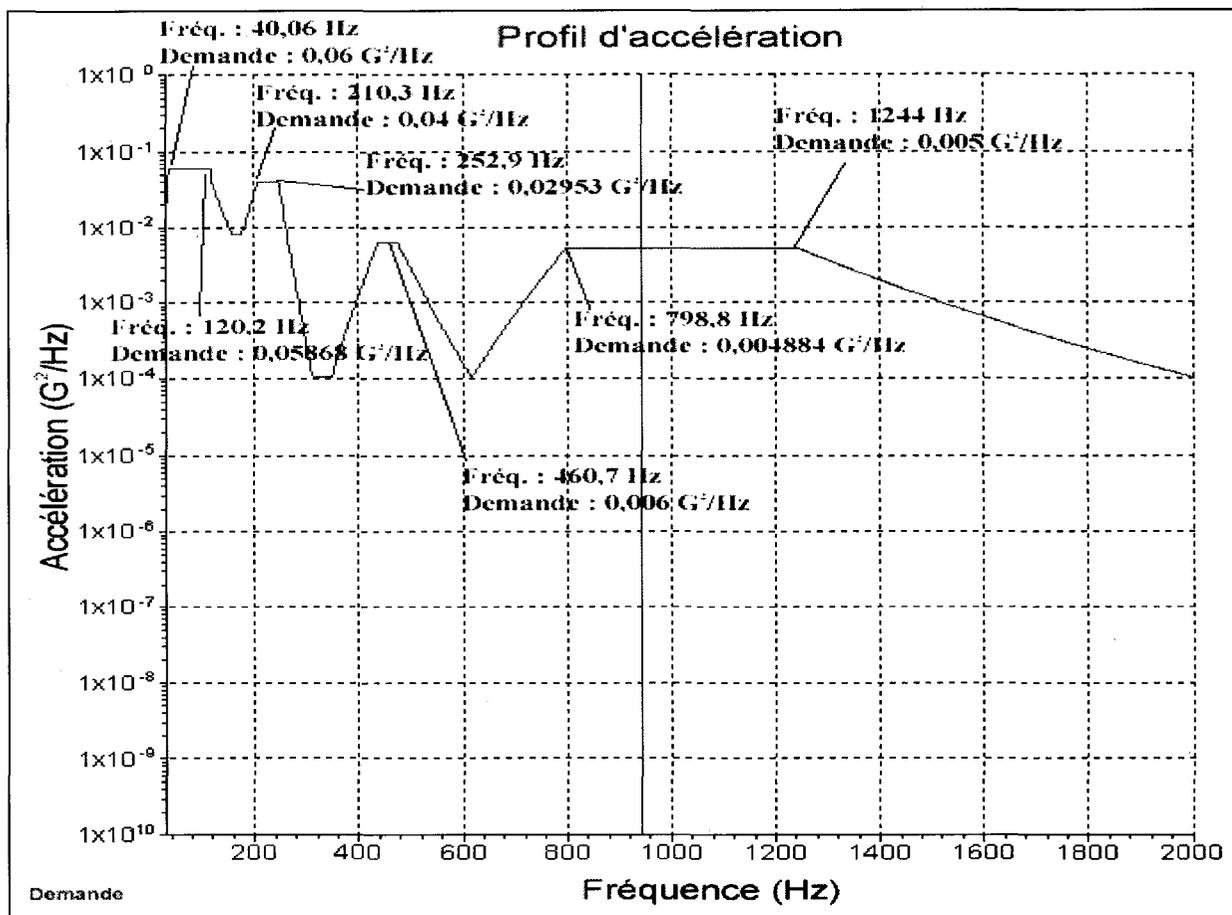


Figure 5-3 Profil de vibrations individualisé pour le circuit réel

5.4 Résultats des expérimentations acoustiques combinées

Une procédure d'essais a été établie pour identifier les spectres personnalisés selon la température sur une CCI de 483 mm sur 254 mm vierge à 8 couches (figure 5-4). À cette

étape, le but de l'expérience n'est pas de précipiter les défauts latents mais plutôt d'identifier les spectres individualisés lorsqu'ils sont exposés à différentes températures. Le plan d'essai expérimental proposé se divise en deux étapes simples. L'assemblage expérimental est composé d'un vibreur acoustique jumelé à une chambre thermique (figure 5-5). Les mesures de FRF sont effectuées par un accéléromètre situé sur la CCI et un microphone installé près de la CCI.

- La première étape consiste à effectuer un essai d'analyse modale sur la CCI à température ambiante, afin d'identifier rapidement les fréquences de résonance, les amortissements et les formes de modes. Pour ce faire, les emplacements de mesures FRF doivent être répartis géographiquement sur la CCI à température ambiante. Une durée de 10 minutes est requise pour effectuer les mesures. Les résultats sont similaires à ceux présentés à la figure 5-1.
- La seconde étape consiste à identifier les variations des fréquences de résonance en fonction de la température. Les essais ont été effectués selon une gamme de températures représentative d'un procédé ESS standard soit des températures variant - 40 °C à + 80 °C. Une durée d'une minute par température est requise pour effectuer les mesures.

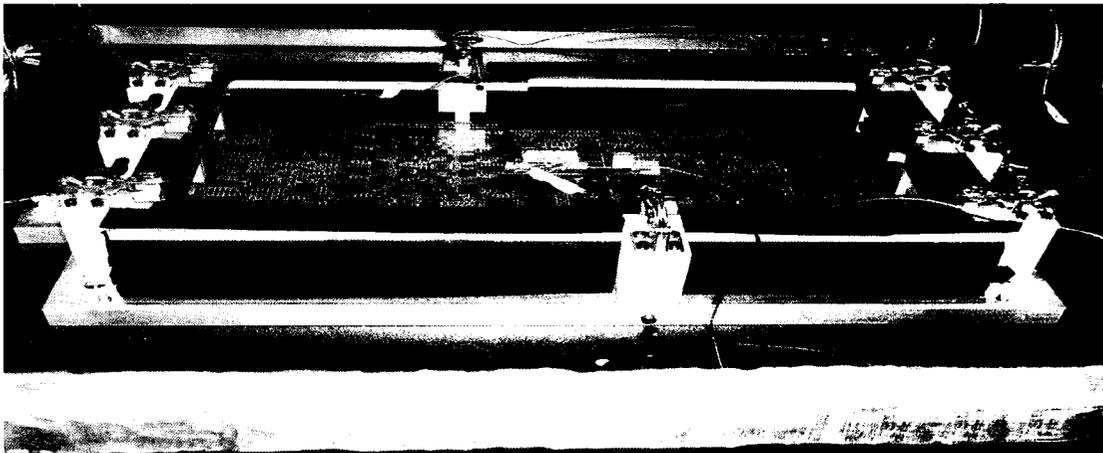


Figure 5-4 CCI sous test

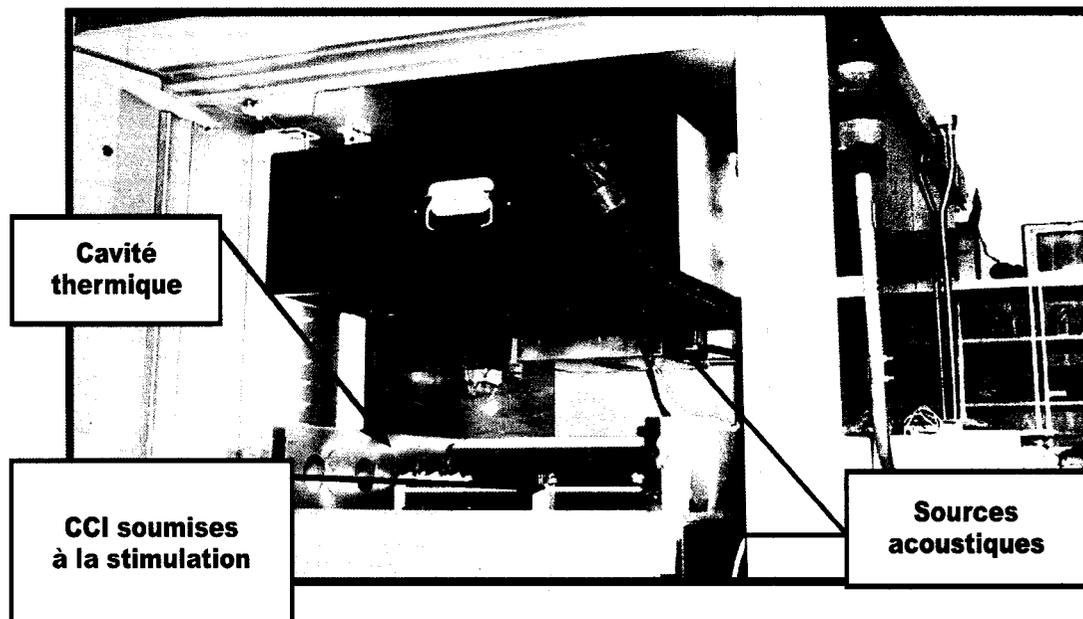


Figure 5-5 Vibrateur acoustique jumelé à une chambre thermique

La figure 5-6 illustre la variation de la première fréquence de résonance de la CCI à la température. Notons ici que la résonance varie de 49 Hz à 80°C à 65 Hz à - 35°C. Les résultats expérimentaux présentent des variations de fréquence similaires sur les CCI lors de leur exposition à des modes de vibration plus élevés. Cela illustre l'accroissement de la rigidité des CCI à basse température et s'explique par la réponse du matériel en température à la variation du module de Young (E). En présumant que la CCI adoptera un comportement SDOF lors du premier mode, la variation de la rigidité est évaluée en fonction de la température (figure 5-7). Ces résultats confirment le précepte établi par plusieurs ouvrages traitant du module de Young, à l'effet que les matériaux s'assouplissent lorsque la température s'élève [99, 106, 107]. La figure 5-7 illustre un ajustement polynomial; les données indiquent un degré élevé de variation de la rigidité de la CCI à basse température et un impact moindre à température élevée. Les conséquences de ce comportement polynomial sur notre méthode de personnalisation spectrale exercent une influence nous permettant de nous attendre à des variations

accrues dans le cas des spectres individualisés à basse température, comparativement aux spectres prévalant dans des conditions de température ambiante ou élevée.

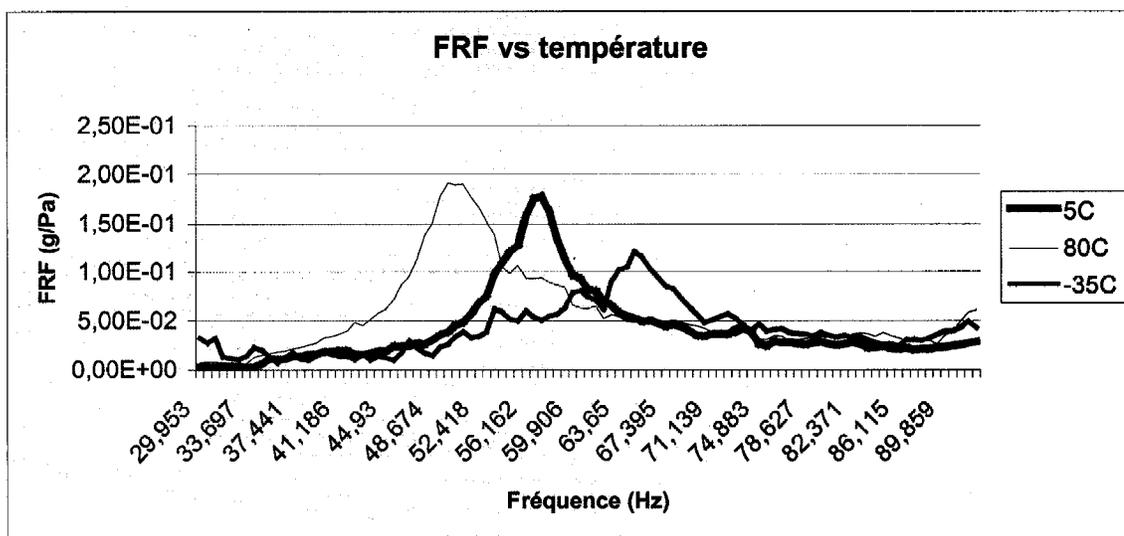


Figure 5-6 Variation de la première fréquence de résonance à la température

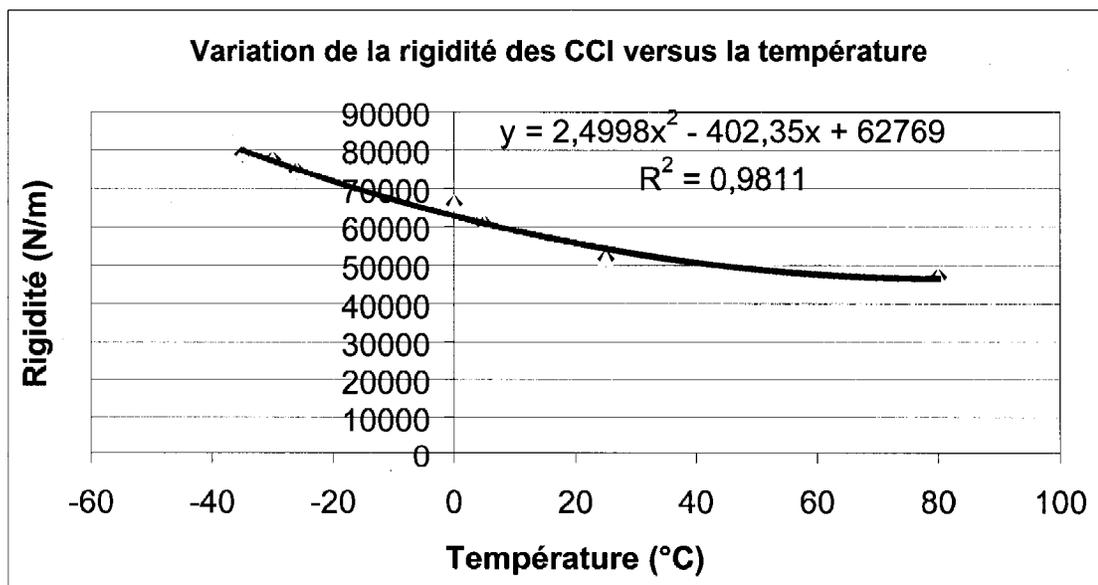


Figure 5-7 Variation de la rigidité des CCI à la température

5.5 Profil de température personnalisé sous environnement combiné

Lorsque l'on applique une combinaison de contraintes thermiques et vibratoires sur la CCI, le déplacement de la fréquence naturelle aux différents niveaux de température doit être pris en considération et les profils individualisés doivent être adaptés. La connaissance des fréquences naturelles versus la température permet de concevoir une excitation individualisée combinée pour la CCI. La méthode présentée à la section 5.3.1 s'applique pour définir un spectre individualisé spécifique pour chaque température donnée en utilisant les fréquences naturelles en déplacement de la CCI, tel qu'illustré à la figure 5-6. Ce type de spectre s'adapte adéquatement à des environnements de température constante comme ceux qui prévalent lors des périodes de stabilisation à température ambiante (typiquement + 25 °C), basse température (typiquement – 40 °C) ou température élevée (typiquement + 60 °C). La figure 5-8 illustre les FRF mesurées en cours d'analyse modale à température élevée (+ 60 °C).

Cette courbe (figure 5-8) présente cinq antirésonances à 110, 205, 240, 360 et 400 Hz, dans la gamme de fréquences de référence. Tous les modes compris dans les intervalles de fréquences définis par les antirésonances sont regroupés dans 6 blocs.

La figure 5-9 illustre les spectres individualisés définis extraits de l'information modale devant être appliquée à + 60 °C sur la CCI. La demande est programmée en vue de refléter le profil de la FRF.

Une induction d'énergie additionnelle est permise près des fréquences naturelles :

- premier bloc : 49 Hz, 55 Hz, 58 Hz, 63 Hz, 76 Hz;
- second bloc : 180 Hz;
- troisième bloc : 215 Hz;
- quatrième bloc : 255 Hz, 274 Hz, 316 Hz;

- cinquième bloc : 376 Hz;
- sixième bloc : 467 Hz;

et l'induction est réduite aux cinq antirésonances préalablement définies.

En condition d'opérations normales, un niveau d'avertissement de 3 dB et un niveau d'interruption de 6 dB sont utilisés. L'amplitude du premier bloc est accrue en vue d'exciter les premiers modes.

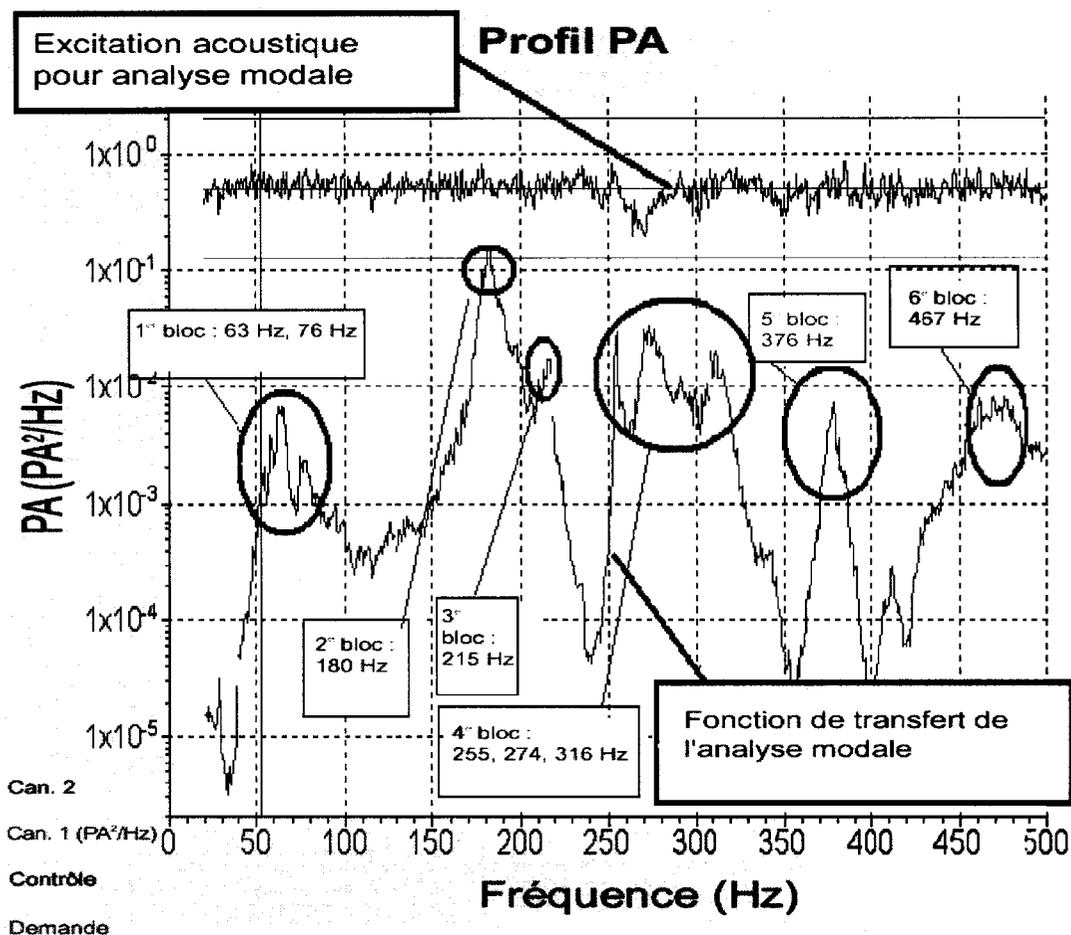


Figure 5-8 FRF mesurée pour la CCI à + 60 °C

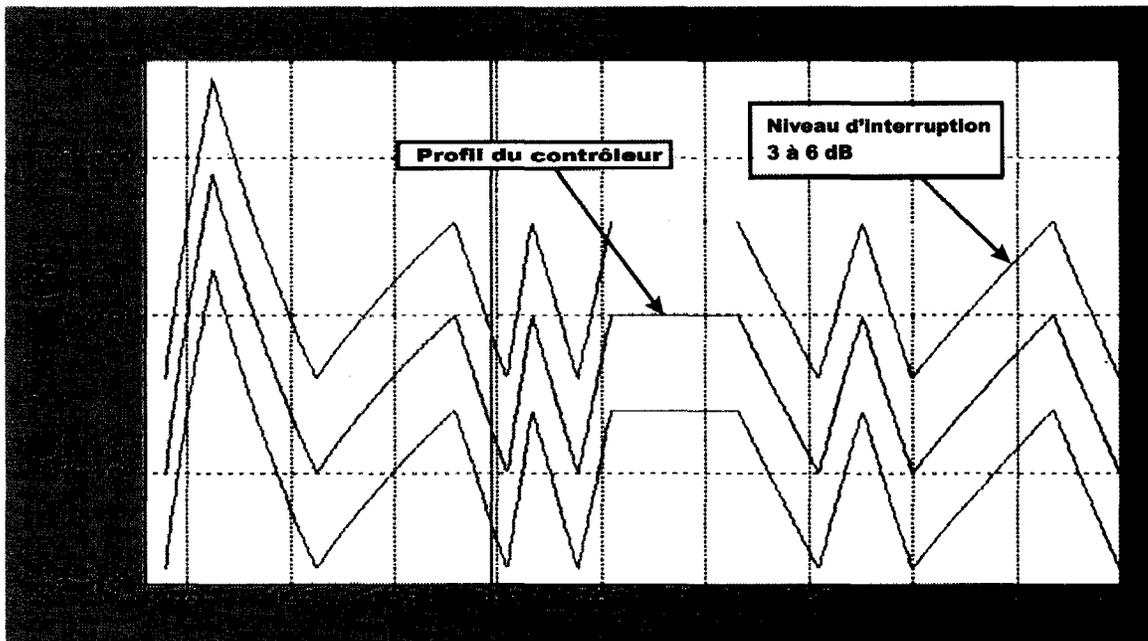


Figure 5-9 Spectre individualisé à + 60 °C

Cette expérience conduit à la définition de spectres individualisés pour un processus ESS combinant température et vibration. La figure 5-10 illustre un spectre individualisé proposé en fonction de la température et fondé sur la première forme d'approche de personnalisation basée sur trois températures de stabilisation.

Les spectres individualisés à température ambiante (+ 25 °C) et basse (- 40 °C) étaient construits de la même manière, selon la liste de fréquences présentée ci-dessous :

À température ambiante, 4 blocs étaient définis ainsi : premier bloc – 55 Hz, 65 Hz –, second – 183 Hz –, troisième – 217 Hz – et quatrième – 317 Hz. Une excitation constante était jugée suffisante pour les fréquences supérieures à 400 Hz.

À - 40 °C, 5 blocs étaient définis comme suit : premier bloc – 65 Hz –, second – 96 Hz –, troisième – 166, 178, 198, 213 Hz –, quatrième – 313 Hz –, cinquième – 368 Hz.

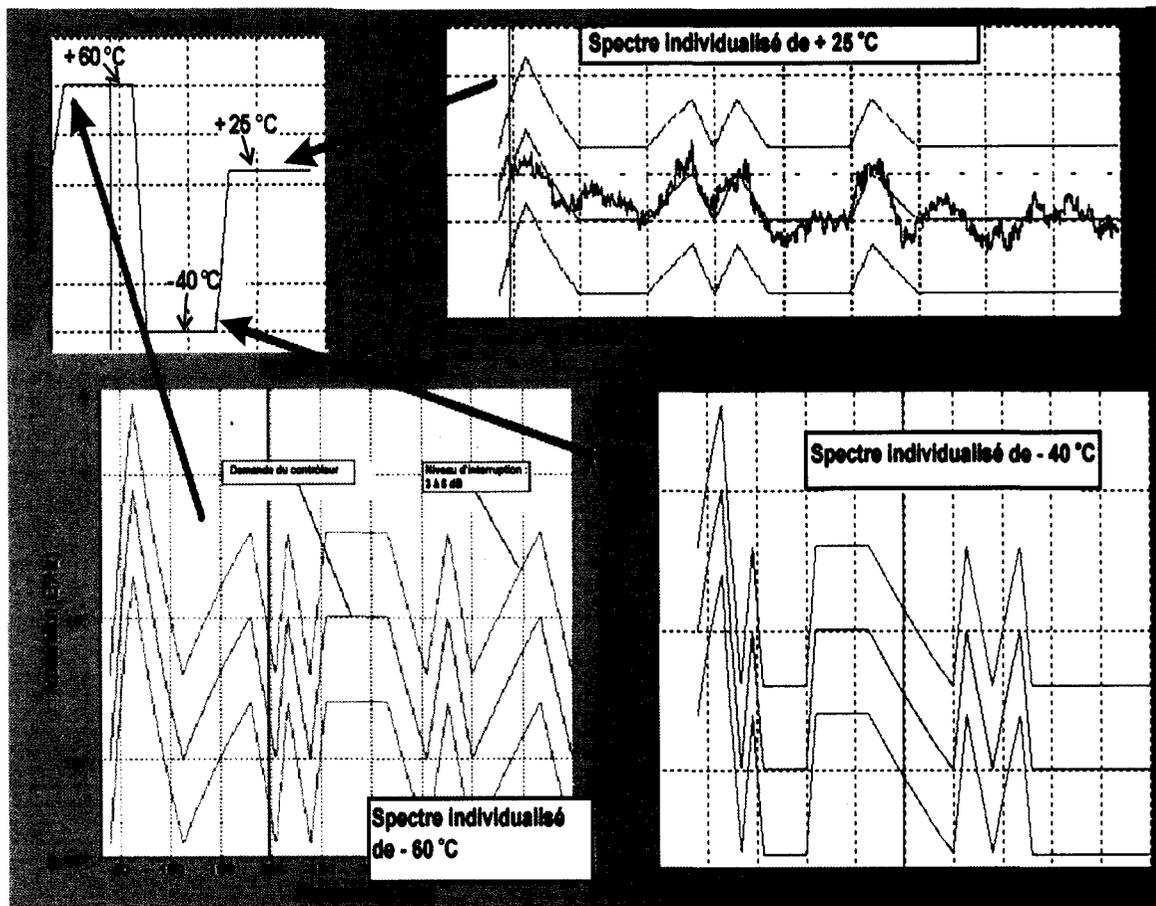


Figure 5-10 Spectre individualisé jumelé aux plateaux de température

Une seconde méthode de définition du spectre ESS personnalisé consiste à définir un spectre individualisé unique tenant compte du domaine de déplacement de la fréquence naturelle selon une gamme de température utilisée dans le cadre du procédé ESS. Ce second type de spectre est bien adapté aux environnements de chargement thermique comme ceux présentant une transition de température élevée à basse. La figure 5-11 illustre un spectre typique qui permet de considérer toutes les fréquences à la fois. Ce profil a été établi à partir d'un niveau de vibration plus faible dans la gamme de fréquences des deux premiers blocs en fonction de la température.

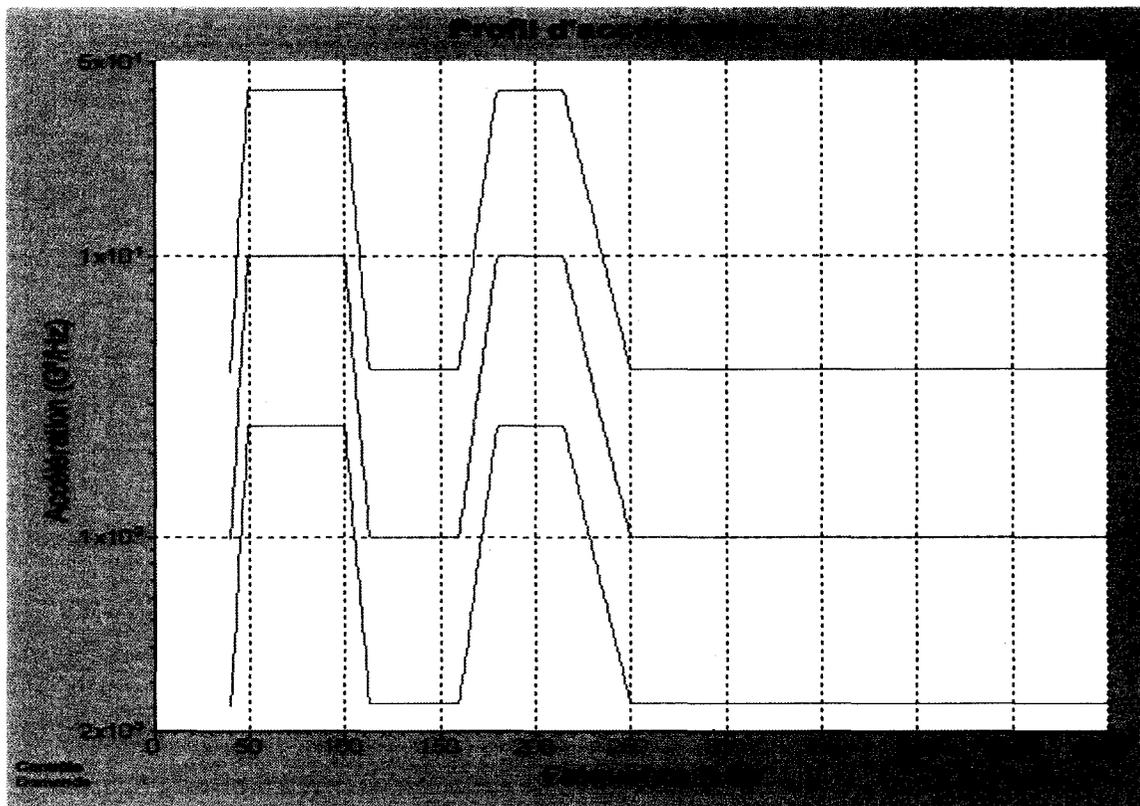


Figure 5-11 Spectre individualisé jumelé à des variations rapides de température

5.6 Conclusion

Une méthode expérimentale de personnalisation des spectres en vibration et en température par excitation acoustique applicable aux structures flexibles et légères tels les CCI, est proposée dans le cadre d'un processus ESS. Au chapitre des avantages principaux offerts par cette méthode, notons son coût moins élevé, sa capacité à générer des vibrations sans contact qui a été très apprécié lors de son implantation en industrie par les ingénieurs de procédé. La méthode est fondée sur l'analyse modale des structures à différents niveaux de température. L'analyse modale permet d'identifier les modes à exciter selon l'emplacement sur la composante de la CCI, ainsi que les points de

courbure maximale de chacun des modes. Un profil spécifique à la commande permettant d'accélérer l'identification des défauts latents est développé à partir des mesures FRF notées pour chaque niveau de température, tel qu'éprouvé lors d'essais industriels à température ambiante. En vue d'accélérer la détection des défauts latents, la philosophie sous-jacente au procédé d'individualisation proposé est d'induire une énergie d'une nature la plus similaire possible à celle des fréquences naturelles et à limiter l'induction d'énergie aux antirésonances. En modulant le niveau d'amplitude du spectre de densité de puissance spectrale des modes spécifiques peuvent être excités plus intensément afin d'accélérer le processus, selon l'emplacement des composantes critiques. Puisque la stimulation par température provoque un déplacement des fréquences naturelles de la CCI, le procédé d'individualisation doit être adapté pour tenir compte du phénomène en produisant, soit un spectre spécifique à chaque niveau de température, soit un spectre dans une gamme de fréquences plus étendue, incluant la gamme de variation de fréquences de chacun des modes. Les travaux décrits dans ce chapitre ont permis de produire un article de conférence qui s'intitule :

- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, « *ESS Spectrum Tailoring with Combined Thermal and Acoustical Excitation* », ESTECH 2003, Anaheim, CA [108],

ainsi qu'une famille de brevet d'invention canadien et américain : « Method for determining a vibratory excitation spectrum tailored to physical characteristics of a structure » :

- Demande canadienne (no à venir) : date de dépôt : 30 avril 2003 [109], date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 30 avril 2008;
- Demande américaine (no de demande à venir) : date de dépôt : 30 avril 2003, date de publication : à venir, examen automatique [110].

CHAPITRE 6

CONCEPTION ET IMPLANTATION D'UN VIBRATEUR ACOUSTIQUE

Ce chapitre présente le vibreur acoustique développé dans le cadre de ce projet de recherche. Cet équipement est aussi appelé ESSAD pour ESS Acoustical Device. Il permet une stimulation vibratoire de produits électroniques couplée à une stimulation thermique qui a pour but la précipitation de défaillances de mortalité infantile. Nous discuterons des étapes de conception et d'implantation en milieu industriel et nous décrirons le vibreur acoustique ESSAD.

6.1 Conception et implantation du vibreur acoustique

La prochaine section discute des étapes de conception du vibreur acoustique. Elle est suivie, à la section 6.1.2, d'une présentation de l'implantation industrielle du système ESSAD

6.1.1 Conception du vibreur acoustique

La première étape de conception du vibreur a été la rédaction d'un cahier des charges fonctionnelles [111]. Ce cahier des charges est présenté à l'annexe 2. Celui-ci comprend une liste de fonctions principales qui sont :

- être convivial;
- être fiable;
- s'intégrer aux opérations;
- être compatible;

- être sécuritaire;
- assurer le confort.

À ces fonctions principales se sont greffées 34 fonctions secondaires incluant chacune une spécification fonctionnelle, un niveau visé, une tolérance et une flexibilité. Cet outil de travail a guidé nos travaux tout au long du développement du ESSAD. Suite au développement de l'équipement de vibration acoustique ESS, le cahier des charges s'est modifié en fonction de l'équipement.

Au cours du premier trimestre de l'année 2000, des travaux nous ont permis d'évaluer la conception et l'atteinte des résultats d'un premier prototype appelé Alpha. Nous observons alors certains avantages que possède l'équipement de vibration acoustique ESS sur ses concurrents par exemple la capacité qu'a l'équipement ESS d'identifier rapidement les fréquences de résonance, ainsi que son faible coût d'acquisition et d'utilisation. Nous avons aussi fait le point sur l'attente des exigences initiales et nous observons que 10 des 13 exigences que le produit final doit absolument satisfaire ont été complètement atteintes ou atteintes en grande partie dès la première génération du produit. Ce qui représente environ 77 % des fonctions importantes. Ces travaux ont orienté la conception finale du prototype Alpha et du second prototype appelé Bêta qui satisfait l'ensemble des exigences initiales.

Préalablement au prototype Alpha et Bêta, les essais en laboratoire ont débuté par la conception d'un prototype de laboratoire construit en utilisant la structure d'une ancienne chambre climatique. Les essais montrent que l'utilisation d'un champ acoustique réverbérant pour la génération de vibrations sur les circuits est moins efficace pour l'excitation des structures que le champ acoustique direct. De plus, nous avons vérifié expérimentalement que l'utilisation du baffle autour du circuit permet une augmentation de la vibration du circuit aux basses fréquences. Ensuite, nous nous

sommes concentrés sur la précipitation de défauts latents sur les circuits électroniques. Les résultats obtenus sont conformes aux attentes de l'industrie.

Ce projet de recherche a permis l'atteinte des résultats autant par rapport aux performances de vibrations qu'aux performances thermiques. Les résultats obtenus lors du projet actuel ont largement surpassé ceux obtenus présentement dans l'industrie essentiellement aux points de vue de la vitesse de refroidissement. De plus, ils démontrent la possibilité de réaliser des stimulations combinées efficacement à l'aide de la combinaison de la technologie vibratoire ESSAD et de la stimulation thermique. La technologie développée est mature et pleinement adaptée au marché de l'ESS de produits électroniques. Une famille de demandes de brevets ont été déposés pour protéger la propriété intellectuelle dans différents pays. Il s'agit de : "Vibration apparatus and method using acoustical waves"

- Demande canadienne no 2,377,578 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : 4 janvier 2001, examen demandé le 21 décembre 2001 [80];
- Demande américaine (no de demande 10/018,348) : date de dépôt : 28 juin 2000, demande acceptée le 16 mai 2003, délivrance en 2003, no de brevet à venir [81];
- Demande Européenne no 00943504.1 : date de dépôt : 28 juin 2000, publication no : EP 1295098A1, date de publication : 26 mars 2003, examen demandé le 31 janvier 2003 [82];
- Demande Japonaise no 2001-50647 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2007 [83];
- Demande Chinoise no 00819818.7 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2003 [84];
- Demande Indonésienne no W-00200300170 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2003 [85];
- Demande coréenne (Sud) no 10-2002-7017903 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2005 [86].

La prochaine section traite de l'implantation en milieu industriel du vibreur acoustique ESSAD.

6.1.2 Implantation du vibreur acoustique ESSAD

Les prototypes Alpha et Bêta ont été utilisés pour l'implantation de l'ESS à l'aide du vibreur acoustique sur des produits industriels. Deux implantations ont été réalisées avec le premier prototype Alpha, une dans le domaine des télécommunications (Harris Farinon Canada) [112, 113] et l'autre dans le domaine de la télévision numérique (Technologies Miranda inc) [113, 114]. Ces deux manufacturiers sont représentatifs du marché visé par cette technologie. Il s'agit d'une entreprise avec un volume de production important (Harris Farinon Canada) et d'une PME à développement rapide (Technologies Miranda inc.). Dans les deux cas, les résultats sont positifs.

Les conclusions des implantations sont les suivantes :

« Les résultats des essais en laboratoire et l'implantation industrielle, ainsi que les données sur la stimulation vibratoire permettent de conclure que le niveau de stimulation vibratoire obtenu à l'aide du vibreur acoustique est suffisant pour implanter un procédé ESS. D'autres résultats complémentaires aux implantations montrent que l'équipement de vibration acoustique pour ESS permet de précipiter des défauts qui n'étaient pas détectables par les procédés habituels de l'entreprise. Il nous apparaît alors que la réalisation de la stimulation à l'aide d'un équipement fiable et versatile, tel le vibreur acoustique et le travail de planification de l'implantation à l'aide du plan d'ESS, sont complémentaires.» [113]

Pour sa part, le prototype bêta est utilisé depuis mai 2002 pour une implantation chez RD/Tech, une entreprise électronique de pointe dans le domaine de la production et la conception de systèmes de contrôle de qualité de structures métalliques utilisant la technologie des courants de Foucault ou des ultrasons. Depuis l'implantation du vibreur acoustique ESSAD, l'entreprise a sans cesse réduit ses coûts associés aux retours de garanties [115].

L'entreprise utilise le vibreur acoustique ESSAD dans le but d'augmenter la robustesse mécanique des produits à la phase design (HALT) et aussi pour détecter les défaillances latentes pour l'ensemble des circuits provenant de la ligne de production (ESS). En ce qui concerne la détection des défaillances latentes, la méthodologie fondée sur la personnalisation des spectres ESS et l'excitation acoustique tel que présenté dans de cette thèse s'est révélée efficace. Les figures 6-1 à 6-3 suivantes illustrent des défaillances latentes observées à l'aide du vibreur acoustique.

Ces trois défaillances sont des exemples typiques de l'importance de l'implantation d'un procédé ESS pour la détection de produits qui possèdent un fonctionnement normal à la sortie de la ligne de production mais qui ne fonctionnent plus suite à la stimulation vibratoire du procédé ESS. Notons que chacune des stimulations thermiques et vibratoires que l'entreprise fait subir aux produits lors du procédé ESS ont été validées comme étant sécuritaires à l'aide de la procédure de la section 4.2.4.1 et ne réduit pas la vie utile des produits livrés aux clients de plus de 5 %.

L'implantation d'un procédé ESS à l'aide du vibreur acoustique ESSAD a permis à l'entreprise d'augmenter la qualité des produits aux clients tout en diminuant les coûts globaux de production. La prochaine section traite de la configuration du vibreur acoustique ESSAD.

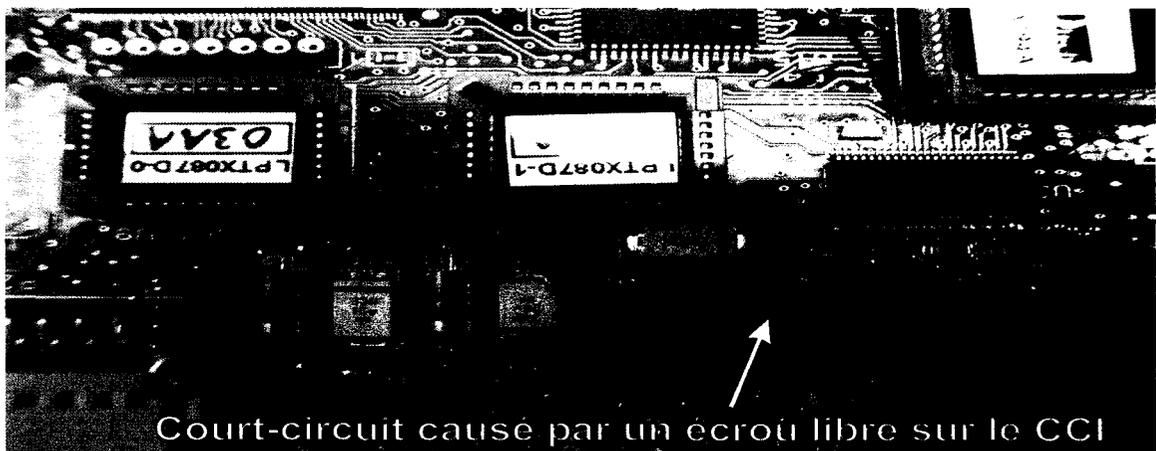


Figure 6-1 Écrou mal fixé

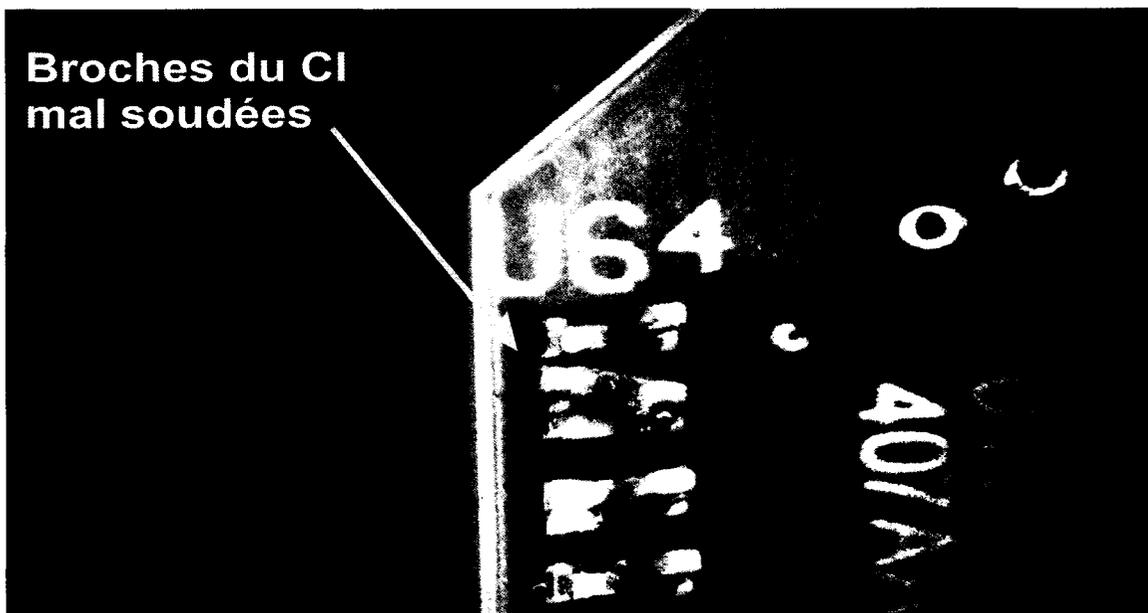


Figure 6-2 Mauvaise soudure de CI

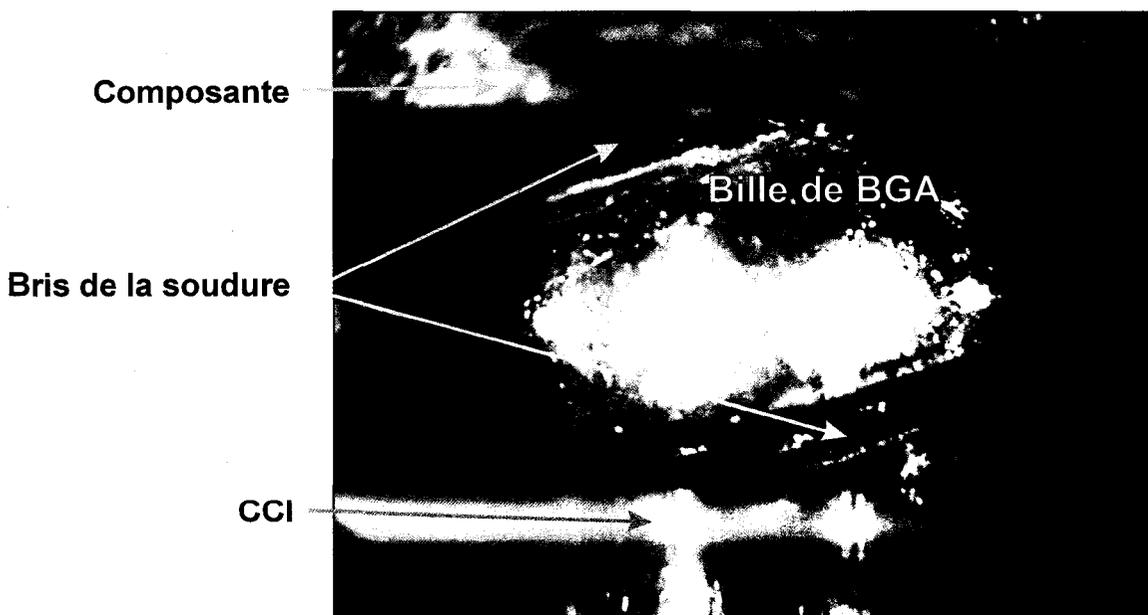


Figure 6-3 Mauvaise soudure de BGA

6.2 Description générale du vibreur acoustique

Le vibreur acoustique ESSAD est un équipement de contrôle de qualité qui sert à précipiter les défauts reliés à la mortalité infantile de composants ou d'équipements électroniques lors de l'étape de fabrication, et avant la livraison des produits.

Le concept est le suivant : L'appareil est une enceinte fermée dans laquelle des échantillons sont soumis à une stimulation pouvant être constituée de vibrations et de cycles thermiques. L'opérateur insère les produits dans l'enceinte, appelée chambre, pour la durée de la stimulation environnementale. Suite à la stimulation, les produits doivent être retirés de l'enceinte pour être remis sur la chaîne de production. Lors de la stimulation, les produits devraient être alimentés et vérifiés automatiquement à l'aide d'un système de test automatisé.

Les conditions de stimulation sont choisies en relation avec le produit à vérifier et génèrent des vibrations dans une gamme de fréquences et d'amplitudes données. À ces vibrations, il est possible d'ajouter des cycles de chocs thermiques. Les caractéristiques (température, fréquence de vibration, durée, etc.) sont enregistrées afin d'être utilisées dans le procédé ESS.

La vibration est induite en utilisant des ondes sonores de haute intensité tandis que les variations de température sont le résultat d'une circulation d'air forcé sur l'échantillon à vérifier; l'air ayant été soit chauffé par un élément électrique ou soit refroidi à l'azote liquide avant d'être dirigé sur l'échantillon. Un système de contrôle permet d'ajuster le niveau de vibration et les variations de température requises.

6.2.1 Description des systèmes et sous-systèmes du vibreur acoustique

Le vibreur acoustique ESSAD est principalement adapté à la vérification des composants internes des produits électroniques, c'est-à-dire au niveau des circuits électroniques. La majorité des défauts latents sont reliés à ce niveau de « *Packaging* » [71, 105]. Les principaux avantages de l'ESS au niveau du circuit sont mentionnés ci-dessous :

- 70 % des défauts présents dans les systèmes électroniques se retrouvent au niveau du circuit;
- À chaque circuit est associée une stimulation vibratoire et thermique qui lui est propre car ces excitations sont fonction des fréquences de résonance du circuit;
- Les essais fonctionnels au niveau du circuit sont plus rapides qu'au niveau du système (produit assemblé);
- L'identification d'un problème au niveau du circuit est plus économique qu'au niveau du système.

6.2.2 Présentation des systèmes et sous-systèmes

Le vibreur acoustique ESSAD a été construit à l'intérieur d'une chambre d'isolation acoustique adaptée à la combinaison des stimulations vibratoires et thermiques. Cette section présentera l'ensemble de l'équipement ESSAD. L'équipement est constitué des six (6) systèmes suivants :

1. Contrôle et mesures des vibrations
2. Amplification et filtrage
3. Émission sonore
4. Support et fixation

5. Enceinte d'isolation acoustique
6. Contrôle et mesures de température

Les relations entre les différents systèmes et sous-systèmes sont schématisées dans le diagramme suivant présenté à la figure 6-4. La figure 6-5 présente une vue d'ensemble du vibreur acoustique ESSAD.

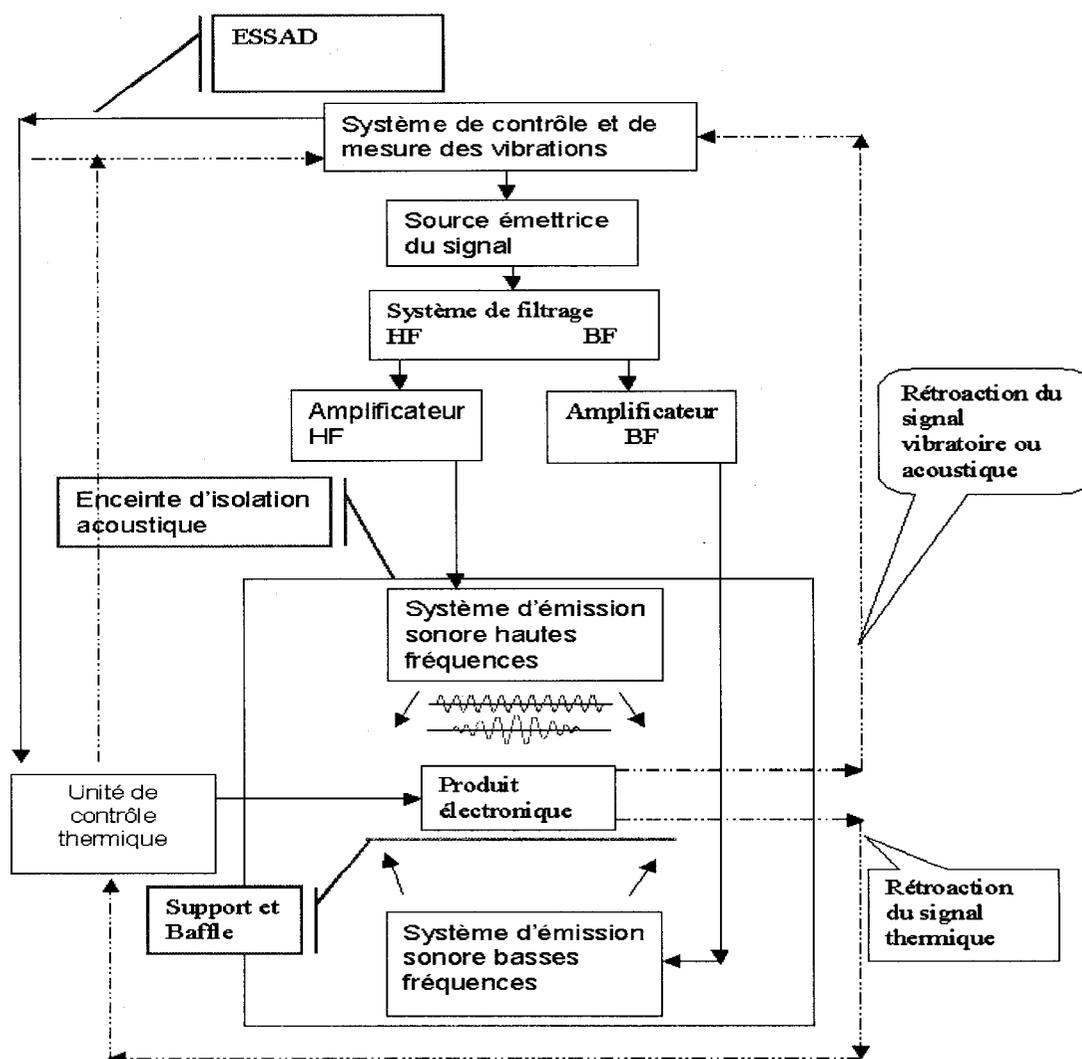


Figure 6-4 Relations entre les différents systèmes et sous-systèmes

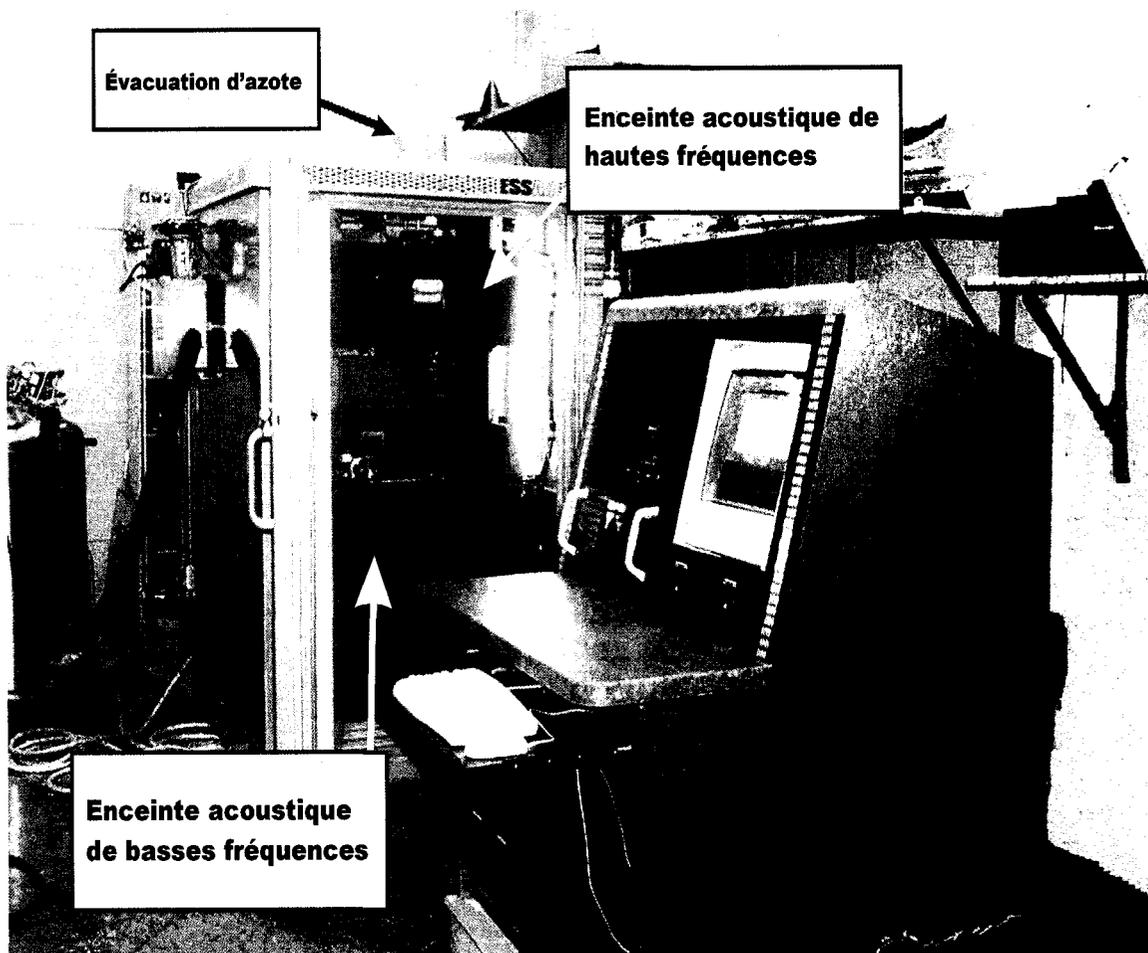


Figure 6-5 Vue d'ensemble du vibreur acoustique ESSAD

Les sections suivantes décrivent en détails les systèmes et sous-systèmes du vibreur acoustique.

6.2.2.1 Système de contrôle et de mesures des vibrations

Le système de contrôle et mesures inclut plusieurs composantes qui interagissent avec les autres systèmes. Le contrôleur de vibrations envoie un voltage, avec un contenu

fréquentiel spécifique au système d'amplification et de filtrage, ce qui génère les vibrations au niveau de l'Équipement Sous Vérification (ÉSV). Le niveau de vibration est mesuré sur l'ÉSV par un accéléromètre qui envoie, en rétroaction, le signal au système de contrôle et mesures. Ce dernier ajuste le signal de sortie vers le système d'amplification en fonction du niveau vibratoire voulu sur l'ÉSV. Alternativement, le contrôle du signal de vibrations peut être réalisé à l'aide d'un microphone situé près du produit que l'on désire stimuler par vibration.

Les stimulations vibratoires et thermiques désirées sont appliquées au circuit à l'aide de fichiers de contrôle, qui sont sauvegardés sur le disque rigide du contrôleur. Les contrôleurs de vibrations et de températures sont reliés à l'aide de la même plate-forme logicielle.

Les sous-systèmes de base du système de contrôle et mesures sont les suivants :

- Contrôleur de vibrations à 2 canaux avec le logiciel de contrôle en mode sinusoïdal et aléatoire;
- Module logiciel de transfert du contrôle vibratoire en contrôle acoustique;
- L'accéléromètre;
- Le microphone;
- Panneaux de contrôles électriques.

Les paragraphes suivants donnent les principales fonctions de ces sous-systèmes.

6.2.2.1.1 Contrôleur de vibrations 2 canaux

Le contrôleur de vibrations VR-7500 fonctionne dans un environnement Windows et permet une programmation facile des paramètres d'essais. Le système de base possède

deux entrées analogiques pouvant accepter des accéléromètres CCLD (Constant Current Line Drive). Ce système peut être augmenté jusqu'à 8 entrées au total. Le convertisseur A/D est un convertisseur 18 bits et permet une gamme dynamique de 92 dB. L'impédance d'entrée est de 100 Kohms. Le contrôleur peut générer des signaux jusqu'à 6 600 Hz, si nécessaire. Le contrôleur de vibration est illustré à la figure 6-6.

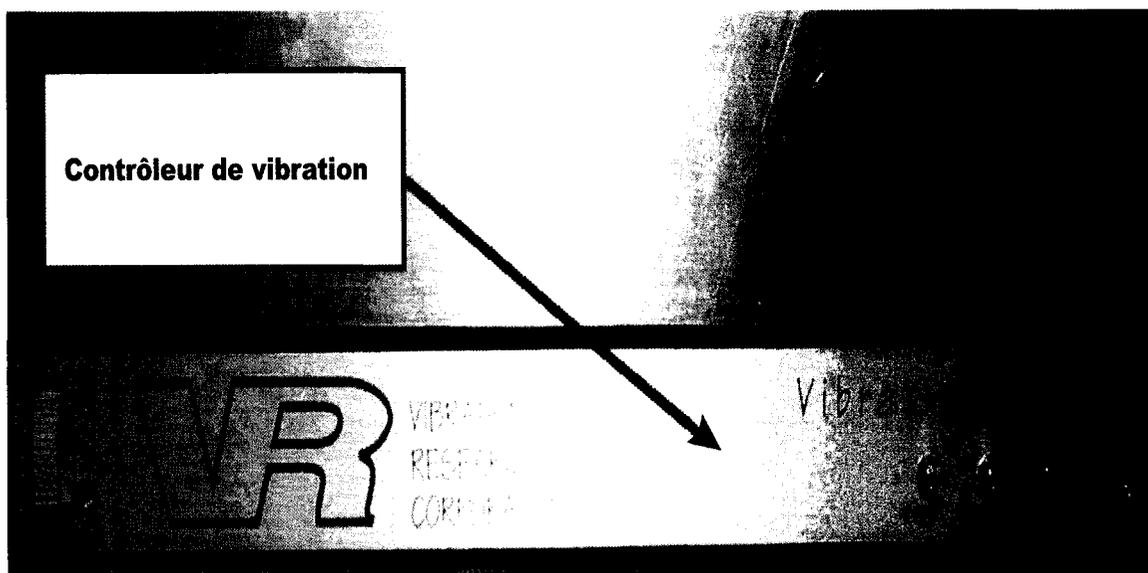


Figure 6-6 Contrôleur de vibration

Dans la configuration de base, le contrôleur comprend une section de vérification (System Check) et une section de génération aléatoire (Random). La section aléatoire nous permet de bâtir un profil de stimulation pouvant s'étendre de 30 Hz à 2 000 Hz. Avec la section de vérification, on peut générer un sinus à la fréquence et au niveau désiré. De cette manière, on peut vérifier le fonctionnement des haut-parleurs de basses fréquences et de hautes fréquences. Ce mode de vérification est utilisé occasionnellement lors de la définition du profil vibratoire ou pour la stimulation vibratoire à une fréquence unique. Le module « Sineview » permet de générer des balayages ou des sinus fixes.

En option, les différents modules suivants peuvent être utilisés pour l'opération de l'équipement :

- Module logiciel de transfert du contrôle vibratoire en contrôle acoustique : « Field Data Replicator (input spectrum from channel 2) » : permet de reproduire un profil à partir d'un enregistrement de microphone en mode aléatoire (Random).
- « Sine on Random (SOR) » : permet de superposer un sinus au profil aléatoire.
- « Random on Random ROR) » : permet de superposer un signal aléatoire au profil aléatoire de base.
- « CRIQ VIEW » : permet d'ajouter un contrôle en température intégré au système de vibration.
- Acquisition de données de températures à 14 canaux intégrés au logiciel CRIQVIEW.

Les contrôleurs de vibration et de température opèrent à l'intérieur d'un environnement Windows. Il est alors possible de connecter l'ordinateur à un réseau pour le transfert de données. Une option, « WEB access » permet aussi l'accès à distance des contrôleurs.

Le logiciel permet la génération de rapports à partir de modèles préétablis. L'utilisateur peut aussi définir les informations qu'il désire obtenir dans un gabarit adapté. Les informations relatives à l'opération de ces logiciels se retrouvent sur le CD-ROM d'installation et dans le logiciel sous la rubrique d'aide. D'autres informations relatives aux logiciels peuvent être consultées sur le site [http : //www.vibrationresearch.com/](http://www.vibrationresearch.com/).

Le système possède plusieurs protections pouvant être programmées facilement pour protéger le système et l'unité sous essai. Certaines, telles la limite sur la tension de sortie du contrôleur et la programmation des températures minimales et maximales sont intégrées au contrôleur de vibration et de température et sont décrites dans son manuel d'utilisation. D'autres sont reliées à des senseurs reliés au panneau de contrôle

électrique. Elles permettent de connaître l'état du système et empêchent l'opération lors de conditions inappropriées.

6.2.2.1.2 Accéléromètre miniature

Pour l'opération de l'ESSAD dans le mode contrôle en vibration, l'accéléromètre est installé sur l'ÉSV à l'aide de cire d'abeille et permet de donner au contrôleur de vibrations une rétroaction de ce qui se passe sur la carte au niveau vibratoire. Lors des essais vibratoires à hautes températures, l'accéléromètre doit être collé sur le circuit. Des accéléromètres CCLD (Constant Current Line Drive) sont utilisés à cette fin. Ces accéléromètres possèdent l'électronique d'amplification intégrée pour convertir le signal de charge généré en un signal électrique. La sensibilité nominale est de l'ordre de 10 mV/g.

Le mode de contrôle de vibrations par accéléromètre est principalement adapté aux essais d'ingénierie et de développement du spectre.

6.2.2.1.3 Microphone

Pour l'opération de l'ESSAD en mode contrôle acoustique, le microphone que l'on utilise est un microphone piézoélectrique unidirectionnel adapté pour lire des hauts niveaux d'intensité acoustique (niveau de saturation de 179 dB). Ce microphone est de type CCLD et le signal généré est de l'ordre de 2 volts/psi (0,320 mV/Pa). Ce microphone est situé entre le système d'émission de basses fréquences et le baffle acoustique qui supporte l'ÉSV. Il est alors protégé des variations rapides de température.

Le mode de contrôle de vibration par microphone est principalement adapté pour les stimulations ESS en mode de production.

6.2.2.1.4 Panneaux de contrôle électrique

Le panneau de contrôle électrique regroupe tout ce qui sert à l'alimentation et à la protection des composantes du vibreur. Il permet en plus de valider les conditions d'opération et de définir les conditions d'arrêt pour assurer la sécurité.

6.2.2.2 Système d'amplification et de filtrage

Ce système amplifie et filtre le signal provenant du système de contrôle et mesures pour le transmettre au système d'émission sonore. Les filtres servent à séparer le signal sonore en deux composantes, les hautes et les basses fréquences, ce qui permet une plus grande efficacité du système qui est illustré à la figure 6-7.

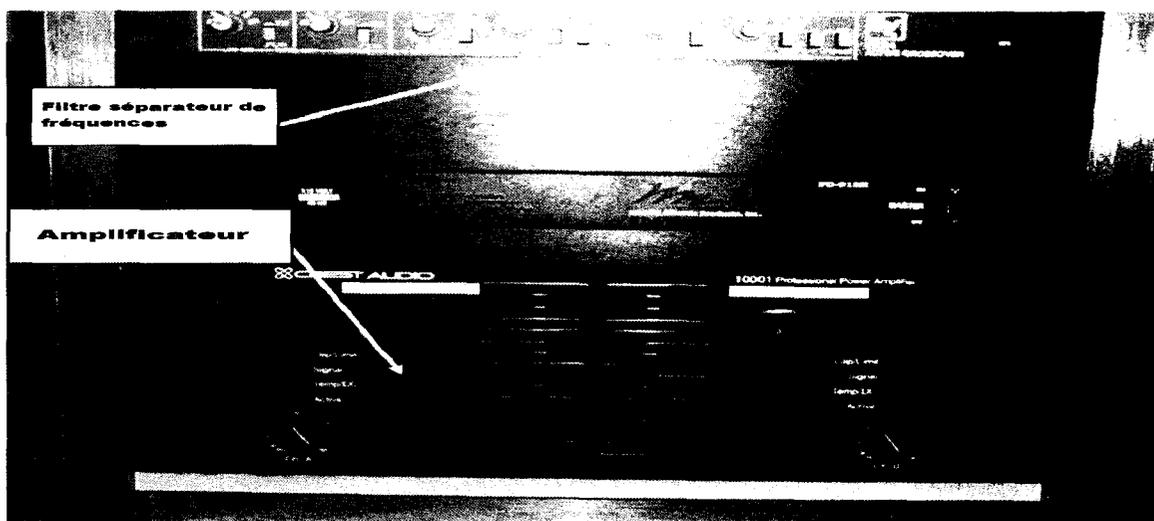


Figure 6-7 Système d'amplification et de filtrage

6.2.2.2.1 Amplificateur à deux canaux

Un amplificateur audio de marque CREST modèle 10001 à deux canaux est utilisé. Le premier canal est connecté aux haut-parleurs de basses fréquences (20 Hz à la fréquence de coupure [*fréquence d'ajustement du filtre qui est fonction des conditions d'opération*]) qui activent le système sonore situé au-dessous de l'ÉSV. Le deuxième canal est connecté aux haut-parleurs de hautes fréquences (de la fréquence de coupure à 2 000 Hz) qui activent le système sonore situé au-dessus de l'ÉSV.

La réponse en fréquence est constante à 0,3 dB entre 20 Hz et 20 kHz. La puissance nominale disponible pour l'émission du bruit blanc entre 20 Hz et 20 kHz est de 3 500 watts par canal à 2 Ω . De plus, l'amplificateur est muni d'un indicateur de saturation du signal ainsi que de protection thermique.

6.2.2.2.2 Filtre séparateur de fréquences « Crossover »

Le signal provenant du système de contrôle et de mesures passe d'abord par un filtre séparateur de fréquences « Crossover ». Ce dernier permet de séparer les différentes composantes du signal et les dirige vers le canal d'amplification approprié. Le séparateur de fréquences permet une coupure de 24 dB/octave. Il est de type Linkwitz-Riley du 4^{ème} ordre.

6.2.2.3 Système d'émission sonore

Ce système, constitué de deux séries de haut-parleurs, a pour fonction de faire vibrer l'équipement en utilisant des ondes acoustiques de haute intensité en champ proche. Il est composé des sous-systèmes suivants :

- Enceinte acoustique de basses fréquences;
- Enceinte acoustique de hautes fréquences.

Les haut-parleurs qui composent ces sous-systèmes ont été choisis en fonction de la plage de fréquences à l'intérieur de laquelle ils sont les plus efficaces. Les haut-parleurs qui sont intégrés dans les enceintes de basses et de hautes fréquences ont été soumis à une stimulation ESS pour éliminer les défaillances infantiles.

6.2.2.3.1 Enceinte acoustique de basses fréquences

Ce sous-système est constitué de deux haut-parleurs de 46 cm (18 pouces) qui émet dans la plage de fréquences nominales de 20 à 300 Hz. Ce haut-parleur de basses fréquences est couplé à une caisse de résonances adaptée sur laquelle le baffle acoustique et le support de l'ÉSV sont montés.

6.2.2.3.2 Enceinte acoustique de hautes fréquences

Ce sous-système est composé d'une série de quatre (4) haut-parleurs de 25 cm (10 pouces). Ces haut-parleurs émettent dans la plage de 300 à 2 000 Hz (nominal) et sont situés au-dessus de l'ÉSV. Les haut-parleurs sont assemblés à un boîtier adapté, cet assemblage est monté sur une structure mécanique qui permet son déplacement vertical de façon à créer un espace suffisant pour l'installation des ÉSV. Une fois l'ÉSV installé, les haut-parleurs sont abaissés à la hauteur voulue, juste au-dessus de l'ÉSV.

6.2.2.4 Système de support et de fixation

Le système de support et de fixation a pour fonction de positionner l'ÉSV à une distance optimale des systèmes d'émission sonore et de les maintenir en place. Il est situé à l'intérieur de l'enceinte acoustique. Le système de support et de fixation est composé des trois (3) sous-systèmes suivants :

- Le baffle acoustique;
- Le support de ou des Équipement(s) Sous Vérification (ÉSV);
- Le mécanisme de levage.

6.2.2.4.1 Baffle acoustique

Le baffle est un écran acoustique adapté situé entre l'ÉSV et le système d'émission sonore de basses fréquences. Il permet d'optimiser le niveau de vibrations aux basses fréquences sur l'ÉSV et aussi de limiter l'émission acoustique au poste de travail. Le baffle utilisé est une pièce faite à partir d'un panneau de 1,6 cm (5/8 pouce) d'épaisseur dans lequel une ouverture adaptée à l'ÉSV est réalisée. Une cavité adaptée a été aménagée dans la caisse de résonance au-dessus du haut-parleur de 46 cm (18 pouces) afin d'y monter le baffle. La cavité a été conçue pour que le baffle puisse être changé car plusieurs baffles différents pourront être nécessaires en fonction des dimensions des Équipement(s) Sous Vérification (ÉSV).

6.2.2.4.2 Support de l'ÉSV

Le support de l'ÉSV est constitué de rails de fixation à points d'attaches variables qui sont adaptables aux caractéristiques du produit sous stimulation vibratoire. Chacun des

rails a une longueur de 20 ou 25 cm et il est possible d'y insérer jusqu'à 3 attaches rapides à des localisations choisies par l'opérateur en fonction de l'espace disponible sur l'ÉSV et des caractéristiques dynamiques du produit.

6.2.2.4.3 Mécanisme de levage

Le mécanisme de levage a pour fonction de positionner l'enceinte acoustique des haut-parleurs de hautes fréquences à la distance voulue au-dessus de l'ÉSV. Une butée contrôle la position d'essai et la hauteur de la butée est ajustée par l'opérateur de l'ESSAD. Pour les opérations d'entretien, un système d'immobilisation de l'enceinte de hautes fréquences assure la sécurité de l'opérateur.

6.2.2.5 Enceinte d'isolation acoustique

Elle abrite le système d'émission sonore, le support et la fixation. La fonction principale de l'enceinte acoustique est de limiter le niveau sonore dans l'environnement voisin de l'ESSAD.

En opération normale, le niveau de bruit produit par l'ESSAD est inférieur à 70 dB(A) au poste de l'opérateur. Ce niveau est tout à fait acceptable car il est bien en-deçà des normes indiquées dans le règlement sur la qualité du milieu de travail du Québec et est aussi largement inférieur au niveau qui se retrouve généralement dans l'industrie électronique dans les sections de fabrication et d'assemblage.

6.2.2.6 Système de contrôle et mesures de température

Un logiciel de contrôle de température et de vibrations intégré (CRIQ VIEW) permet le contrôle de la température à l'intérieur de l'enclos climatique à l'aide d'un élément chauffant d'une puissance de 8 kW et de la valve cryogénique proportionnelle combinée à la bonbonne d'azote liquide.

6.2.2.6.1 Contrôle de température

Le système de contrôle consiste en un contrôleur de températures Watlow relié à un ordinateur. Le contrôleur et l'ordinateur sont reliés avec une communication RS-232. La programmation des variations est générée à l'aide du logiciel CRIQ VIEW, à partir duquel on peut travailler en manuel ou en automatique. Ce logiciel est relié avec le logiciel de contrôle de vibrations «Vibration View». Des thermocouples type T sont utilisés pour mesurer et effectuer la rétroaction de la température. Le contrôleur envoie un signal proportionnel 4 – 20 mA au module de contrôle de l'élément ou à la valve de refroidissement électro-pneumatique. La valve électro-pneumatique requiert une pression nominale d'entrée de 80 psi(g). Dans la configuration de base, deux thermocouples sont utilisés pour contrôler et mesurer la température de l'air et de l'ÉSV. Le module d'acquisition de température permet la mesure de température à l'aide de 14 canaux supplémentaires. Le contrôleur de température est illustré à la figure 6-7.

6.2.2.6.2 Chauffage

L'élément chauffant du prototype bêta est de 8 kW pour permettre une variation de température plus rapide sur l'échantillon et ainsi honorer nos spécifications fonctionnelles.

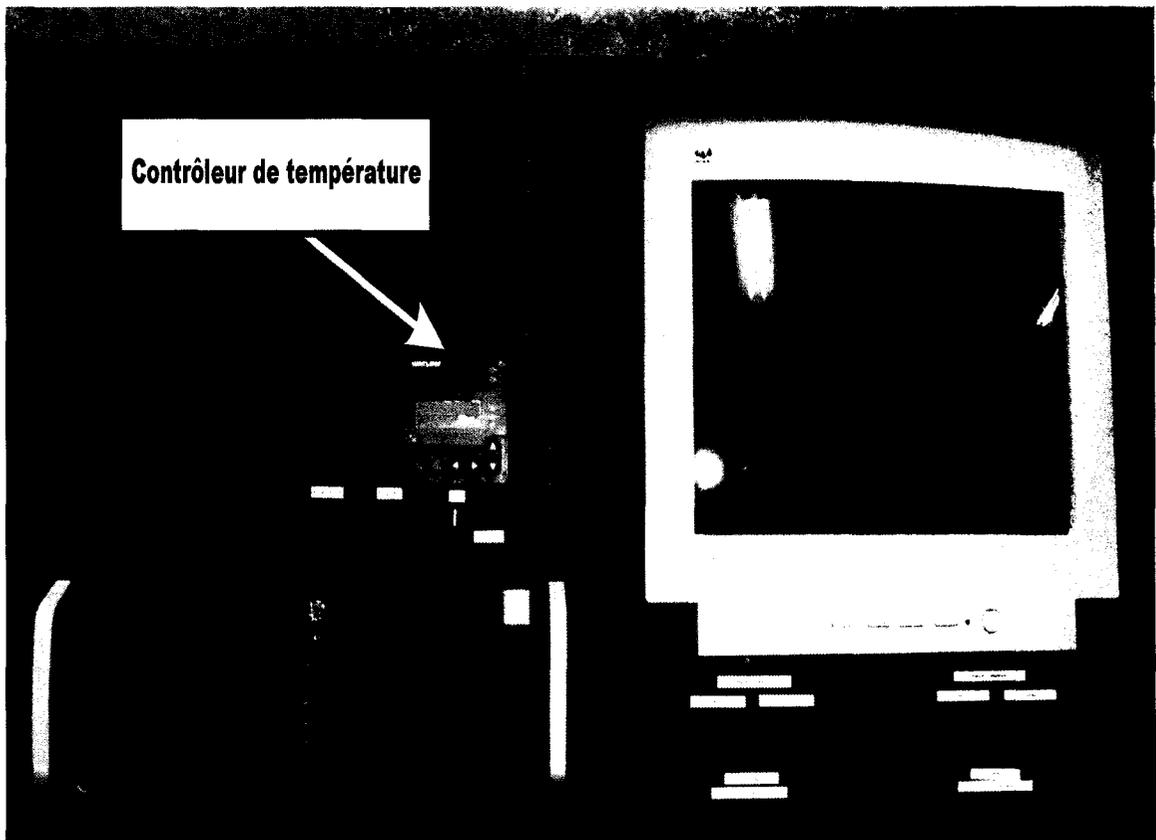


Figure 6-8 Contrôleur de température

6.2.2.6.3 Refroidissement

Le même type de réservoir d'azote liquide est utilisé pour le refroidissement que pour le prototype alpha. Il s'agit d'un réservoir d'une capacité de 230 litres pour une utilisation nominale de 8 heures. La pression d'opération est de 100 psi pour permettre l'amélioration des performances de refroidissement. La figure 6-9 illustre une vue d'ensemble du vibreur acoustique ESSAD incluant le système de refroidissement et la bonbonne d'azote liquide.

Un enclos thermique permettant une excellente uniformité de la température a été conçu. Cet enclos est présenté à la figure 6-10. Les résultats de variations de température surpassent largement la spécification fonctionnelle qui est de 50 °C/minute en chauffage ou en refroidissement. Lors d'un essai typique illustré à la figure 6-11, les gradients thermiques sur le produit dépasse 90 °C/minute pour une période d'une minute après le début du chauffage ou du refroidissement.

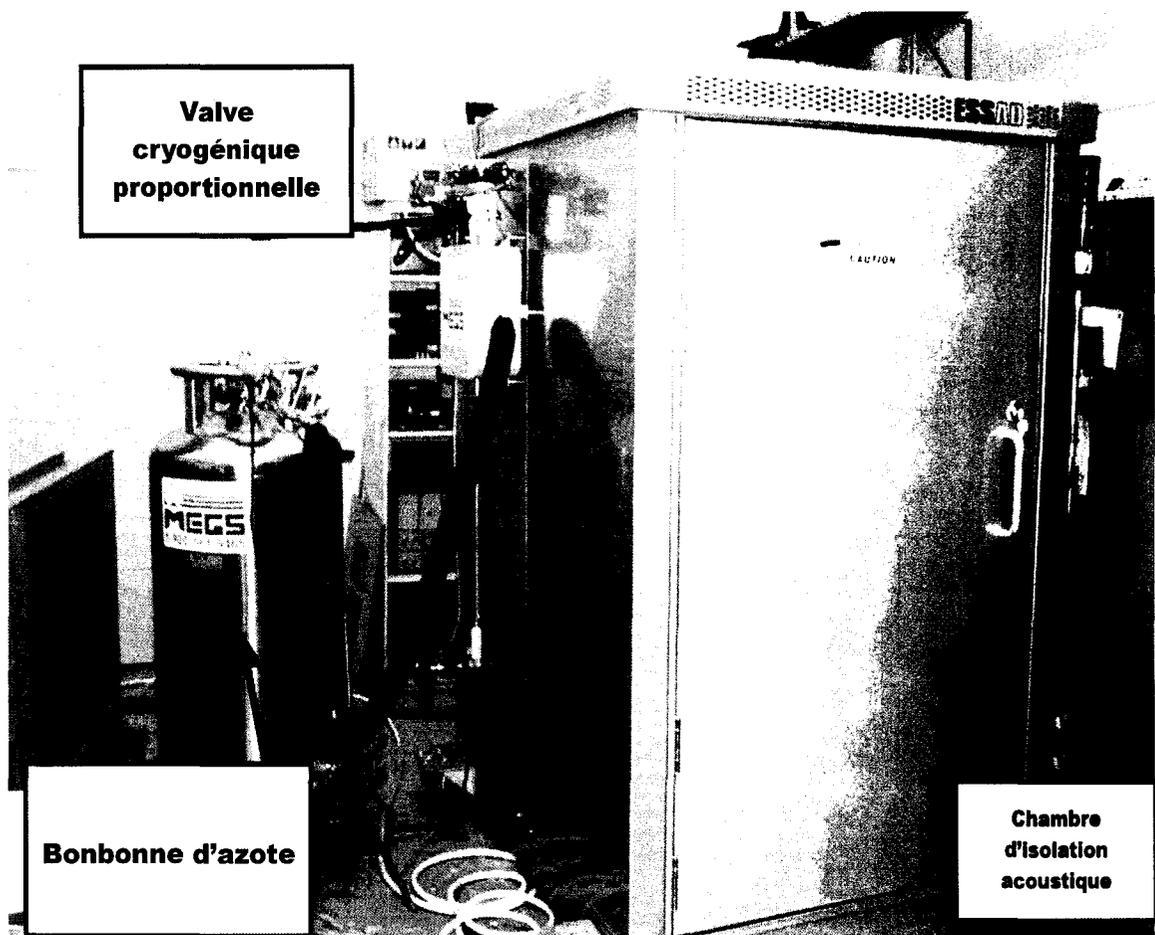


Figure 6-9 Vue d'ensemble ESSAD et du le système de refroidissement

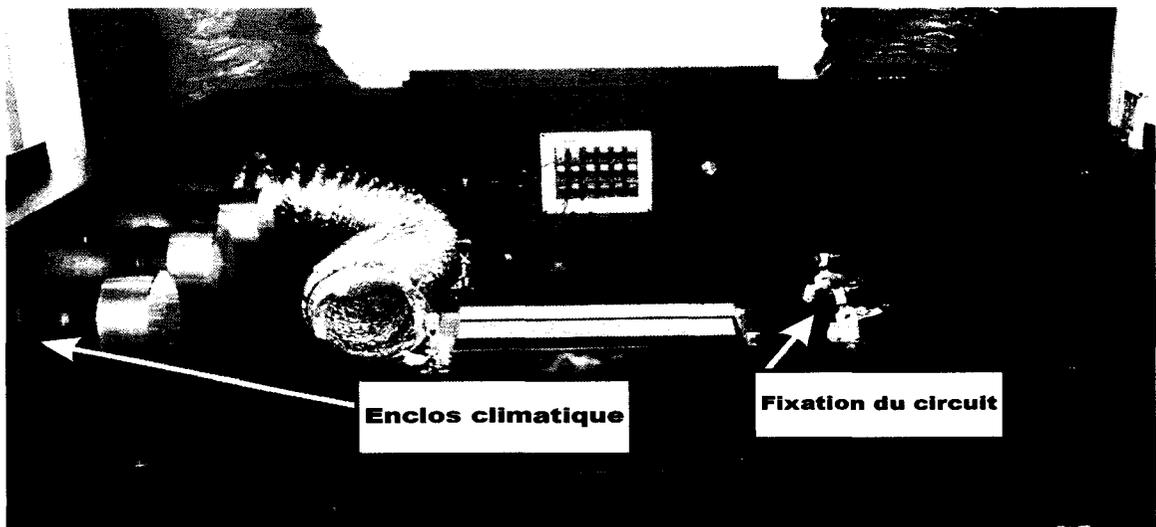


Figure 6-10 Enclos climatique

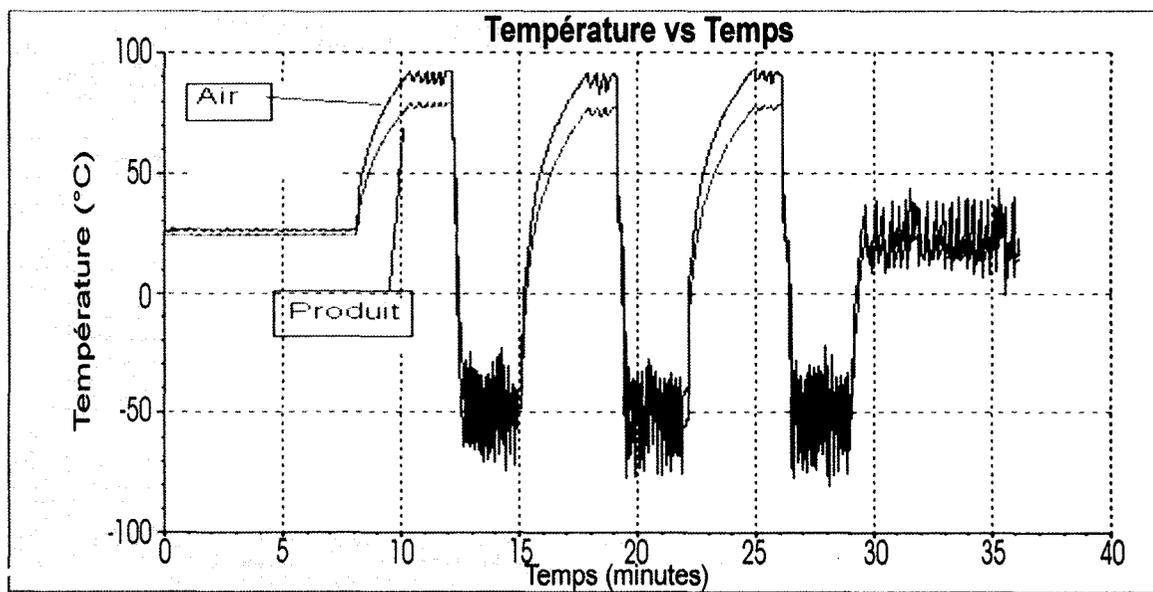


Figure 6-11 Résultats de variations de température sur un produit électronique

Les tableaux 6-I à 6-III illustrent les variations de températures en chauffage et refroidissement dans l'air et sur le produit pour différents intervalles de temps et différentes températures initiales.

Tableau 6-I
Chauffage à partir d'une basse température

Chauffage : Variation de température dans le produit à partir d'une basse température				
Intervalle de temps (minutes) dt	Variation de température dans l'intervalle de temps dT (°C)	Gradient de température dT/dt (°C/min)	T initiale (°C)	T finale (°C)
3,2	125,6	39,5	-49,1	76,5
3,1	123,3	40,4	-49,1	74,2
2,7	124,6	45,6	-49,1	75,5
2,4	120,2	49,4	-49,1	71,1
2,1	115,8	54,7	-49,1	66,7
1,8	110,5	61,4	-49,1	61,4
1,5	104,3	70,3	-49,1	55,2
1,2	97,6	82,5	-49,1	48,5
0,9	88,9	102,6	-49,1	39,8
0,6	75,8	137,8	-49,1	26,7
0,2	52,1	223,2	-49,1	3,0

Tableau 6-I (suite)

Chauffage à partir d'une basse température

Chauffage : Variation de température dans l'air à partir d'une basse température				
Intervalle de temps (minutes) dt	Variation de température dans l'intervalle de temps dT (°C)	Gradient de température dT/dt (°C/min)	T initiale (°C)	T finale (°C)
3,2	131,8	41,4	-40,5	91,3
3,1	128,7	42,2	-40,5	88,2
2,7	131,0	47,9	-40,5	90,5
2,4	126,7	52,1	-40,5	86,2
2,1	121,8	57,5	-40,5	81,3
1,8	116,3	64,6	-40,5	75,8
1,5	110,4	74,4	-40,5	69,9
1,2	102,7	86,8	-40,5	62,2
0,9	93,3	107,6	-40,5	52,8
0,6	80,0	145,5	-40,5	39,5
0,2	52,2	223,7	-40,5	11,7

Tableau 6-II

Chauffage à partir de la température ambiante

Chauffage : Variation de température dans le produit à partir de la température ambiante				
Intervalle de temps (minutes) dt	Variation de température dans l'intervalle de temps dT (°C)	Gradient de température dT/dt (°C/min)	T initiale (°C)	T finale (°C)
1,5	44,6	30,4	24,1	68,7
1,2	40,4	34,1	24,1	64,5
0,9	34,2	39,5	24,1	58,3
0,6	27,4	48,4	24,1	51,5

Tableau 6-II (suite)

Chauffage à partir de la température ambiante

Chauffage : Variation de température dans l'air à partir de la température ambiante				
Intervalle de temps (minutes) dt	Variation de température dans l'intervalle de temps dT (°C)	Gradient de température dT/dt (°C/min)	T initiale (°C)	T finale (°C)
0,3	17,4	69,6	24,1	41,5
1,5	55,2	37,6	26,3	81,5
1,2	50,1	42,3	26,3	76,4
0,9	43,3	50,0	26,3	69,6
0,6	35,4	62,5	26,3	61,7
0,3	24,2	96,8	26,3	50,5

Tableau 6-III

Refroidissement à partir d'une haute température

Refroidissement : variation de température sur le produit à partir d'une haute température				
Intervalle de temps (minutes) dt	Variation de température dans l'intervalle de temps dT (°C)	Gradient de température dT/dt (°C/min)	T initiale (°C)	T finale (°C)
2,5	-134,7	-53,9	78,8	-55,9
2,4	-116,4	-47,8	78,8	-37,6
1,8	-130,6	-71,9	78,8	-51,8
1,8	-121,0	-66,6	78,8	-42,2
1,5	-128,5	-85,7	78,8	-49,7
1,2	-124,8	-105,5	78,8	-46,0
0,9	-125,0	-144,2	78,8	-46,2
0,3	-56,7	-226,8	78,8	22,1

Tableau 6-III (suite)

Refroidissement à partir d'une haute température

Refroidissement : variation de température sur l'air à partir d'une haute température				
Intervalle de temps (minutes) dt	Variation de température dans l'intervalle de temps dT (°C)	Gradient de température dT/dt (°C/min)	T initiale (°C)	T finale (°C)
2,5	-160,2	-64,1	92,4	-67,8
2,4	-143,1	-58,8	92,4	-50,7
1,8	-127,5	-70,2	92,4	-35,1
1,8	-158,0	-87,0	92,4	-65,6
1,5	-162,2	-108,1	92,4	-69,8
1,2	-127,2	-107,5	92,4	-34,8
0,9	-153,0	-176,6	92,4	-60,6
0,3	-96,3	-385,2	92,4	-3,9

6.2.3 Comparaison du vibreur acoustique par rapport aux équipements conventionnels

À l'intérieur de cette section, une comparaison entre l'équipement de vibration acoustique développé lors de ces travaux et les équipements conventionnels (électrodynamique et pneumatique) est réalisée. Cette comparaison porte sur les performances des équipements mais aussi sur le coût ainsi que sur l'opération, la maintenance et la durée de vie. Dans le tableau I de l'introduction, une comparaison des équipements conventionnels avec les caractéristiques envisagées du vibreur acoustique a été présentée. Plusieurs caractéristiques techniques de chaque type d'équipement ont été présentés et ne seront pas reprises ici.

Performances et efficacité : les résultats obtenus au cours des différentes implantations industrielles avec le vibreur acoustique montrent que celui-ci est une alternative

technique valable aux équipements conventionnels pour l'implantation d'un procédé ESS en milieu industriel. L'ESS au niveau de la CCI est facilité par l'utilisation du vibreur acoustique malgré que la stimulation vibratoire de systèmes complets ait aussi été réalisée. A l'instar du vibreur électrodynamique, le vibreur acoustique permet la génération de vibration dont le spectre d'excitation est contrôlable. Cette possibilité de contrôle de vibration permet d'envisager l'utilisation de la personnalisation des spectres ESS telle que décrite au chapitre 5 de cette thèse. L'utilisation de la personnalisation des spectres vibratoires est impossible avec les vibreurs de type pneumatique car ceux-ci ne possèdent aucune capacité d'ajustement ou de contrôle du spectre vibratoire. De plus, l'équipement de vibration acoustique développé à l'intérieur de ces travaux combine de façon efficace les stimulations thermique et vibratoire. En effet, comme indiqué à la section précédente, le refroidissement sur la CCI atteint 100°C/min pour une période de une minute, ce qui est supérieur aux variations de température à l'intérieur des équipements de stimulations combinées conventionnelles (vibration pneumatique et refroidissement à l'azote liquide). La possibilité de réaliser des stimulations thermiques à un gradient de température élevé est possible à l'aide du vibreur acoustique grâce à l'utilisation d'une cavité thermique réduite par rapport aux équipements conventionnels.

Coûts : comme mentionné au tableau I, le coût des équipements conventionnels dont les capacités sont semblable à celui de vibreur acoustique développé à l'intérieur de ces travaux sont :

- Vibreur électrodynamique : environ 130 k\$ US ou plus (soit au moins 170 k\$ canadien avec un taux de change 1,3 \$CAN/ \$ US)
- Vibreur pneumatique combiné à une chambre environnementale : au moins 80 k\$ US ou plus (soit au moins 105 k\$ canadien avec un taux de change 1,3 \$CAN/ \$ US)
- Vibreur acoustique : on ne connaît pas le coût de fabrication en série d'un équipement de ce type. Par contre, l'intégration des prototypes de vibreur acoustique couplés avec une chambre environnementale possède un coût

d'intégration inférieur à 80 k\$ canadien. L'optimisation des méthodes d'intégration et des choix des composantes permettront de réduire les coûts associés à l'intégration des futures unités. Cette réduction de coût est nécessaire à une pénétration importante de l'équipement de vibration acoustique dans l'industrie électronique. Une possibilité supplémentaire serait de considérer vendre la chambre thermique comme une option.

Opération : l'opération du vibreur acoustique et des équipements conventionnels de vibration est d'une complexité comparable aux équipements conventionnels. Elles requiert un opérateur qui est sensibilisé aux particularités des essais vibratoires.

Maintenance : selon les informations recueillies lors de la mise en service du vibreur acoustique, la maintenance de cet équipement est minimale. Une liste exhaustive des actions de maintenance demeure à confirmer.

Durée de vie : des données relatives à la fiabilité en service de l'équipement de vibration acoustique permettent de conclure que la période de temps s'écoulant avant de prévoir une action de maintenance est largement supérieure à la valeur spécifiée au cahier des charges, soit 1000 heures. Cette valeur se compare favorablement aux équipements de vibration conventionnels.

6.3 Conclusion

Le vibreur acoustique ESSAD permet de réaliser des stimulations vibratoires et thermiques qui sont pleinement adaptées à la détection de défaillances latentes présentes à l'intérieur des systèmes électroniques. Des résultats d'implantation en industrie et en laboratoire à l'aide du vibreur acoustique, recueillis sur une période de 3 ans (2000-2003), ont été présentés permettant de montrer l'efficacité de la nouvelle technologie de

vibration par excitation acoustique développée à l'intérieur de ce projet de recherche. Finalement, la configuration de l'équipement a été décrite et comparée aux équipements conventionnels. Celle-ci est pleinement maîtrisée et complète, permettant la mise en marché de la technologie.

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'utilisation de la technologie et des méthodes novatrices de personnalisation des spectres ESS proposées dans cette thèse permet la précipitation de défauts latents présents dans les produits électroniques de façon efficace et sécuritaire et ce, à moindre coût par rapport aux technologies concurrentes. Cette recherche a mené au développement d'un équipement de vibration acoustique pouvant être utilisé pour l'implantation industrielle du procédé ESS. Au regard des résultats obtenus, il est possible de conclure à la réussite de cette entreprise. En effet, ce projet de recherche a permis le développement d'une nouvelle technologie adaptée à la stimulation vibratoire des produits électroniques et pour laquelle une protection par brevet a été obtenue dans plusieurs pays dont le Canada et les États-Unis. Un processus unique et efficace a été aussi proposé pour la personnalisation du procédé ESS qui est fondée sur une connaissance des caractéristiques dynamiques des circuits.

Les problématiques économiques, technologiques et scientifiques que nous avons fixées au départ ont été pleinement résolues.

Problématique économique : le développement du vibreur acoustique à moindre coût par rapport aux équipements de vibration conventionnels a été discuté en détail au chapitre 6. Cet équipement rencontre les exigences spécifiques décrites au cahier des charges (annexe 2) et répond aux besoins des grandes et petites entreprises du domaine de la fabrication électronique pour l'implantation de l'ESS. L'équipement de vibration acoustique a fait l'objet d'une protection par une famille de brevets internationaux, « Vibration testing apparatus and method using acoustical waves » :

- Demande canadienne no 2,377,578 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : 4 janvier 2001, examen demandé le 21 décembre 2001[80];
- Demande américaine (no de demande 10/018,348) : date de dépôt : 28 juin 2000, demande acceptée le 16 mai 2003, délivrance en 2003, no de brevet à venir [81];

- Demande européenne no 00943504.1 : date de dépôt : 28 juin 2000, publication no : EP 1295098A1, date de publication : 26 mars 2003, examen demandé le 31 janvier 2003 [82] ;
- Demande japonaise no 2001-50647 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2007 [83];
- Demande chinoise no 00819818.7 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2003 [84];
- Demande indonésienne no W-00200300170 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2003 [85];
- Demande coréenne (Sud) no 10-2002-7017903 : date de dépôt : 28 juin 2000, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 28 juin 2005 [86].

Un article de conférence et un article de revue traitaient de la présentation de l'équipement de vibration acoustique :

- F. Lafleur, « *Development of an ESS Acoustical Device : ESSAD* », 6th Annual IEEE Accelerated Stress Testing, AST 2000, Denver, 2000 [116].
- W. Tustin, F. Lafleur, « *Acoustical Screening of PWB : a sound solution* », Evaluation Engineering, Août 2001, pages 58-63 [117].

Problématique technologique : le procédé ESS a été implanté lors de plusieurs travaux en laboratoire et en milieu industriel à l'aide du vibreur acoustique développé à l'intérieur de ces travaux. La configuration de l'équipement de vibration acoustique servant à l'implantation industrielle du procédé ESS est présentée au chapitre 6, ainsi que plusieurs résultats de précipitation de défauts. Ceux-ci montrent que le procédé ESS a été implanté efficacement sans aucun compromis relatif aux performances de l'équipement de vibration acoustique. L'installation et la mise en service d'un équipement en milieu industriel depuis le mois de mai 2002 a permis de valider les effets positifs de l'implantation du vibreur acoustique sur une période étendue.

Problématique scientifique : l'accomplissement de ce projet a nécessité la réalisation d'une étude multidisciplinaire ayant pour objet le fractionnement du processus d'excitation acoustique des circuits et de précipitation de défaillances en trois parties :

1. Relations acoustique-vibrations :
2. Relations vibrations-contraintes :
3. Relations contraintes-fatigue :

L'étude de chacun des maillons de la chaîne a été réalisée et est présentée à l'intérieur des différents chapitres de la thèse.

1. Relations acoustique-vibration : l'évaluation des relations acoustique-vibrations a été principalement réalisée au chapitre 2. Ainsi, nous avons montré que l'efficacité du champ direct est plus élevée que celle du champ réverbérant pour l'excitation acoustique des circuits. De plus, nous avons découvert le rôle essentiel du baffle autour du circuit pour l'obtention de niveaux vibratoires élevés aux basses fréquences.

2. Relations vibrations-contraintes : deux objectifs ont été atteints pour l'étude des relations vibration-contrainte sur les CCI. Il s'agit de l'évaluation du niveau de vibration requis pour produire une contrainte permettant la précipitation de défauts latents et n'affectant pas les composantes saines ainsi que du développement des techniques d'analyse modale acoustique pour la détermination des fréquences de résonance et de l'amortissement du circuit à l'aide d'excitation acoustique.

2.1 Niveau de vibration : les relations vibrations-contraintes ont fait l'objet du chapitre 4 dans lequel nous avons présenté des résultats de précipitation de défauts typiques sur des circuits électroniques ainsi qu'une étude de résultats d'un essai de fatigue sur des circuits sains et comprenant des défaillances. Ainsi, nous avons montré qu'un niveau de vibration de $18g_{\text{eff}}$ pour 10 minutes à la première fréquence de résonance d'un circuit permet de précipiter de façon sécuritaire de mauvais joints de soudure pour composantes telles que des résistances ou des condensateurs. Pour un type particulier de CI, ce niveau a été établi à $14g_{\text{eff}}$ pour 10 minutes.

2.2 Analyse modale : l'utilisation de méthodes d'analyse modale à excitation acoustique est essentielle à la personnalisation des spectres ESS. Le chapitre 3 a présenté une nouvelle méthode d'analyse modale à référence multiple appelé AMAMISO pour (Analyse Modale Acoustique Multiple Inputs Multiple Outputs). Nous avons aussi montré que l'analyse modale acoustique à référence unique AMASISO (Analyse Modale Acoustique Single Input Single Output) ou AMASIMO (Analyse Modale Acoustique Single Input Multiple Outputs) permet l'identification de déformées modales de structures souples telles que les circuits électroniques mais aussi de structures rigides telles que des aubes de turbine hydraulique. Un brevet et quatre articles de conférence ont été publiés relativement aux travaux relatifs à l'analyse modale.

Brevet : Méthode d'analyse modale à références multiples, « Modal analysis method and apparatus therefore » :

- Demande canadienne no 2,348,320 : date de dépôt : 18 mai 2001, date de publication : 18 novembre 2002, examen demandé le 13 novembre 2002 [88];
- Demande américaine (no de demande 10/142,871) : date de dépôt : 19 juin 2001, publication no 20020183942, date de publication : 5 décembre 2002, examen automatique [89].

Trois articles traitent de l'analyse modale à référence unique :

- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, « *Analyse modale de circuits électroniques à l'aide de sources acoustiques : méthodes, résultats et utilisation* », 66^{ème} congrès de l'ACFAS (Association Canadienne Française pour l'avancement des sciences), Québec, 1998 [93].
- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, « *Modal analysis of electronic circuit using acoustical sources : Methods, Results and Use* », 4th Annual IEEE Accelerated Stress Testing, AST 1998, Pasadena, 1998 [94].
- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, « *Analyse modale expérimentale par excitation acoustique* », 17^{ème} congrès Canadien de Mécanique Appliquée CANCAM 99, Hamilton, 1999, pages 137-138 [61].

Un article traite de l'analyse modale à référence multiple :

- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, « *Modal analysis of structures using acoustical excitation* », 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2000, Nice, 2000 [90].

3. Relations contraintes-fatigue : l'étude des relations contraintes-fatigue au chapitre 4 nous a permis de démontrer que le niveau de contrainte induit par la flexion du circuit est plus importante que celle créée par la force d'inertie, ce qui a pour effet de mettre en évidence l'importance des modes de basses fréquences pour la précipitation de défaillances de circuits électroniques. Ensuite, au chapitre 5, nous avons décrit une méthode novatrice de contrôle de l'excitation acoustique dans le but de personnaliser le spectre ESS en fonction des caractéristiques dynamiques du circuit. Nous avons alors discuté de l'adaptation de cette méthodologie pour la modification des spectres ESS personnalisés en fonction de la température permettant ainsi d'ajuster le procédé ESS lors de l'application de stimulations combinées. Un brevet et un article de conférence ont été publiés relativement aux travaux relatifs à l'étude des relations contraintes-fatigue.

Brevet : Méthode de personnalisation des spectres de vibration, « *Method for determining a vibratory excitation spectrum tailored to physical characteristics of a structure* » :

- Demande canadienne (no de demande à venir) : date de dépôt : 30 avril 2003, date de publication : à venir, examen à demander d'ici le 30 avril 2008 [109];
- Demande américaine (no de demande à venir) : date de dépôt : 30 avril 2003, date de publication : à venir, examen automatique [110].

Un article traite de la personnalisation des spectres vibratoires :

- F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, « *ESS Spectrum Tailoring with Combined Thermal and Acoustical Excitation* », ESTECH 2003, Anaheim, CA. [108].

Ce projet a mené à un avancement scientifique important dans les domaines de l'excitation acoustique des structures et de l'analyse modale expérimentale qui a été efficacement adaptée à l'ESS des circuits électroniques.

RECOMMANDATIONS

À la suite de ces travaux, il serait souhaitable que la technologie de vibration acoustique développée soit utilisée par un nombre croissant d'entreprises du domaine de l'électronique afin de pouvoir augmenter la qualité des produits livrés à leur clientèle. Cette implantation accrue devra faire l'objet d'une commercialisation de la technologie.

De plus, la poursuite des travaux de recherche et de développement dans les domaines de l'excitation acoustique des structures et en particulier des circuits électroniques devrait faire l'objet de travaux. Plus précisément, quatre thèmes pourraient être abordés :

1. Étude de l'efficacité du couplage vibro-acoustique des plaques et des circuits électroniques dans la plage des hautes fréquences pour permettre la génération de contraintes dans les composantes. Cette étude permettrait l'extension de la gamme de l'excitation acoustique.
2. Amélioration du modèle d'analyse modale AMAMISO à l'aide de méthodes telles que :
 - l'augmentation artificielle du nombre de points de connaissance de la force d'excitation acoustique en utilisant une interpolation entre les points de mesure;
 - l'augmentation artificielle du nombre de points de connaissance de la force d'excitation acoustique par simulation des caractéristiques de propagation de la source;
 - la combinaison des techniques précédentes avec la réduction du modèle à l'aide d'une technique à la condensation de Guyan, pour que le nombre de degrés de liberté du modèle soit égal au nombre de capteurs de signaux d'entrée.

3. Réalisation des essais de résistance à la fatigue mécanique sur différents types de composants électroniques tels que les BGA.
4. Début de la conception d'un vibreur acoustique amélioré permettant la vérification des CCI directement sur la ligne de montage.

ANNEXE 1

**Formules du facteur de rayonnement d'après Maidanek provenant de l'ouvrage de
Lesueur [40]**

Formules du facteur de rayonnement d'après Maidanek

a) $k < k_{mn}$ et $k_y < k < k_x$

$$\sigma_{mn} = \frac{k (k_x^2 + k_{mn}^2 - k^2)}{a k_x (k_{mn}^2 - k^2)^{3/2}} \quad (\text{A1-1})$$

b) $k > k_{mn}$

$$\sigma_{mn} = \frac{k}{(k^2 - k_{mn}^2)^{1/2}} \quad (\text{A1-2})$$

c) $k < k_{mn}$ et $k_x < k < k_y$

$$\sigma_{mn} = \frac{k (k_y^2 + k_{mn}^2 - k^2)}{b k_y (k_{mn}^2 - k^2)^{3/2}} \quad (\text{A1-3})$$

d) $k = k_{mn}$

$$\sigma_{mn} = \frac{k}{3\pi} \left(\frac{a}{\sqrt{m}} + \frac{b}{\sqrt{n}} \right) \quad (\text{A1-4})$$

e) $k < k_{mn}$ avec $k < k_x$ et $k < k_y$

$$\sigma_{mn} = \frac{8k^2}{ab\pi k_x^2 \cdot k_y^2} \left[1 - (-1)^m \cdot \frac{\sin ak}{ak} - (-1)^n \cdot \frac{\sin bk}{bk} + (-1)^{m+n} \cdot \frac{\sin(k(a^2 + b^2)^{1/2})}{k(a^2 + b^2)^{1/2}} \right] \quad (\text{A1-5})$$

f) $k < k_{mn}$ avec $k > k_x$ et $k > k_y$

$$\sigma_{mn} = k \left[\frac{(k_x^2 + k_{mn}^2 - k^2)}{a k_x (k_{mn}^2 - k^2)^{3/2}} + \frac{(k_y^2 + k_{mn}^2 - k^2)}{b (k_y)(k_{mn}^2 - k^2)^{3/2}} \right] \quad (\text{A1-6})$$

où :

- le nombre d'onde acoustique : $k = \frac{2\pi}{\lambda}$;
- k_{mn} est nombre d'onde de la plaque en fonction de nombre d'onde en x et y :

$$k_{mn} = (k_x^2 + k_y^2)^{1/2} = \left(\frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \frac{n^2 \pi^2}{b^2} \right)^{1/2}$$

- a et b sont les dimension de la plaque dans l'axe x et y respectivement.

ANNEXE 2

Cahier des charges préliminaire (version 2)

Acoustique ESS

**CAHIER DES CHARGES
PRÉLIMINAIRE
(version 2)**

ACOUSTIQUE ESS

PI 18576 - 04

Responsable de projet : François Lafleur

Rédigé par : Alain Grondines

Avec la collaboration de : Jacques Aubé
Jean-Claude Boudreau
Jean Duranceau
Jean-Claude Fortin
Michel Jacob
Lyne Paquin
Yves Péloquin
Richard Tremblay

Date : 12 septembre 1997

NOTE : Le texte souligné représente le texte modifié par rapport à la version précédente.

1.0 DESCRIPTION GÉNÉRALE DU PRODUIT

L'appareil acoustique ESS est un équipement de contrôle de qualité qui sert à précipiter les défauts reliés à la mortalité infantile avant la livraison des produits. L'appareil acoustique (ESS), ci-après appelé « l'équipement », sera en mesure d'être utilisé à l'intérieur d'un procédé ESS (Environnemental Stress Screening).

Le concept est le suivant. L'appareil est une cavité fermée dans laquelle les produits sont soumis à une stimulation pouvant être constituée de vibrations et de cycles thermiques. Un opérateur insère les produits dans la cavité, ci-après appelée chambre, pour la durée de la stimulation environnementale. Il doit les retirer suite à la stimulation et remettre les produits dans la chaîne de production. Lors de la stimulation, les produits peuvent être vérifiés automatiquement à l'aide d'ATE (Automatic Test Equipment). Les conditions de stimulation sont choisies en relation avec le produit à vérifier et provoquent sa vibration sur une gamme de fréquences et d'amplitudes données. À ces vibrations, il est possible d'ajouter des cycles de chocs thermiques. Les caractéristiques (température, fréquence de vibration, durée, etc.) sont enregistrées pour consultation future. La vibration est induite en utilisant des ondes sonores de haute intensité.

Un système de contrôle permettra d'ajuster le niveau de vibration et les variations de températures requises.

Les bénéfices recherchés par les utilisateurs de ce type d'équipements sont :

- diminution des coûts de garantie et de non-qualité (qui entraînent les pertes de clients);
- augmentation de la qualité des produits livrés;
- amélioration ou maintien de l'image d'une entreprise qui livre des produits fiables.

2.0 PRÉSENTATION DU MARCHÉ VISÉ

2.1 Consommateur visé

Selon une première étude de marché, effectuée au printemps 1997, il a été déterminé que le produit est destiné aux industries du secteur électronique faisant partie des segments de marchés suivants :

- grosses entreprises qui fabriquent des produits ayant des spécifications précises;
- petites entreprises fabriquant des produits spécialisés ayant des spécifications précises à faible volume de production.

Toutefois, lors de l'enquête de marché, aucun cahier des charges n'existait, il est donc recommandé de valider ce marché avec le présent cahier des charges.

2.2 Processus d'achat et structure de distribution

À mesure que le projet de développement de cette technologie progressera et démontrera un potentiel réel, il est prévu que le CRIQ créera une société de commercialisation qui fera la promotion et vendra directement aux acheteurs du produit sans passer par des intermédiaires. Le choix de l'orientation de distribution sera à confirmer par la haute direction de cette société de commercialisation et/ou une étude de marché. Cette hypothèse fait que la seule marge bénéficiaire à considérer pour le moment est celle de la société de commercialisation.

2.3 Les concurrents et leur prix de vente

Une étude des performances et caractéristiques des équipements actuels en comparaison avec les performances estimées du vibreur acoustique permet d'évaluer que le prix de vente au consommateur final de l'équipement conventionnel est environ trois fois supérieur au prix de vente estimé du futur vibreur (environ 50 000 \$). Le tableau suivant illustre les résultats de l'étude des caractéristiques et des coûts des équipements conventionnels.

Ces informations proviennent de conversations avec des manufacturiers et utilisateurs de ce type d'équipements, ainsi que de diverses propositions reçues de certains manufacturiers. Elles sont basées sur l'utilisation du procédé ESS sur des équipements dont la taille se rapproche d'un ordinateur de bureau. Les coûts d'installation ne sont pas inclus.

Tableau : Coût estimatif des équipements selon leur qualité

	BAS DE GAMME	MÉDIANE	HAUT DE GAMME
Vibreur seulement (1 axe)	55 000 \$	85 000 \$	130 000 \$
Vibreur (1 axe) et température combinés	100 000 \$	145 000 \$	205 000 \$
Technologie	Pneumatique	Électrodynamique	Électrodynamique
Désavantages	Ne permet pas un contrôle adéquat pour bien réaliser l'ESS	Prix élevé et fiabilité moindre que haut de gamme	Prix élevé

2.4 Ampleur du marché et son évolution

Le marché visé est le marché nord-américain. Une étude de marché est nécessaire pour situer quantitativement l'importance du marché pour le produit à développer. Cette étude devra évaluer la part de marché qui devrait être accaparée par notre produit, ainsi que les quantités annuelles à fabriquer.

2.5 Positionnement du produit

L'équipement vise à tester des cartes individuelles ou des ensembles de cartes plutôt qu'à tester des systèmes complets, par exemple des boîtiers avec leurs cartes.

L'équipement est considéré comme faisant partie de la catégorie « haut de gamme ».

Il peut être acquis à bas prix par rapport aux produits concurrentiels.

3.0 ÉNONCÉ DES CONTRAINTES

3.1 Fabrication

En ce qui a trait à la fabrication et à l'installation de l'appareil, il devra être fabriqué à partir d'une majorité de composants disponibles commercialement (ex. : les haut-parleurs, le ou les blocs d'alimentation, etc.), afin de simplifier la logistique et de réduire les temps de développement.

Une fois que le fabricant sera identifié, la conception devra être ajustée afin de l'adapter à ses équipements de production. L'appareil sera livré tout assemblé et son installation devra être gardée au plus simple, c'est-à-dire qu'on aura qu'un câble d'alimentation à brancher, afin d'assurer la rapidité et la fiabilité de l'installation.

3.2 Brevets

Deux (2) études de brevets ont été réalisées, la première en 1993, la seconde en 1997. Ces études peuvent être consultées auprès de François Lafleur et/ou Jean-Claude Boudreau.

Les conclusions de ces études confirment la liberté d'exploitation de l'équipement et n'excluent pas la possibilité d'obtenir un ou des brevets sur la méthode de contrôle et de calibrage (à confirmer en cours de projet).

3.3 Normes et règlements applicables

Une recherche devra être entreprise afin d'identifier les normes et règlements pouvant influencer la conception et l'installation de ce produit (Exemples : CSA, UL).

3.4 Autres contraintes

Le coût de fabrication visé est de 35 000 \$ maximum en ce qui a trait à la partie acoustique et la cavité. La partie thermique sera en sus. Ceci tient compte de l'hypothèse qu'il n'y aura aucun intermédiaire entre la société de commercialisation et l'acheteur du produit.

4.0 EXPRESSION FONCTIONNELLE DU BESOIN

L'expression fonctionnelle du besoin est le résultat de l'analyse fonctionnelle du besoin pour l'ensemble du cycle d'utilisation du produit (de sa fabrication à sa destruction).

On y retrouve les fonctions de services et les fonctions techniques ordonnées par groupes fonctionnels. À chacune de ces fonctions sont associées des valeurs cibles mesurables (niveaux à atteindre, tolérances et les classes de flexibilité).

Les classes de flexibilité sont les suivantes :

F0 Aucune flexibilité, c'est un niveau impératif, tous les efforts doivent être entrepris pour atteindre ce niveau de performance.

F1 Très peu flexible, il faut atteindre ce niveau autant que possible.

F2 Ce niveau est flexible et peut être négocié.

F3 Ce niveau est suggéré, il est possible de suggérer autre chose.

Il est souhaitable également d'identifier les fonctions qui « doivent absolument - (a) » faire partie du produit final, ainsi que les fonctions « désirées - (d) ». Pour ces dernières, il est avantageux d'indiquer leur importance relative, car si des choix s'imposent, les efforts pourront être concentrés sur les fonctions les plus importantes. Cette caractéristique est associée à la classe de flexibilité et est indiquée dans la colonne FLEXIBILITÉ des tableaux ci-après.

Par exemple, une fonction qui doit absolument faire partie du produit et dont le niveau de performance à atteindre est très peu flexible, apparaîtra sous la forme : F1 - a. Tandis qu'une autre qui serait désirable et dont le niveau n'a aucune flexibilité et occupe le huitième rang d'importance parmi les fonctions désirées sera codée comme suit : F0 - d - 8.

Pour l'appareil acoustique ESS, les fonctions secondaires à satisfaire sont données dans les tableaux des pages suivantes, elles ont été associées aux fonctions principales suivantes :

- être convivial;
- être fiable;
- s'intégrer aux opérations;
- être compatible;
- être sécuritaire;
- assurer confort.

FONCTION PRINCIPALE	FONCTION SECONDAIRE	SPÉCIFICATION FONCTIONNELLE	NIVEAU VISÉ	TOLÉRANCE	FLEXIBILITÉ
Être convivial	Être facile d'ajustement	Ajuster amplitude de vibration du produit	<u>minimum 6 g (RMS)</u>	- 0 g	F0 - a
		Ajuster la gamme de fréquence du spectre de vibration	Nominal 20-2000 Hz	±1 %	F0 - a
			haute fréquence 2000 Hz à 5 KHz	±1 %	F2 - d - 9
		Ajuster température de test	- 50 à + 100 ° C	± 5 ° C	F0 - a
		Ajuster la durée de cycle	0 à 168 heures	± 0.1 %	F2 - a
		Ajuster la vitesse de <u>variation</u> de la température	<u>Minimum</u> 30 °C / min	± 1 ° C	F0 - a
	Permettre installation	L'opérateur peut rapidement installer les éléments à vérifier	<u>Maximum</u> 5 minutes / lot	+ 0	F2 - a
	Être facile à comprendre	Temps d'entraînement faible pour l'opérateur	1 semaine	± 0.5 sem.	F2 - a
	Être ergonomique	Manoeuvres <u>d'opération</u> faciles à faire	opinion de 6 personnes sur 10	- 2 personnes	F2 - a
	Raccorder équipements	<u>L'équipement ESS doit être flexible quant au branchement des appareils intérieurs vers l'extérieur</u>	opinion de 6 personnes sur 10	- 2 personnes	F2 - a
	Adapter connexion	On doit pouvoir changer rapidement le type de raccordement électrique entre l'appareil et les équipements ATE	2 heures	± 30 minutes	F2 - a
	Permettre vérification	L'opérateur doit être capable de vérifier la fonctionnalité et de calibrer l'appareil rapidement	5 minutes maximum	non requis	F1 - a

FONCTION PRINCIPALE	FONCTION SECONDAIRE	SPÉCIFICATION FONCTIONNELLE	NIVEAU VISÉ	TOLÉRANCE	FLEXIBILITÉ
Être fiable	Faciliter entretien	Les composants susceptibles de briser doivent être accessibles de façon à exiger peu de temps pour effectuer des changements de pièces	<u>opinion de 6 personnes sur 10</u>	- 2 personnes	<u>F2 - d - 4</u>
	Ancrer élément à vérifier	L'élément à tester ne doit pas sortir de ses ancrages pendant le test (<u>si un ancrage est nécessaire</u>)	100 % des éléments ancrés après le test	- 0 %	<u>F0 - a</u>
	Avertir en cas d' <u>opération hors limite</u>	L'appareil active une alarme lorsqu'une mauvaise opération est détectée (Hz, t, °C, etc.)	Avertisseur perceptible à la position de l'opérateur	± 10 pieds	<u>F1 - a</u>
	Suspendre test	L'appareil arrête les tests si une opération <u>hors limite</u> est détectée (Hz, t, °C, etc.)	<u>0.1</u> secondes après détection	± <u>0.1</u> seconde	<u>F0 - a</u>
	Communiquer information	Donner les raisons de l'arrêt de la mauvaise opération	<u>Maximum</u> 20 mots sur l'écran	+ <u>0 mot</u>	<u>F3 - a</u>
	Stimuler les éléments à tester	Les éléments à tester doivent vibrer, indépendamment de leur masse, selon sa classe de niveaux	0 à 1.0 kg > 1.0 kg à 5 kg > 5 kg à 15 kg		<u>F0 - a</u> <u>F1 - a</u> <u>F2 - a</u>
	Demander peu d'entretien	L'appareil doit être en mesure de fonctionner suffisamment longtemps avant d'exiger une activité de calibrage ou d'entretien préventif	1000 heures d'opération	± 100 heures	<u>F2 - a</u>

FONCTION PRINCIPALE	FONCTION SECONDAIRE	SPECIFICATION FONCTIONNELLE	NIVEAU VISÉ	TOLÉRANCE	FLEXIBILITÉ
S'intégrer aux opérations	Prendre peu d'espace	L'appareil doit occuper peu d'espace de plancher, incluant les systèmes rattachés	40 pi ²	± 5 pi ²	F2 - a
	Être transportable	Les trois (3) dimensions de l'appareil doivent permettre le passage dans une porte double	Porte de : 76 po de hauteur 64 po de largeur	+0, - 2 po +0, - 2 po	F2 - d - 5
	Être flexible	S'adapter aux types d'éléments à vérifier	Carte de <u>12 po X 12 po</u>	± 2 po sur la hauteur et ± 7 po longueur	F0 - a
			boîtier de <u>12 po X 12 po X 12 po</u>	± 10 po sur la hauteur, ± 7 po longueur et ± 7 po largeur	F1 - a
			<u>Équipement complet</u> <u>19 po X 15 po X 15 po</u>	± 3 po toutes dimensions	F2 - a
			Permettre de tester différentes quantités d'éléments à la fois	<u>5 à 20 cartes</u> <u>1 à 3 boîtiers</u>	<u>Aucune</u>
	Permettre archivage	L'appareil doit permettre de conserver les paramètres des tests (Hz, t, °C, etc.)	<u>À déterminer</u>	à déterminer	<u>F0 - a</u>
	Permettre caractérisation	L'appareil doit permettre la caractérisation des éléments à tester	Déterminer fréquence de résonance (Hz)	± 2 %	F1 - d - 3

FONCTION PRINCIPALE	FONCTION SECONDAIRE	SPECIFICATION FONCTIONNELLE	NIVEAU VISÉ	TOLÉRANCE	FLEXIBILITÉ	
S'intégrer aux opérations	Permettre définition	L'appareil doit permettre la définition de tests et les garder en mémoire	200 tests différents	± 10 %	F1 - a	
	Permettre implantation	L'appareil doit permettre l'utilisation par l'opérateur de tests définis	<u>opinion de 6 personnes sur 10</u>	- 2 personnes	F1 - a	
Être compatible	Permettre alimentation	L'appareil doit être compatible avec les systèmes électriques disponibles	<u>À déterminer</u>	Variation d'Hydro-Québec	F1 - d - 2	
	Respecter réglementation	Respecter le code du bâtiment	XX lb/pi ² (à déterminer)	selon le code	F1 - a	
	Permettre raccordement		Le contrôleur de l'appareil doit pouvoir être raccordé aux équipements ATE	100 % de communication	N/R	F2 - d - 1
			Il doit y avoir un lien électrique entre les éléments à tester et les équipements ATE	<u>Espace pour panneau d'accès de 12 po X 19 po</u>	± 1 po	F0 - a
			Le contrôleur de l'appareil doit pouvoir être raccordé aux équipements informatiques du client	Système d'exploitation à définir	à déterminer	F2 - d - 7
	Accepter gestion externe	L'opérateur doit être capable d'envoyer des commandes au contrôleur à partir des ordinateurs de son entreprise	Programme accepte commande externe	à déterminer	F1 - d - 8	

FONCTION PRINCIPALE	FONCTION SECONDAIRE	SPECIFICATION FONCTIONNELLE	NIVEAU VISÉ	TOLÉRANCE	FLEXIBILITÉ
Être sécuritaire	« Stopper » le fonctionnement	Quelque soit la raison, si la porte s'ouvre lorsque l'appareil est en opération, le test en cours s'arrête immédiatement.	0,5 seconde maximum	non requis	F0 - a
	Limiter le rayonnement électromagnétique	L'appareil doit respecter les normes d'émission électromagnétique	FCC partie 15	selon FCC	F1 - a
	Éviter obstruction	L'encombrement extérieur doit être gardé au minimum afin d'éviter les accidents	Opinion de 6 utilisateurs sur 10	± 2 utilisateurs	F2 - d - 6
	Éliminer gaz	L'appareil ne doit pas laisser échapper de gaz afin d'éviter l'empoisonnement (Ex. CO ₂ , N ₂)	Selon norme IRSST	Selon norme IRSST	F0 - a
Assurer confort	Réduire bruits	Le niveau de bruit pour un employé qui se situe dans l'environnement de l'appareil doit être acceptable	Maximum 70 dBa	+ 0 dBa	F0 - a
	Absorber vibration	Le niveau de vibration mécanique pour un employé qui se situe dans l'environnement de l'appareil doit être acceptable	à déterminer selon norme en vigueur	selon exigences de la norme	F1 - a
	Enfermer chaleur	L'appareil doit être isolé des pertes de chaleur afin de minimiser la hausse de température ambiante	Pertes acceptables de XX BTU/heure (à déterminer)	± XX BTU / heure (à déterminer)	F1 - a

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] A. C. Brombacher, *Reliability by Design*, John Wiley and Sons, 1992, 275 pages.
- [2] MIL-HDBK-217A, *Reliability Prediction Of Electronic Equipment*, 1995.
- [3] MIL-HDBK-781A, *Reliability Test Methods, Plan, and Environments for Engineering Development, Qualification and Production*, 1987.
- [4] IEST, Management and Technical Guidelines for the ESS Process, Mount Prospect, Illinois 60056 : Institute of Environmental Science and Technology, 1999, 75 pages.
- [5] G. K. Hoobs, *Accelerated reliability engineering*, John Wiley & Sons, 2000, 229 pages.
- [6] H. A. Chan and P. J. Englert, Chapter 1 : Introduction, *Accelerated Stress Testing Handbook : Guide for Achieving Quality Products/ edited by H. Anthony Chan, Paul J. Englert*, IEEE press, 2001, pp. 3-9.
- [7] J.F. Brochu, *Environmental Stress Screening : une étude de marché*, CRIQ, novembre 1998, 7 pages.
- [8] N. B. Fuqua, *Reliability Engineering for Electronic Design*, 1987.
- [9] NAVMAT-9492, *Navy Manufacturing Screening Program*, 1979.
- [10] M. Bellamy, *Environmental Stress Screening 2000 Project Results*, 2nd Accelerated Stress Testing Workshop, Dallas, 1997, 2 pages.
- [11] M. J. Bellamy, C. DeSantis, P. J. Englert, C. Felkins, M. Gibblel, J. Hess, L. Patch, A. Quintero, and R. Silver, *Environmental Stress Screening 2000*, National Center for Manufacturing science, NCMS Report 0006RE97, 30 April 1997, 77 pages.
- [12] C. Felkins, *Chapter 9 : Accelerated Stress Testing Equipment and Techniques*, *Accelerated Stress Testing Handbook : Guide for Achieving Quality Products / edited by H. Anthony Chan, Paul J. Englert*, IEEE press, 2001, pp. 137-154.
- [13] E. Howe, Improper environmental stress screening can damage your product (Part1), *Test Engineering and Management*, October/November, 1998, pp. 22-23.
- [14] E. Howe, Improper environmental stress screening can damage your product (Part 2), *Test Engineering and Management*, December/January, 1998-1999, pp. 14- 16.
- [15] W. E. Polen and J. Schalgheck, Environmental Stress Screening Corp., *Vibration chamber*, Brevet américain no 5,226,326, 1993.
- [16] T. Yamamoto, ESPEC technology Report No.7 : Fundamental concept of Environmental testing Techniques in Electricity and Electronics, Part 4 : To carry out effective environmental testing, vol. 2003 : ESPEC corporation, 2003.
- [17] United States of America Department of Defence, *AGREE Advisory group on Reliability of Electronic Equipment*, 21 August 1952.
- [18] W. Tustin, Chapter 10 : Vibration and shock inputs identify some failure modes, in *Accelerated Stress Testing Handbook : Guide for Achieving Quality Products / edited by H. Anthony Chan, Paul J. Englert*, IEEE press, 2001, pp. 155-181.

- [19] IES, *Environmental Stress Screening assemblies*, 1984.
- [20] IES, *Environmental Stress Screening assemblies (supplement)*, 1988.
- [21] DOD-HDBK-344 (USAF) : *Military Handbook Environmental Stress Screening (ESS) of Electronic Equipment*, pp. 108, 1986.
- [22] Engin and Matra, *Politique composants militaires. Réflexion générale pour la définition de procédures de déverminage d'équipements militaires*, Velizy (France), 22 août 1980, 18 pages.
- [23] Centre National d'Études Spatiales, *Règles d'évaluation, de déverminage et de qualification des circuits hybrides*, Toulouse (France), 9 mai 1979, 18 pages.
- [24] H. Caruso, A consumer guide to ESS : Making sense out of environmental stress screening and requirements, *Journal of environmental sciences*, vol. 31, no.1, 1987, pp. 13-17,.
- [25] H. Caruso, An overview of environmental stress screening standards and documents for electronic assemblies, *Journal of environmental sciences*, 1989.
- [26] Mil-Hdbk-2164A : *Environmental Stress Screening Process for Electronic Equipment*, 1996, 39 pages.
- [27] IES, *Environmental Stress Screening Guidelines for Assemblies*, Institute of Environmental Sciences, March 1990.
- [28] H. W. McLean, *HALT, HASS & HASA Explained : Accelerated Reliability Techniques*, Quality Press, 2000, 152 pages .
- [29] N. T. I. S., *Citation from INSPEC database : Environmental Stress Screening*, NTIS 17785001, PB97-853915, 1997.
- [30] J. R. English, L. Yan, and T. L. Landers, *A modified bathtub curve with latent failures*, Reliability and Maintainability Symposium, Washington, DC, 1995, pp. 217-222.
- [31] M. Thomas, *Fiabilité, maintenance et vibration de machines*, Édition ETS, 2003, 616 pages.
- [32] D. S. Steinberg, *Vibration analysis of electronic equipment*, Deuxième édition, John Wiley & Sons, 1988, 443 pages.
- [33] J. Mandel, *Environmental Stress Screening : A tutorial*, Institute of Environmental Sciences, 1991, pp. 125.
- [34] L. W. Condra, *The ABC of ESS : A tutorial*, Evaluation Engineering, Mars, 1995, pp. 84-90.
- [35] I. L. Vér, Chapter 9 : *Interaction of sound waves with solid structures*, *Noise and vibration control for engineer : principles and applications*, edited by L. L. Beranek, John Wiley and Sons, 1992, pp. 245-366.
- [36] ISO 2671, *Essais en Environnement pour les Équipement Aéronautiques- partie 3.4 : Vibration Acoustiques*, 1992.
- [37] MIL STD 810E : *Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests*, Method 514.5 : Acoustical Noise, 1989.
- [38] G. C. J. Making and W. W. Lang, *Chapter 4 : Determination of sound power levels and directivity of noise sources*, in *Noise and vibration control for*

- engineer : principles and applications*, edited by L. L. Beranek, John Wiley and Sons, 1992, pp. 75-112.
- [39] H. W. Lord, W. S. Gatley, and H. A. Evensen, *Noise control for engineers*, Robert E. Krieger publishing co, 1987, 435 pages.
- [40] C. Lesueur, *Rayonnement acoustique des structures : Vibroacoustique, Interactions fluide-structure*, Édition Erolles, 1988, 591 pages.
- [41] H. Nelisse, *Vibration et rayonnement des structures planes complexes immergées dans un fluide léger ou lourd*, Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, 1995, 163 pages.
- [42] ISO 3743 : *Acoustique - Détermination des Niveaux de Puissance Acoustique Émis par les Sources de Bruit à Partir de la Pression Acoustique -- Méthodes d'Expertise en Champ Réverbéré*, 1994.
- [43] ASTM E-90 : *Test Method for Laboratory Measurement of Airborne Sound Transmission Loss of Building Partitions and Elements*.
- [44] ASTM C-423 : *Test Method for Sound Absorption and Sound Absorption Coefficients by the Reverberation Room Method*.
- [45] D. J. Nefske and S. H. Sung, *Chapter 6 : Sound in small enclosures*, *Noise and vibration control for engineer : principles and applications*, edited by par L. L. Beranek, John Wiley and Sons, 1992, pp. 145-174.
- [46] J. Bendat and A. G. Piersol, *Random Data*, John Wiley & Sons, 1986, 566 pages.
- [47] J. Bendat and A. G. Piersol, *Engineering application of correlation and spectral analysis*, John Wiley & Sons, 1993, 458 pages.
- [48] N. Larbie, *Identification modale temporelle multivariée des structures linéaires sous excitation aléatoire non mesurée*, Thèse de doctorat, Université de Franche-Comté, Juin 2000, 129 pages.
- [49] D. J. Ewins, *Modal Testing : Theory and practice*, Research Studies Press, 1984, 269 pages.
- [50] N. M. M. Maia and J. M. M. Silva, *Theoretical and Instrumental Modal Analysis*. Tauton, Somerset, England, : Research Study Press LTD, 1998, 488 pages.
- [51] D. J. Inman, *Engineering Vibration*. Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1994, 560 pages.
- [52] R. W. Rost and J. Leuridan, *Multiple Input Estimation of Frequency Response Functions : Diagnostic technique for the excitation*, SAE paper 85-DET-107.
- [53] R. J. Allemang, R. W. Rost, and D. L. Brown, *Multiple Input Estimation of Frequency Response Functions : Excitation considerations*, SAE paper 83-DET-73.
- [54] R. J. Allemang, R. W. Rost, and D. L. Brown, *Dual Input Estimation of Frequency Response Functions for Automotive Structures*, SAE paper 8201193.
- [55] J. Leuridan, D. De Vis, H. V. D. Auweraer, and F. Lembregts, *A Comparison of some Frequency Response Measurements Techniques*, 4th International Modal Analysis Conference, Los Angeles, CA, 1985.
- [56] J. R. De Franca Arruda, *Multisine Multiexcitation in Frequency Response Function Estimation*, AIAA Journal, Vol 31., pp. 215-216, 1992.

- [57] P. Guillaume, P. Verboven, and V. Parloo, *Multisine Excitation- New Development and Application in Modal Analysis*, 19th International Modal Analysis Conference, Orlando, FL, 2001.
- [58] J. Schoukens, P. Guillaume, and R. Pintelon, *Design of broadband excitation signals*, Perturbation signals for system identification, edited by par K. Godfrey, Prentice Hall, 1993, 325 pages.
- [59] M. Thomas, M. Massoud, and J. G. Beliveau, *Identification des paramètres d'une structure fortement amortie par excitation multiple déphasée*, CSME, vol 10, 1986, pp.61-64.
- [60] C. Hutin, *Modal Analysis using Appropriation Techniques*, Sound and Vibration, October, 2000, pp. 18-25.
- [61] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Analyse modale expérimentale par excitation acoustique*, 17ème Congrès Canadien de Mécanique Appliquée, Hamilton, 1999, pp.137-138.
- [62] C. E. Wallace, *Radiation Resistance of Rectangular Panels*, Journal of Acoustical Society of America, vol. 51, 1972.
- [63] D. L. Brown and R. J. Allemang, *Modal analysis techniques applicable to acoustical solution*, Inter-noise 78, San Francisco, 1978.
- [64] P. Sas, F. Augustinovicz, and J. Van de Peer, *Vibro-acoustical analysis of a double wall structure*, IMAC 11th, 1993.
- [65] K. Wyckaert and F. Augustinovicz, *Vibro-acoustical modal analysis : reciprocity, model symmetry and model validity*, ISMA 19, 1994.
- [66] K. Wyckaert and F. Augustinovicz, *Experimental vibro-acoustical modal analysis : Reflections on reciprocity and excitation strategy*, IMAC 13th, Nashville, 1995.
- [67] C. Zang and D. L. Brown, *Interior noise investigation of a passenger car by means of a mixed vibro-acoustics modal analysis*, ISMA 19, 1994.
- [68] M. H. Richardson, *Is it a mode shape, or an operating deflection shape?*, *Sound & Vibration*, Mars, 1997, pp. 1-11,.
- [69] L. Zhang, *Modal indicator for operational modal identification*, IMAC XIX, Kissimmee, 2001.
- [70] S. A. McKeown, *Mechanical analysis of electronic packaging systems*, Marcel Dekker, Inc., 1999, 355 pages.
- [71] P. Viswanadham and P. Singh, *Failure modes and mechanisms in electronic packages*, International Thomson Publishing, 1997, 370 pages.
- [72] J. H. Lau and Y.-H. Pao, *Solder Joint Reliability of BGA, CSP, Flip Chip, and Fine Pitch SMT Assemblies*, 1997, 521 pages.
- [73] R. W. Hoerl, *Six Sigma and The Future of the Quality Profession*, Quality Progress, vol. 31, 1998, pp. 35-42.
- [74] M. J. Harry and R. Schroeder, *Six Sigma : The Breakthrough Management Strategy Revolutionizing the world top corporation*, 2000, 300 pages.
- [75] M. J. Harry, *Six sigma : a breakthrough strategy for profitability*, Quality progress, vol. 31, 1998, pp. 60-64.

- [76] E. K. Buratynski, *A Comparison of Repetitive Shock and Electrodynamics Equipment for Vibration Stress Testing*, 5th Accelerated Stress Testing Workshop (AST 99), Boston, 1999.
- [77] A. Barzrgui, B.-Q. Thang, A. Biron, G. McIntyre, and C. Laberges, *Résistance des matériaux*, Éditions de l'école polytechnique de Montréal, 1987, 477 pages.
- [78] MIL STD 810E : Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Méthode 515.5 : Vibration, 1989.
- [79] K. Upadhayayula and A. Dasguta, A physics-of-failure Example Acceleration Factor Assessment for Accelerated Product Qualification, 3rd Accelerated Stress Testing workshop 1998, Pasadena, 1998.
- [80] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, brevet Canada, no de demande 2,377,578, CRIQ, 2000.
- [81] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, Brevet États-Unis, no de demande 10/018,348, CRIQ, 2000.
- [82] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, Brevet Europe, no de demande 00943504.1, CRIQ, 2000.
- [83] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, Japon, no de demande 2001-50647, CRIQ, 2000.
- [84] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, Brevet Chine, no de demande 00819818.7, CRIQ, 2000.
- [85] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, Brevet Indonésie, no de demande W-00200300170, CRIQ, 2000.
- [86] F. Lafleur, M. Thomas, F. Laville, and J. Aubé, *Vibration testing apparatus and method using acoustical waves*, Brevet Corée du Sud, no de demande 10-2002-7017903, CRIQ, 2000.
- [87] W.P. De Wilde, H. Sol, J. Van Tomme, R. Bosselaers, J. De Vischer, *Identification des Propriétés d'Élasticité et d'Amortissement de Matériaux Composites Orthotropes par l'Analyse de Vibrations*, GAMAC, St Étienne, 1989.
- [88] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Modal analysis method and apparatus therefore*, Brevet Canada, Demande no 2,348,320, CRIQ, 2001.
- [89] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Modal analysis method and apparatus therefore*, Brevet États-Unis, Demande no 10/142,871, CRIQ, 2001.
- [90] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Modal analysis of structures using acoustical excitation* 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, INTERNOISE 2000, Nice, 2000, pp. 4, [http : //www.sfa.asso.fr/IN2000/000344/000344.pdf](http://www.sfa.asso.fr/IN2000/000344/000344.pdf).
- [91] H. Vold, B. Schwarz, and M. H. Richardson, *Display Operating Deflection Shape from Non Stationary Data*, *Sound & Vibration*, June, 2000, pp. 14-18.

- [92] M. Batel, *Operational Modal Analysis - Another way of Doing Modal Testing*, *Sound & Vibration*, August, 2002, pp. 22-27.
- [93] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Analyse modale de structures flexibles par excitation acoustique*, 66ème Congrès de l'ACFAS, Québec, 1998.
- [94] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Modal analysis of electrical circuits using acoustical sources : methods, results and use*, 4th Accelerated Stress Testing Workshop (AST 98), Pasadena, 1998.
- [95] H. Herlufsen and N. Moller, *Operational Modal Analysis of a wind turbine Wing using Acoustical Excitation*, Bruel & Kjaer application note 7760, 2002 [http : //www.bksv.com/pdf/Bo0500.pdf](http://www.bksv.com/pdf/Bo0500.pdf).
- [96] G. K. Hobbs, *Software HALT*, 6th Accelerated Stress Testing Workshop AST 2000, Denver, 2000.
- [97] K. A. Gray, *A HALT to HASS case Study : The application of HALT to a precision 6-12 kW DC power supply*, 6th Accelerated Stress Testing Workshop AST 2000, Denver, 2000.
- [98] N. Semiconductor, *TL082 : Wide Bandwidth Dual JFET Input Operational Amplifier*, National Semiconductor, Technical Data sheet DS008357, August 2000.
- [99] R. A. Flinn and P. K. Trojan, *Engineering Materials and their Applications*, Houghton Mifflin Company, 1975, 551 pages.
- [100] J. A. Bannantine, J. J. Comer, and J. L. Handrock, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice-Hall, 1990, 273 pages.
- [101] R. W. Kotlowitz, *Practical method to design-in and predict surface mount attachment reliability*, 6th Accelerated Stress Testing Workshop AST 2000, Denver, 2000.
- [102] K. S. Krishamoorthi, *Reliability Methods for Engineers*, ASQC quality press, 1992, 189 pages.
- [103] www.Weibull.Reliasoft.com.
- [104] E. E. Lewis, *Introduction to Reliability Engineering*, Second edition, John Wiley & Son, 1996, 435 pages.
- [105] K. A. Gray, Technical and Market Review of CRIQ Acoustical Environmental Stress Screening System, AcceleRel Engineering, Louisville, Rapport confidentiel, Mai 2000.
- [106] ASTM E-756 : *Standard test method for measuring Vibration-Damping Properties of Materials*.
- [107] ASM, *Engineering Materials Handbook*, vol. 2. ASM International, 1988, 883 pages.
- [108] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *ESS Spectrum Tailoring with Combined Thermal and Acoustical Excitation*, ESTECH 2002, Anaheim, 2002.
- [109] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Method for Determining a vibratory excitation spectrum tailored to physical Characteristics of a Structure*, Brevet Canada, no de demande à venir, CRIQ, 2003

- [110] F. Lafleur, M. Thomas, and F. Laville, *Method for Determining a vibratory excitation spectrum tailored to physical Characteristics of a Structure*, Brevet États-unis, no de demande à venir, CRIQ, 2003.
- [111] A. Grondine, *Acoustique ESS (PI 18576) : Cahier de charges préliminaire (version 2)*, CRIQ, Montréal, 12 septembre 1997, 10 pages.
- [112] F. Lafleur and G. Delisle, *Implantation ESS chez Harris (PI 18576)*, CRIQ, Montréal 10 février 2000, 23 pages.
- [113] F. Lafleur and R. Tremblay, *Acoustique ESS : Développement d'un vibreur acoustique (PI 18576)*, CRIQ, Montréal, 2 Août 2001, 170 pages.
- [114] S. Lassonde, *Rapport sur les test de vibration*, Miranda technologies inc., Montréal 11 janvier 2000, 9 pages.
- [115] E. Privée, *Procédé ESS : RD-Tech, RD-Tech Inc.*, Québec, octobre 2002, 26 pages.
- [116] F. Lafleur, *Development of an ESS Acoustical Device (ESSAD)*, 6th Accelerated Stress Testing Workshop (AST 2000), Denver, 2000.
- [117] W. Tustin and F. Lafleur, *Acoustical Screening- A Sound Solution*, *Evaluation Engineering*, August, 2001, pp. 58-63.