



HAL
open science

Bruit d'aspirateur : perception et caractérisation de l'effort du moto-ventilateur

Jéréme Brocard

► **To cite this version:**

Jéréme Brocard. Bruit d'aspirateur : perception et caractérisation de l'effort du moto-ventilateur. Acoustique [physics.class-ph]. INSA de Lyon, 2007. Français. NNT : . tel-00784852

HAL Id: tel-00784852

<https://theses.hal.science/tel-00784852>

Submitted on 4 Feb 2013

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Thèse

Bruit d'aspirateur : perception et caractérisation de l'effort du moto-ventilateur

présentée devant

L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir

le grade de docteur

École doctorale : Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

Spécialité : Acoustique

par

Jérémie BROCARD

Ingénieur diplômé de l'INSA de Lyon

Soutenue le 28 septembre 2007 devant la commission d'examen

Jury

MEYRIGNAC Robert	Rowenta (Vernon)	
MOORHOUSE Andy	University of Salford (Salford)	Rapporteur
PARIZET Etienne	INSA (Lyon)	Directeur
PASCAL Jean-claude	Université du Maine (Le Mans)	Président et rapporteur
PEZERAT Charles	INSA (Lyon)	

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<u>CHIMIE DE LYON</u> http://sakura.cpe.fr/ED206 M. Jean Marc LANCELIN Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr
E.E.A.	<u>ELECTRONIQUE</u> <u>ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> http://www.insa-lyon.fr/eea M. Alain NICOLAS Insa : D. BARBIER ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM, 64.43 – Fax : 64.54	M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 72 18 33 83 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN
E2M2	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME,</u> <u>MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2 M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : S. GRENIER	M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDIIS	<u>INFORMATIQUE ET INFORMATION</u> <u>POUR LA SOCIETE</u> http://ediis.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE Secrétariat : I. BUISSON	M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - EDIIS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.42 44 82 94 Fax 04 72 44 80 53 ediis@liris.cnrs.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr
EDISS	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-</u> <u>SANTE</u> M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.35 72 32 Fax : Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
	<u>MATERIAUX DE LYON</u> M. Jean Marc PELLETIER Secrétariat : C. BERNAVON 83.85	M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr
Math IF	<u>MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE</u> <u>FONDAMENTALE</u> M. Pascal KOIRAN Insa : G. BAYADA	M. Pascal KOIRAN Ecole Normale Supérieure de Lyon 46 allée d'Italie 69364 LYON Cédex 07 Tél : 04.72.72 84 81 Fax : 04 72 72 89 69 Pascal.koiran@ens-lyon.fr Secrétariat : Fatine Latif - latif@math.univ-lyon1.fr
MEGA	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE</u> <u>CIVIL, ACOUSTIQUE</u> M. Jean Louis GUYADER Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.80 –Fax : 87.12	M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.18.62.71.70 Fax : 04 72 18 87 12 mega@lva.insa-lyon.fr
SSSD	<u>SCIENCES DES SOCIETES, DE</u> <u>L'ENVIRONNEMENT ET DU DROIT</u> Mme Claude-Isabelle BRELOT Insa : J.Y. TOUSSAINT	Mme Claude-Isabelle BRELOT Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 Claude-isabelle.brelot@univ-lyon2.fr

Remerciements

Je souhaite tout d'abord remercier mon directeur de recherche, Etienne Parizet de la confiance et des encouragements qu'il m'a accordé. Sa curiosité, sa disponibilité, ses conseils et critiques m'ont formé et amené à toujours plus de rigueur dans la réflexion. Je remercie également Charles Pezerat pour son aide et son encadrement dans le domaine de l'identification de force.

Je suis très reconnaissant à messieurs Andy Moorhouse et Jean-claude Pascal d'avoir accepté la lecture et la critique de ce document. Je remercie Robert Mérignac de Rowenta pour son intérêt pour mon travail et la liberté qu'il m'a laissée pour le réaliser.

Je remercie Bernard Laulagnet pour ses précieux conseils en matière de coque cylindrique ainsi que Céline Sandier, Nacer Hamzaoui et Nicolas Anquetin pour leur aide dans le calcul de rayonnement.

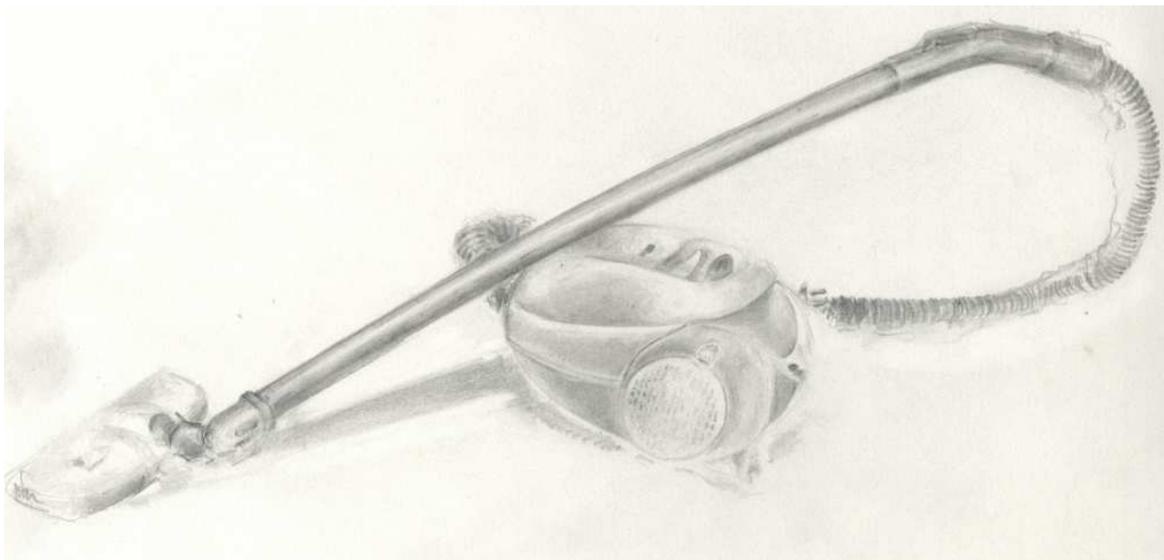
Merci à tous les membres du Laboratoire de Vibrations Acoustique de l'INSA de Lyon (ceux d'en haut et ceux d'en bas) à commencer par son directeur Jean-louis Guyader qui m'y a accueilli. Depuis le DEA j'ai passé au sein du LVA cinq belles et agréables années. Merci Claude, Tonio, Morvan, Salim, Thomas, François, Goran, JD, Laurent, Simon, Nathalie, Nicolas, Corinne, Calin, Constantin, Frantichek... Je remercie particulièrement chaleureusement Emilie et Vincent qui de collègues sont devenus des amis précieux.

La rédaction à distance fut délicate... Je suis extrêmement reconnaissant à l'équipe logistique qui m'a simplifié cette épreuve. Encore merci à Nath, Sim, Laurent, Nico, Léana et la femme de ménage.

J'adresse mes remerciements à mes amis pour leurs encouragements à réaliser et finaliser ce travail. Je remercie même ceux qui se sont étonnés que je ne l'avais toujours pas terminé. Merci à Anja pour sa patience, son aide et ses corrections. Mille mercis à mes parents pour leur soutien indéfectible et leurs relectures.

Enfin, je remercie de tout mon cœur, Anna qui m'a accompagné, supporté, offert toute sa patience et son affection.

« L'homme n'est que poussière.
C'est dire l'importance du plumeau. »
Alexandre Vialatte [Via 00]



A. Weber

Résumé

Ce document rapporte une étude qui s'inscrit dans une démarche visant à diminuer les nuisances sonores produites par l'aspirateur électroménager.

La première partie est une étude perceptive du son de neuf aspirateurs commercialisés. Des enregistrements binauraux ont été proposés à une population d'auditeurs constituée suivant des critères commerciaux définis par le constructeur.

Lors d'une comparaison par paires chaque auditeur jugeait de l'agrément et de l'impression d'efficacité ressentie. Les résultats obtenus mettent en avant la difficulté de juger par l'écoute de cette dernière et permettent de définir les points sur lequel l'industriel doit travailler pour améliorer l'agrément du produit.

Une deuxième étape applique la méthode des plans d'expériences aux tests d'écoutes perceptives. Un enregistrement binaural a été réalisé sur un aspirateur prototype du constructeur. Le son de celui-ci a été modifié selon trois paramètres identifiés comme important dans l'agrément. Ces modifications suivent une table de plan d'expérience fractionnaire. Les réponses d'agrément des auditeurs ont permis de quantifier les contributions relatives de ces différents paramètres.

La seconde partie de la thèse concerne la mise au point d'un banc d'essai pour la comparaison et la caractérisation de moteurs d'aspirateur qui constituent une source solidienne importante à travers une liaisons linéique à la structure. En règle générale, pour faire une caractérisation complète d'une source vibratoire, il faut connaître, en chaque point de couplage, une quantité passive de la source (une mobilité découplée du moteur par exemple) et une quantité active qui peut être l'effort appliqué sur une structure de réception de mobilité connue. Dans le contexte des moteurs d'aspirateur, la géométrie et les matériaux de la source ne permettent pas de réaliser des mesures directes. Il est alors proposé de développer une identification indirecte des efforts sur une structure réceptrice connue analytiquement et de donner une approche permettant d'identifier à posteriori le comportement du moteur dans son montage final.

La structure réceptrice étudiée est une coque cylindrique modélisée par un opérateur différentiel de Donnell. Celui-ci est alors réduit en fonction de la nature de l'excitation. Par exemple, dans le cas d'un effort radial tournant, cet opérateur se projette naturellement sur l'ordre circonferentiel 1 qui simplifie grandement l'étude puisque le problème devient mono-dimensionnel. Ensuite, l'équation du mouvement est discrétisée par des schémas aux différences finies qui conduisent à la possibilité d'identifier la force tournante appliquée à partir des déplacements vibratoires uniquement radiaux.

Après avoir formulé ces différentes étapes, des simulations numériques ont été réalisées pour étudier, notamment, les effets d'instabilités induits par ce type de problème inverse. Comme pour la plupart des problèmes « mal posés », une régularisation a été développée, elle est basée sur un filtrage en nombre d'onde et les réglages des paramètres de régularisation ont été ajustés pour gar-

der une précision suffisante dans la quantification des efforts tout en limitant l'instabilité lorsque les données (déplacements vibratoires) sont entachées d'incertitudes de mesure. Enfin, des expérimentations ont été menées, elles ont permis de mettre en avant des difficultés de réalisation du banc et de définir comment les données mesurées doivent être traitées. Accompagnées de mesures de vitesses vibratoires libres d'un moteur, une identification complète de la source à son régime de rotation a été réalisée.

Table des matières

Remerciements	5
Résumé	9
Table des matières	14
Table des tableaux	15
Table des figures	17
Abréviations et notations utilisées	21
Introduction	26
I Etude perceptive	31
1 Bibliographie	33
1.1 Qualité Sonore	33
1.2 Acoustique Perceptive et Aspirateur	35
2 Tests perceptifs sur bruits réels	39
2.1 Conditions d'enregistrements des stimuli	39
2.1.1 Enregistrement binaural et filtrage lors de la restitution	39
2.1.2 Salle et positions d'enregistrement	42
2.2 Test perceptif : Similarité	45
2.2.1 Validation des stimuli. Test de similarité T1	45
2.2.2 Conclusion sur le choix de la position d'enregistrement	48
2.3 Tests perceptifs : agrément et efficacité	49
2.3.1 Test à niveau réel T2	49
2.3.2 Analyse des réponses des auditeurs	51
2.3.3 Tests à niveaux modifiés T3 et T4	53
2.3.4 Analyse des réponses. Recherche de groupes de populations. Stratégies	54
2.4 Conclusion	58

3	Tests perceptifs sur bruits modifiés	59
3.1	Considérations sur les plans d'expériences complets et fractionnaires	59
3.2	Tests perceptifs : Agrément (plan d'expérience fractionnaire)	63
3.2.1	Premier test perceptif sur bruits modifiés T5	63
3.2.2	Second test perceptif sur bruits modifiés T6	68
3.3	Conclusion	70
II	Caractérisation du moteur de l'aspirateur	71
4	Contribution du moteur au rayonnement	73
4.1	Contribution des différents éléments de l'aspirateur	73
4.2	Calcul de rayonnement	76
4.2.1	Principe du calcul	76
4.2.2	Comparaisons des mesures et du calcul	78
4.3	Conclusion	80
5	Méthode de caractérisation solidienne du moteur sur banc	81
5.1	Introduction	81
5.2	Bibliographie sur la caractérisation de sources solidienne	82
5.2.1	Couplage source-réception : Approche des mobilités	82
5.2.2	Recherche de quantités intrinsèques à la source	83
5.2.3	Mesures indirectes d'efforts	86
5.2.4	Particularité du problème	89
5.3	Déroulement de l'étude	90
5.4	Décomposition circonférentielle de la distribution de force	93
5.4.1	Expression de la distribution de force surfacique	93
5.4.2	Moment et résultante de la distribution	93
5.4.3	Projection selon les ordres circonférentiels	96
5.5	Caractérisation d'un effort tournant	98
5.5.1	Expression de l'opérateur de coque cylindrique pour le mode circonférentiel $n = 1$	98
5.5.2	Application dans le cas d'une discrétisation de l'axe \vec{x}	102
5.6	Simulation numérique de la caractérisation d'un effort tournant	106
5.6.1	Caractéristiques du tube de mesure	106
5.6.2	Comportement modal du tube pour $n = 1$	106
5.6.3	Recherche des AMC1	108
5.6.4	Étapes de la simulation	111
5.6.5	Reconstitutions des AMC1 de déplacements \bar{u} et \bar{v}	115
5.6.6	AMC1 de la distribution de force	117
5.6.7	Intégration spatiale de l'AMC1 de la distribution de force	119
5.6.8	Bruitage et régularisation	121
5.7	Puissance caractéristique	127
5.7.1	Identification de l'effort tournant	127
5.7.2	Vitesse libre projetée	127

5.7.3	Calcul de mobilité sur le tube	128
5.7.4	Puissance caractéristique d'ordre circonférentiel $n = 1$	129
5.8	Conclusion	130
6	Mise en oeuvre expérimentale	131
6.1	Montage expérimental	131
6.1.1	Vue d'ensemble du banc de caractérisation	131
6.1.2	Structure réceptrice	132
6.1.3	Mesures des vitesses radiales	134
6.2	Prétraitements des données	135
6.2.1	Fluctuation de la fréquence de rotation du moteur	135
6.2.2	Correction de la phase des mesures	137
6.2.3	Recherche d'un repère principal	138
6.2.4	Régularisation lors du calcul de $u_{1\alpha}^-$ et $v_{1\alpha}^-$	142
6.3	Puissance caractéristique de l'effort tournant	144
6.3.1	Identification de l'effort	144
6.3.2	Mesure de la vitesse libre	147
6.3.3	Puissance caractéristique modale	150
6.4	Conclusion	153
	Conclusions et perspectives	156
	Références bibliographiques	164
	Annexes	166
A	Aspirateurs enregistrés	166
B	Caractéristiques des sons enregistrés	167
C	Protocoles des tests perceptifs	170
D	Résultats et Modèles T4	174
E	Calcul des scores tests T5 et T6	177
F	Notions sur la construction des séries de Ross	180
F.1	Application pour la comparaison par paires	180
F.2	Construction de la série	180
F.3	Equilibrage de la série	181
F.4	Utilisation pour les tests de comparaison par paires	181
F.5	Quelques exemples de séries	181

G	Modèle de vibrations d'un tube <i>in vacuo</i>. Méthode de Ritz	183
G.1	Equation de mouvement. Opérateur de coque cylindrique	183
G.2	Hypothèse de l'opérateur de coques cylindriques	185
G.3	Schéma modale de la coque sur appuis	186
G.4	Modes propres non amortis	188
G.5	Classification des modes de coques	190
G.6	Réponse harmonique de la coque <i>in vacuo</i> à une excitation par force ponctuelle harmonique	191
H	Déformées circonférentielles du tube	192
H.1	Déformées radiales (selon \vec{z})	192
H.2	Déformées axiales (selon \vec{x})	194
H.3	Déformées de torsions (selon \vec{y})	195
I	Opérateur de coque discrétisé	197
J	Différences finies	199
J.1	Schémas aux différences finies centrées	199
J.2	Schémas aux différences finies décentrées	199
J.3	Matrice utilisée dans la suite du problème	202
K	Mesures des caractéristiques mécaniques du matériau	204
K.1	Mesure de la masse volumique	204
K.2	Mesure du module d'Young complexe	204

Liste des tableaux

2.1	Stimuli retenus pour le test de Similarité (position cf. fig 2.4)	45
2.2	Matrice de similarité moyenne des 8 sons	47
2.3	Niveaux des sons après modifications (entre parenthèses niveau original)	53
3.1	Facteurs et niveaux du premier plan d'expérience T5	63
3.2	Plan L9	64
3.3	Résultats de l'analyse du 1er plan d'expérience T5	66
3.4	Facteurs et niveaux du second plan d'expérience T6	68
3.5	Résultats de l'analyse du second plan d'expérience	68
5.1	Caractéristiques mécanique du tube	106
5.2	Approximations des produits scalaires des déformées discrétisées : $\sum_{j=1}^N \phi_{p,\alpha_p,j} \cdot \phi_{n,\alpha_n,j}$ pour trois génératrices ($N = 3$)	109
5.3	Approximations des produits scalaires des déformées discrétisées : $\sum_{j=1}^N \phi_{p,\alpha_p,j} \cdot \phi_{n,\alpha_n,j}$ pour quatre génératrices ($N = 4$)	109
5.4	Caractéristiques du calcul de déplacements	111
5.5	Synopsis de la simulation numérique	112
6.1	Résultats de l'identification de force tournante	146
6.2	Vitesse libre modale d'ordre $n = 1$ pour $f_{ex} = 567 Hz$	149
6.3	Récapitulatif des résultats des mesures et calculs	150
6.4	Puissance caractéristique du moteur au régime de rotation $f_{ex} = 567 Hz$	151
A.1	Différents modèles d'aspirateurs	166
B.1	Caractéristiques des sons enregistrés	167
B.2	Analyse de proéminence sur les sons du test T5 . Suivant la norme ANSI S1.13 (1995)	168
B.3	Analyse de proéminence sur les sons du test T6 . Suivant la norme ANSI S1.13 (1995)	168
C.1	Récapitulatif du test de similarité T1	170
C.2	Récapitulatif du test Agr-Eff niveaux réels T2	171
C.3	Récapitulatif du test Agr-Eff niveaux modifiés T3	171
C.4	Récapitulatif du test Agr-Eff niveaux modifiés T4	172
C.5	Récapitulatif du premier test plan d'expérience T5	172
C.6	Récapitulatif du second test plan d'expérience T6	173
D.1	Résultats des deux sous populations construites sur les réponses d'agrément, POP1AGR (40 pers), POP2AGR (21 pers)	174

D.2	Résultats des deux sous populations construites sur les réponses d'efficacité, pop 1 (27 pers), pop 2 (34 pers)	174
D.3	Modèle linéaire d'agrément population POP1AGR	175
D.4	Modèle linéaire d'agrément population POP2AGR	175
D.5	Modèle linéaire d'agrément population POP2AGR sans le NIL	175
D.6	Modèle linéaire d'efficacité POP2EFF	176
D.7	Tableau de contingence pour les quatre sous-populations du T4	176
K.1	Module d'Young mesuré et amortissement	206

Table des figures

1	Différents éléments d'un aspirateur	27
2	Vue éclatée d'un Artec Delta	28
3	Vue assemblée d'un Artec Delta	29
4	Spectre acoustique d'un aspirateur	29
1.1	Schématisation d'un auditeur en psychoacoustique, in [BJ 97]	34
1.2	Schématisation d'un auditeur en qualité sonore du produit in [BJ 97]	35
2.1	Mannequin acoustique en cours d'enregistrement	39
2.2	Fonction de transfert Eq. 2.1	41
2.3	Salle où les enregistrements ont été réalisés.	42
2.4	Positions d'enregistrement	43
2.5	SPL (dB(A)) pour chaque modèle suivant les 4 positions d'enregistrement figure (2.4)	44
2.6	Interface du test T1 , jugement à échelle continue	46
2.7	Dendrogramme des stimuli	48
2.8	Interface test « mixte »	50
2.9	Agrément et efficacité en fonction du modèle d'aspirateur	51
2.10	Agrément et Efficacité vs dB(A)	51
2.11	Agrément et efficacité pour chaque sous-population : POP1AGR et POP2AGR (chacune construite sur l'agrément)	54
2.12	Agrément et efficacité pour chaque sous-population POP1EFF et POP2EFF (chacune construite sur l'efficacité)	55
2.13	Modèle d'agrément reconstruit en fonction de l'agrément mesuré pour chaque sous-population construite sur l'agrément : POP1AGR à droite ($r_{ajusté}^2 = 0.903$, $F = 66.5^{***}$ cf. tab. D.3), POP2AGR à gauche ($r_{ajusté}^2 = 0.746$, $F = 11.275^*$ cf. tab. D.4)	56
2.14	Modèle d'efficacité reconstruite en fonction de l'efficacité mesurée pour les sous-populations construites sur l'efficacité : POP2EFF ($r_{ajusté}^2 = 0.879$, $F = 51.77^{***}$ cf. tab. D.6), pas de modèle pour POP1EFF	56
2.15	Efficacité décroissante en fonction de l'agrément décroissant (POP1EFF 27 personnes, POP2EFF 34 personnes)	57
3.1	Spectre du son modifié de AV2-BIS	63
3.2	Test 5 choix	65
3.3	Agrément sons (gauche), effets des facteurs (droite) : T5	66
3.4	Agrément sons (gauche), effets des facteurs (droite) : T6	69

4.1	Suceur et moquette	73
4.2	Mesure de masquage : Corps et évacuation	74
4.3	Mesure masquage : Refoulement seul	74
4.4	Raccordement du refoulement à un flexible	74
4.5	Mesure de masquage : flexible seul	75
4.6	Mesures masquages : Corps seul	75
4.7	Maillage Sysnoise réalisé à partir des plans CAO fournis par Rowenta, Vues des points de mesures correspondant aux noeuds du maillage Sysnoise.	76
4.8	Accéléromètre placé près du moteur et utilisé comme référence de phase. Spectre de l'accélération normale du noeud 272	77
4.9	Calcul des niveaux de pressions d'un aspirateur posé sur le sol. Les pressions sur la sphère sont symétriques par rapport au plan du sol	78
4.10	Micro de mesure des quatre points de la sphère.	78
4.11	Comparaison mesures et calculs Sysnoise. Raie 100 Hz, vs position du micro Droite (1), Derrière (2), Gauche (3), Dessus (4)	79
4.12	Comparaison mesures et calculs Sysnoise. Raie régime moteur, vs position du micro Droite (1), Derrière (2), Gauche (3), Dessus (4)	79
5.1	Description d'une source vibratoire solidienne par modèle quadripôle et analogie électrique	82
5.2	Moteur suspendu pour la mesure des vitesses à vide. A gauche : Schéma vu de dessus, à droite : photographie prise de coté.	90
5.3	Spectre d'accélération sur la circonférence du moteur suspendu. A gauche jusqu'à 1kHz , à droite jusqu'à 10kHz	90
5.4	Module et phase de la raie moteur	91
5.5	Repère globale du tube et Force tournante	93
5.6	Distribution de force en $x = x_F$ pour $t = 0$, partie réelle à gauche et imaginaire à droite (vue de dessous)	94
5.7	Plan $(\vec{y}_0, x_F, \vec{z}_0)$ du tube et force tournante	95
5.8	Courbe de dispersion des modes circulaires d'ordre n=1 du tube en pvc	107
5.9	Généatrices sur le tube	108
5.10	Étapes principales de la reconstitution de l'effort : -a) : mesure déformée du tube, -b) : AMC1 de w, -c) : AMC1 de u v, -d) : AMC1 de F linéique.	113
5.11	AMC1 des déplacements reconstitués et issues du modèle direct (+). A gauche : $\alpha = 1$. A droite : $\alpha = 0$	115
5.12	Mouvement de flexion d'une section du tube. Déplacements $v(\theta = \frac{\pi}{2}) = w(0)$	115
5.13	Module de l'AMC1 de l'effort de $x = 0.95$ à 1.25 m pour $\alpha = 0$. - : distribution calculée, + : données d'entrées du modèle direct	117
5.14	AMC1 de l'effort linéique reconstitué, en tenant compte soit uniquement de \bar{w} , soit des trois AMC1 de déplacements $(\bar{u}(\bar{w}), \bar{v}(\bar{w}), \bar{w})$	118
5.15	Distribution de la force $\alpha = 1$ et indice des points d'intégration (chiffre sur la courbe)	119
5.16	Intégration de l'effort, à gauche $\alpha = 0$ et à droite $\alpha = 1$	120
5.17	Fenêtrage spatiale des bords de la structures par $\psi(x)$, $\alpha = 0$	122
5.18	Forme du filtre $\mu\zeta(k)$	123
5.19	Filtrage du bruit, $\alpha = 0$	124

5.20	Module et phase de l'AMC1 de l'effort filtré, $x = 0.9$ à 1.3 , $\alpha = 0$	125
5.21	Intégration de l'effort bruité filtré $\alpha = 0$	126
6.1	Vue d'ensemble de la structure et de sa potence	131
6.2	Schéma du banc de mesure	132
6.3	Schéma de la structure réceptrice	132
6.4	Moteur dans la structure réceptrice	133
6.5	Humidification du tube et collage du film réfléchissant	134
6.6	Réglage de la position et de la visée du laser (fil à plomb)	134
6.7	$H_{vibrom-ref}(i\Delta)$ de la quatrième génératrice et comparaison des modules de $H_{vibrom-ref}(i\Delta, fm)$ (pointillé) $H_{vibrom-ref}(i\Delta, f(i\Delta))$ (trait plein)	135
6.8	Vitesses mesurées et vitesses recalculées par éq. 6.1	136
6.9	Repère des mesures sur le tube	137
6.10	Repère de mesure R_m et repère principal R_0	138
6.11	Recherche de $\phi(i\Delta)$ (cf. éq. 6.7)	140
6.12	Recherche de ψ	140
6.13	Comparaison des modules des deux projections, dans R_m et R_0	141
6.14	Application d'une TSVD sur le calcul de u_{10} et v_{10} , les 168 premières valeurs singulières sont conservées	142
6.15	Application d'une TSVD sur le calcul de u_{11} et v_{11} , les 168 premières valeurs singulières sont conservées	143
6.16	Filtrage de l'AMC1 de l'effort pour $\alpha = 0$ (ratio $\frac{k_c}{k_e} = 0.25$)	144
6.17	Filtrage de l'AMC1 de l'effort pour $\alpha = 1$ (ratio $\frac{k_c}{k_e} = 0.25$)	145
6.18	Moteur suspendu et ses quatre accéléromètres	147
6.19	Vitesse libre de la source en fonction du régime moteur et Modèle de courbe de régression	148
6.20	Puissance active normalisée pour différents K et κ . Phase de $Y_{s,1,\alpha} : -1, 4 rad$, régime moteur : $567 Hz$. $T_0 : *$, $T_1 : +$	151
6.21	Silence Force (Rowenta)	159
E.1	Calcul des scores de T5 . Comparaison P_{ij} et $P_{ij}(U_i)$ suivant (de haut en bas) une approche de calcul linéaire, BTL et Thurstone.	178
E.2	Calcul des scores de T6 . Comparaison P_{ij} et $P_{ij}(U_i)$ suivant (de haut en bas) une approche de calcul linéaire, BTL et Thurstone.	179
G.1	Repères du cylindre $(0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, $(0, \vec{r} = a, \vec{\theta}, \vec{z})$ et déplacement $(M, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$	183
G.2	Trièdre des repères locaux des déformées (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite).	186
G.3	Déformées radiale pour l'ordre $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)	189
G.4	Dispersion <i>in vacuo</i> : fréquence (Hz) en fonction du nombre d'onde mécanique de la coque cylindrique $k_{n,m} = \sqrt{(\frac{n}{a})^2 + (\frac{m\pi}{L})^2}$. Les courbes correspondent à différents modes longitudinaux, les étoiles aux différents modes circonférentiels	190
H.1	Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=0$ (la notion de symétrie n'a pas de sens pour $n=0$)	192

H.2	Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode anti-symétrique à droite)	193
H.3	Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=2$ (mode symétrique à gauche, mode anti-symétrique à droite)	193
H.4	Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=3$ (mode symétrique à gauche, mode anti-symétrique à droite)	193
H.5	Déformée axiale d'ordre circonférentiel $n=0$ (la notion de symétrie n'a pas de sens pour $n=0$)	194
H.6	Déformée axiale d'ordre circonférentiel $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode anti-symétrique à droite)	194
H.7	Déformée axiale d'ordre circonférentiel $n=2$ (mode symétrique à gauche, mode anti-symétrique à droite)	195
H.8	Déformée de torsion d'ordre circonférentiel $n=0$ (la notion de symétrie n'a pas de sens pour $n=0$)	195
H.9	Déformée de torsion d'ordre circonférentiel $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)	196
H.10	Déformée de torsion d'ordre circonférentiel $n=2$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)	196
K.1	Tube de PVC dans lequel sera découpée l'éprouvette	204
K.2	Éprouvette de PVC	204
K.3	Mesure du module d'Young complexe sur banc Oberst	205
K.4	Module d'Young sur les modes propres de l'éprouvette	206

Abréviations et notations utilisées

Abréviations

AMC1 : amplitudes modales circonférentielles d'ordre 1

eqm : écart quadratique moyen

ART : aspirateur Rowenta Artec Delta

AV2 : aspirateur Rowenta Artec V 2 (prototype de Rowenta) utilisé dans les tests du §. 2.1.1

AV2-BIS : aspirateur Rowenta Artec V 2, nouveau prototype de Rowenta enregistré pour les tests du §. 3.2

COL : aspirateur Rowenta Collecto

DYN : aspirateur Siemens Dynapower

NEO : aspirateur Rowenta Neo

NIL : aspirateur Nilfisk C20

POP1AGR et POP2AGR : première et seconde sous-populations créées à partir des réponses d'agrément

POP1EFF et POP2EFF : première et seconde sous-populations créées à partir des réponses d'efficacité

SIL : aspirateur Electrolux Ultra Silencer

SPE : aspirateur Philips Spécialiste

Notations

Les principales notations adoptées dans ce document sont présentées dans l'ordre alphabétique, elles sont suivies des références de leurs premières apparitions :

$(0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$: repère global cartésien, fig. G.1

$(0, \vec{r}, \vec{\theta}, \vec{x}_0)$: repère cylindrique, fig. G.1

a : rayon du feuillet moyen du tube, éq. G.1

a_{nmj}^α : amplitude modale, éq. G.15

α : symétrie du mode, $\alpha = 1$ symétrique, $\alpha = 0$ antisymétrique, éq. G.12

β : constante telle que $\beta = \frac{h^2}{12}$, éq. G.1

C : coefficient de couplage, éq. 5.12

D : constante mécanique telle que $D = \frac{Eh}{1-\nu^2}$, éq. G.1

Δ : pas de la discrétisation longitudinale, éq. 5.49

$\delta()$: fonction de Dirac

E : module d'Young du matériau de la coque, éq. G.1

$[Emkl]$: forme discrétisée des termes $Emkl$ de l'équation de mouvement, éq. 5.43 et 5.47

$E_{\mathbf{A}(1)}$: effet du facteur \mathbf{A} au niveau 1. § 3.2

f_{ex} : fréquence d'excitation du tube, tab. 5.1

F_r : force au point de contact avec la source, éq. 5.1

F_s : force au point de contact avec le récepteur, éq. 5.2

F_{nmj}^α : force généralisée de la force d'excitation de pulsation ω , éq. G.15

F_u : force axiale appliquée au tube en M , éq. G.13

F_v : force tangentielle appliquée au tube en M , éq. G.13

F_w : force radiale appliquée au tube en M , éq. G.13

$F\bar{w}_{n,\alpha}(x)$: amplitudes modales circonférentielles de la distribution d'effort radial suivant les déformées circulaires en n, α , éq. 5.47

h : épaisseur de la coque, éq. G.1

η : amortissement structural, éq. G.15

i : indice d'un point sur une génératrice, éq. 5.49

K : module du ratio des mobilités du récepteur et de la source, éq. 5.13

κ : différence de phases entre les mobilités du récepteur et de la source, éq. 5.13

L : longueur du tube, éq. G.1

$[L]$: opérateur différentiel de coque cylindrique de Donnell, éq. G.3

$(M, \vec{x}, \vec{\theta}, \vec{z})$: repère local, fig. G.1

m : ordre longitudinal des déformées, éq. G.8

m_{nmj} la masse généralisée, éq. G.15

n : ordre circonférentiel des déformées, éq. G.8

ν : coefficient de Poisson, éq. G.1

ω : la pulsation de la vibration, éq. G.1

Ω_{nmj} : pulsations propres adimensionnelles du système, éq. G.10

ω_{nmj} : la pulsation propre du mode, éq. G.15

ω_r : pulsation d'anneau $\omega_r = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$, éq. G.10 et G.12

P : puissance vibratoire complexe, éq. 5.6

Q_α : est l'amplitude de la distribution de force, éq. 5.15 et éq. 5.32

ρ : masse volumique du matériau de la coque, éq. G.1

S : puissance caractéristique ou source descriptor, éq. 5.10

u : déplacement longitudinal du point M , fig. G.1

\bar{u}_α : AMC1 du déplacement axial, éq. 5.40

$\bar{u}_\alpha(i\Delta)$: AMC1 discrétisée du déplacement axial, éq. 5.49

$\bar{u}_{n,\alpha}(x)$: amplitudes modales circonférentielles des déplacements axiaux suivant les déformées circulaires en n, α , éq. 5.39

v : déplacement tangentiel du point M , fig. G.1

\bar{v}_α : AMC1 du déplacement tangentiel, éq. 5.40

$\bar{v}_\alpha(i\Delta)$: AMC1 discrétisée du déplacement tangentiel, éq. 5.49

$\bar{v}_{n,\alpha}(x)$: amplitudes modales circonférentielles des déplacements longitudinaux suivant les déformées circulaires en n, α , éq. 5.39

V_s : vitesse de la source au point de contact avec le récepteur, éq. 5.2

v_{sf} : vitesse libre de la source, éq. 5.2

V_r : vitesse du récepteur au point de contact avec la source, éq. 5.1

w : déplacement radial du point M , fig. G.1

\bar{w}_α : AMC1 du déplacement radial, éq. 5.40

$\bar{w}_\alpha(i\Delta)$: AMC1 discrétisée du déplacement radial, éq. 5.49

$\bar{w}_{n,\alpha}(x)$: amplitudes modales circonférentielles des déplacements radiaux suivant les déformées circulaires en n, α , éq. 5.39

\tilde{X} : valeur rms d'une quantité X

$(X)^H$: transposée Hermitienne de X

X^* : valeur conjuguée d'une quantité X

$\bar{X}_{n,\alpha}$: amplitude modale circonférentielle d'ordre (n, α) d'une quantité X

x_F : coordonnée sur l'axe \vec{x} du point d'application de la force linéique, éq. 5.15

Y_r : mobilité du récepteur, éq. 5.1

Y_s : mobilité de la source, éq. 5.2

Introduction

L'aspirateur est l'une des sources sonores les plus importantes de l'électroménager. Depuis peu, pour la première fois un constructeur d'aspirateur communique sur le faible bruit de fonctionnement de son produit. Dans le spot publicitaire l'accent n'est plus mis sur la puissance électrique de l'appareil, mais sur le faible bruit qu'il émet, au point d'oublier de l'éteindre. . .

Si à ce jour la réglementation en vigueur impose peu de chose sur le plan acoustique, le journal officiel [Jou 03] stipule seulement que : le constructeur devra faire en sorte que le niveau sonore (puissance acoustique) soit indiqué sur le produit et ne soit pas supérieur à 76 dB(A). Comme la qualité sonore de l'aspirateur devient peu à peu un argument d'achat, les constructeurs poussent leur R&D à travailler dans ce domaine. La thèse présentée ici s'inscrit dans une démarche à long terme du fabricant **Rowenta**, qui vise à diminuer le niveau sonore de leurs aspirateurs. Cette démarche a rassemblé différents acteurs au cours de trois ans : **MicrodB** pour la recherche de matériaux, le **CNAM** pour l'optimisation du moto-ventilateur et le **LVA** pour l'étude d'acoustique perceptive ainsi que la vibro-acoustique du corps de l'aspirateur. Nous allons dans une première partie nous attacher tout d'abord à l'aspect perceptif du son de l'aspirateur, en vue d'identifier les paramètres acoustiques importants pour l'utilisateur. Ces paramètres choisis justifieront des caractéristiques physiques à étudier. Basée sur ces conclusions, la seconde partie a pour but de proposer un outil vibro-acoustique d'aide à la conception.

Avant de plus amples développements, il convient de décrire le fonctionnement de l'appareil et quelques-uns des phénomènes physiques importants des points de vues vibratoires et acoustiques. L'aspirateur est un objet aujourd'hui très commun, il n'est pas nécessaire d'en détailler l'utilisation. Le type d'aspirateur « traîneau » est le plus courant en France. Il est composé de trois parties principales (cf. fig. 1) :

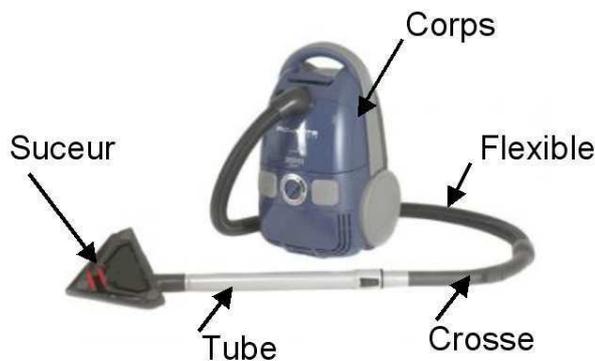


FIG. 1 – Différents éléments d'un aspirateur

- La tête d'aspiration ou suceur,
- La partie accessoire : elle regroupe le tube télescopique métallique, la crosse et le flexible,
- Le corps de l'aspirateur ou traîneau : il contient le moto-ventilateur, le carénage moteur, le sac à poussière, des joints, et des divers filtres.

Les deux fonctions de l'appareil sont d'enlever la poussière du sol et de la stocker . La première est réalisée par le suceur et le moto-ventilateur. Le suceur est un élément crucial de l'efficacité de l'aspirateur car c'est lui qui permet le nettoyage des surfaces. En effet la friction de la brosse du suceur permet de soulever la poussière. Le débit d'air engendré par la dépression que crée par le moto-ventilateur entraîne ensuite la poussière vers le corps de l'aspirateur. Le sac logé à l'intérieur du corps remplit la seconde fonction. Il permet de filtrer cet air et d'en stocker la poussière.

La figure 2 présente une vue éclatée du corps d'un aspirateur Artec Delta.

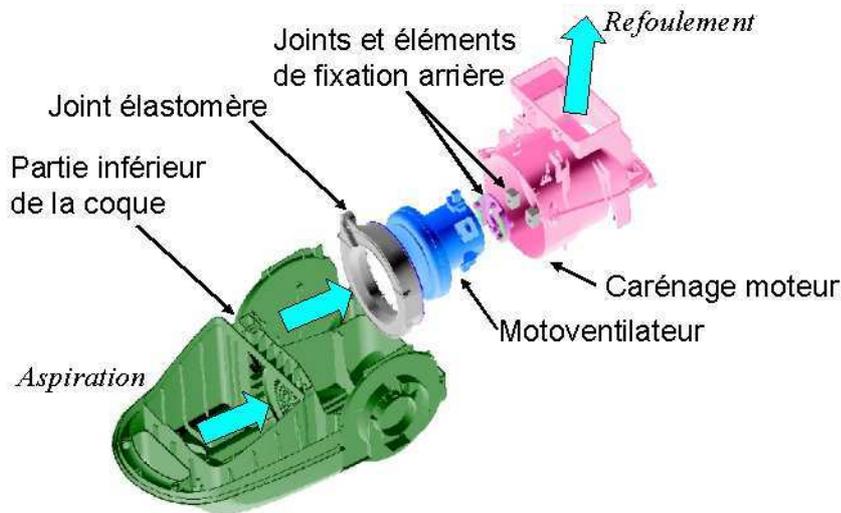


FIG. 2 – Vue éclatée d'un Artec Delta

Celui-ci est divisé en deux compartiments : un dédié au sac à poussière (non représenté ici), l'autre contient le mécanisme créant la dépression entre l'intérieur et l'extérieur du corps. Le bloc aspiration du moto-ventilateur est une turbine dont la rotation de la roue provoque une dépression entre l'amont et l'aval du moteur. Chaque année de grandes quantités de moto-ventilateurs sont produites, environ 15 millions pour l'Europe et 50 millions à travers le monde [CP 06]. Le bloc moteur du moto-ventilateur est un moteur électrique dit « universel ». Il s'agit d'une technologie de moteur à courant continu alimenté par un courant alternatif redressé par le collecteur. Ce type de moteur est très courant dans l'électroménager, car il est de facture simple et de prix de revient faible. Le moteur est traversé par le fluide que la turbine aspire, ce qui permet de le refroidir en permanence. Pour une charge d'aspiration accrue, la pression augmente et le débit d'aspiration diminue, ce qui provoque une augmentation du régime de rotation conduisant à une plus grande compression entraînant un échauffement de l'air plus important. A bas débit, le fluide ne permet plus un refroidissement suffisant du moteur, par conséquent la température de celui-ci s'élève rapidement. Ainsi quelques minutes d'obstruction de la bouche d'aspiration peuvent suffire à détériorer le moteur.

Un joint torique en élastomère est emmanché en force à l'avant du moteur. Il assure plusieurs fonctions : la mise en position du moteur, l'étanchéité entre l'amont et l'aval du moteur et un éventuel isolement vibratoire. L'arrière du moteur est maintenu en position par des éléments en élastomère et plastique.

Ainsi assemblé (cf. fig. 3) le moto-ventilateur crée une aspiration au niveau du compartiment du sac à poussière et refoule l'air dans le carénage moteur. Après avoir traversé des filtres, l'air est dirigé vers l'extérieur.

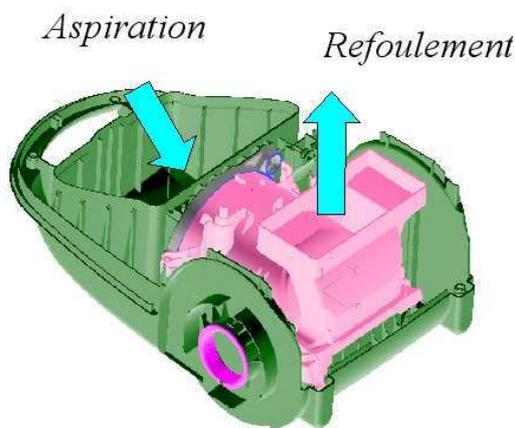


FIG. 3 – Vue assemblée d'un Artec Delta

Pour atteindre des dépressions suffisantes, la miniaturisation des aspirateurs au cours de ces dernières années, a contraint à augmenter les régimes de rotation des moteurs. Aujourd'hui ils peuvent dépasser $50000 \text{ tr.min}^{-1}$. Cette évolution réduit le temps de vie de l'appareil et augmente sa production de bruit. Au final malgré le soin apporté par les industriels, les blocs d'aspiration sont aussi bruyants qu'il y a 25 ans. La figure 4 présente un exemple de spectre d'aspirateur enregistré à la position de l'utilisateur.

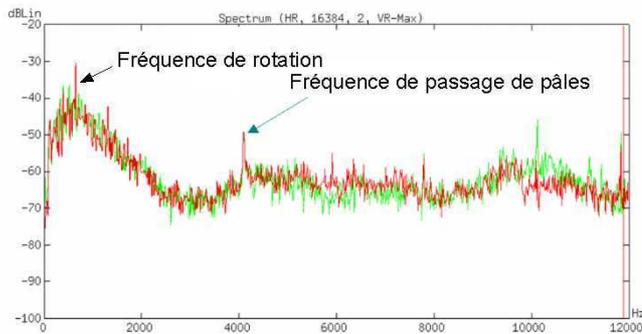


FIG. 4 – Spectre acoustique d'un aspirateur

Un bruit large bande est observé dans les moyennes fréquences (jusqu'à $1500 - 2000 \text{ Hz}$). Il est de nature aéraulique, le succion et le refoulement du corps en sont les principales sources. Deux raies

se distinguent particulièrement de l'ensemble du spectre : la raie moteur (455Hz) et la raie correspondant aux passages des pales de la roue du moto-ventilateur. Sa fréquence correspond au régime de rotation multiplié par le nombre de pales de la roue, soit pour neuf pales : $455 * 9 = 4100\text{ Hz}$. Ces deux raies sont à la fois transportées par le fluide refoulé et rayonnées par le corps de l'aspirateur. Des bruits non-stationnaires peuvent aussi apparaître lors de l'utilisation. Ils sont causés par les frottements sur le sol, les roulettes, le crépitement des poussières dans le tube et le flexible. . . D'un point de vue vibratoire l'aspirateur est une source complexe, car elle est constituée de nombreuses pièces de caractéristiques mécaniques très différentes (métaux, plastiques, élastomère), assemblées les unes dans les autres (vis, clips, emmanchées en force), tout en respectant des critères d'étanchéité. D'autre part un encombrement minimum doit être préservé. Les formes de la plupart de ces pièces sont gauches, car elles suivent des contraintes de design importantes. C'est dans ce cadre très concret et quotidien que s'inscrit cette thèse.

D'une manière générale le bruit émis par un objet est souvent source d'informations, à la fois objectives et subjectives. Par exemple, il est indicateur du bon fonctionnement du produit (information objective), et de l'impression de qualité qui en émane (information subjective). Dans le cas de l'aspirateur, le son qu'il émet, peut permettre à l'utilisateur de savoir que l'aspiration est normale et de détecter par exemple si le sac à poussière est plein ou si le tube est bouché. Les bruits des grains de poussières peuvent par exemple être considérés comme des signes d'efficacité du nettoyage.

Le premier aspect de cette thèse repose en une étude perceptive des sons stationnaires de l'aspirateur qui préconisera des « objectifs sonores » vers lesquels tendre pour les nouveaux modèles. Elle précisera aussi s'il est possible de conserver l'information subjective liée à l'impression de puissance, tout en minimisant l'inconfort dû à d'autres critères.

Le deuxième aspect de l'étude vise à déterminer les choix technologiques que l'industriel pourra adopter pour que la contribution vibro-acoustique au son global se rapproche le plus possible de l'objectif sonore déterminé. Pour cela un banc de caractérisation du moteur, source vibro-acoustique principale du corps, sera créé. Ce banc doit tenir compte de la géométrie du moteur et de sa liaison au reste de l'aspirateur, ce qui mènera à proposer des innovations pour l'identification indirecte de force sur coque cylindrique. De plus il doit permettre une caractérisation intrinsèque de la source, problème crucial dans le domaine de la caractérisation de source solidienne. Il sera ainsi possible de comparer différents moteurs, différents joints et choisir les éléments correspondants au mieux au cahier des charges d'acoustique perceptive.

Première partie

Etude perceptive

Chapitre 1

Bibliographie

Avant de s'intéresser aux travaux portant sur les aspirateurs, nous allons nous attacher à préciser une notion très médiatisée en ce moment, et importante pour la suite : celle de **Qualité sonore**. Cette courte présentation de la **Qualité sonore** (Sound Quality) est en très grande partie inspirée des travaux de J. Blauert [BJ 97]. Après un court exposé de l'historique du terme de **Qualité sonore** et celui peut-être préférable, car plus parlant, de **Qualité sonore du produit** (Product Sound Quality), nous aborderons les différences entre psychoacoustique et qualité sonore et évoquerons son essor dans un contexte industriel. Nous nous intéresserons ensuite aux rares travaux portant sur l'aspirateur dans ce contexte de **Qualité sonore du produit**.

1.1 Qualité Sonore

Il y a quelques décennies dans le domaine de l'acoustique, la stratégie du "lower is better" était justifiée par le danger pour la santé de l'auditeur que pouvait représenter l'exposition répétée aux niveaux de pression existant dans les infrastructures industrielles. Bien que la notion de timbre soit déjà connue¹, l'enjeu n'était pas encore de le travailler. Il était tout d'abord crucial de chercher à réduire l'énergie acoustique mise en jeu.

La réduction du niveau de pression reste le but premier, mais les ingénieurs sont peu à peu conduits à s'intéresser à d'autres critères pertinents tels que le spectre et l'aspect temporel du signal. L'industrie prend totalement conscience que différents objets avec le même niveau de pression pondéré A peuvent être perçus comme considérablement différents. C'est à partir de ce moment que l'on commence à parler de **Qualité Sonore**. Au début la définition reste cependant limitée : l'évènement sonore peut avoir d'autres attributs que le niveau sonore. Mais un pas est alors franchi, l'évènement sonore est communément admis comme multidimensionnel.

La notion de **Qualité Sonore** évolue de nouveau en se liant à la notion de « **Qualité sonore du produit** ». Dans un contexte de production industrielle, elle correspond à une adéquation entre le

¹L'American National Standard Institute a proposé en 1960 [Ame 60] la définition suivante du timbre : Ce qui peut être traduit par : « Le timbre est le caractère de la perception auditive selon lequel un sujet peut estimer que deux sons, présentés de manière similaire, d'égale sonie et hauteur, sont dissimilaires » ("*Timbre is that attribute of auditory perception in terms of which a subject can judge that two sounds similarly presented and having the same loudness and pitch are dissimilar*").

« son dans ce contexte technique et le but technique de l'objet ». Le concept se précise et devient la **Qualité sonore du produit** proposée par Jekosch [JB 96] : la qualité sonore est une quantification de l'adéquation du produit et du son qu'il émet. Elle résulte d'un jugement basé sur des paramètres acoustiques du son, mais aussi sur les caractéristiques du produit désirées par l'utilisateur (tenant compte de la situation cognitive à cet instant, et des actions et des émotions dans le contexte donné) ².

Un tel concept de qualité peut en partie se résumer à une échelle bipolaire mauvais-bon, d'usage courant maintenant en industrie. Cette notion intuitive et simple en premier abord est en pratique extrêmement complexe à appliquer. En effet, le **Product-Sound Engineering** requiert à la fois des connaissances d'acoustique propre à l'ingénierie mécanique, de psychoacoustique, de divers effets psychologiques et sur le processus de jugement.

De nombreuses études ont été réalisées dans l'industrie sur des objets très variés, l'utilisation des travaux de qualité sonore sont de plus en plus répandus : l'électroménager dans son ensemble, la climatisation [SMW⁺ 04]. . . Les transports et l'automobile en particulier sont des domaines très demandeurs d'études visant à l'amélioration du confort et du design sonore de leur produit. À titre d'exemple, il est possible de citer de nombreuses études ayant pour sujet, fort popularisé par les publicitaires, le bruit de fermeture de portière de voiture [KFN⁺ 02] [POAS 01] [CA 95] [FW 95] [MS 93].

Psychoacoustique et la Qualité Sonore Une nuance doit être faite entre la psychoacoustique et la Qualité Sonore. En psychoacoustique il s'agit d'établir un lien entre un phénomène physique acoustique et la sensation de l'auditeur (perception d'une hauteur, sonie. . .). Mais un soin particulier est apporté pour que les composantes émotionnelles et culturelles du sujet humain n'interviennent pas. Le phénomène étudié reste abstrait, le contexte du son n'est pas détaillé par exemple (cf. fig. 1.1).

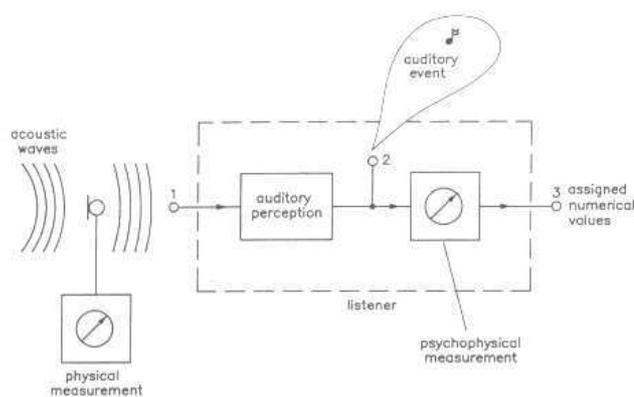


FIG. 1.1 – Schématisation d'un auditeur en psychoacoustique, in [BJ 97]

Quand il s'agit de Qualité sonore, ce schéma est un peu différent (cf. fig. 1.2).

² "Product-sound quality is a descriptor of the adequacy of the sound attached to a product. It results from judgements upon the totality of auditory characteristics of the said sound - the judgements being performed with reference to the set of those desired features of the product which are apparent to the users in their actual cognitive, actional and emotional situation"

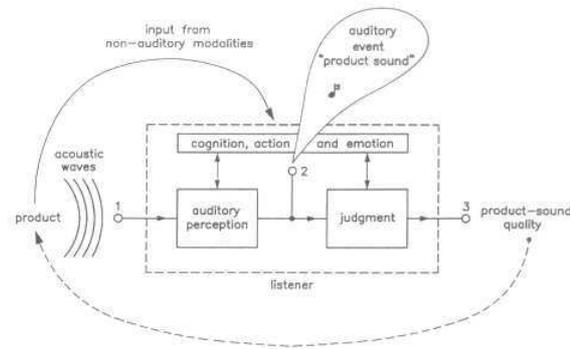


FIG. 1.2 – Schématisation d'un auditeur en qualité sonore du produit in [BJ 97]

Tout d'abord le son écouté n'est plus abstrait, au contraire. Un soin particulier est apporté à détailler le contexte et l'objet qui est source de ce bruit. Les connaissances et l'émotion de l'auditeur sont sollicitées, ainsi il n'est plus uniquement un individu capable d'une mesure, mais devient capable d'un jugement.

L'auditeur juge en utilisant des repères qui lui sont propres et qui correspondent à une image sonore qu'il se donne de l'objet. Ces repères ne sont valables bien évidemment qu'au moment du test, dans un contexte bien particulier dépendant de la situation cognitive, de l'action et des affects de l'instant. La **Qualité Sonore** n'est donc pas en ces termes une qualité intrinsèque du produit, elle peut dépendre de l'origine culturelle de l'auditeur [KNH⁺ 91], mais aussi de l'image qu'il se fait du produit et de son attente vis-à-vis de celui-ci.

1.2 Acoustique Perceptive et Aspirateur

Très peu d'études existent sur le sujet qui nous intéresse. Une partie du travail de thèse de F. Guyot sur la catégorisation [Guy 96] porte sur les sons des aspirateurs. Aux cours de trois tests, les stimuli proposés aux auditeurs sont soit les sons originaux des 23 aspirateurs, soit ces mêmes sons égalisés en sonie, soit encore modifiés artificiellement³ puis égalisés. L'auteur procède par catégorisation libre, l'auditeur groupe les sons proposés suivant « le degré de confort qu'ils évoquent ». Le travail consiste ensuite à rechercher un comportement de catégorisation moyen à l'ensemble des réponses de la population des auditeurs, puis de corréliser ces catégories avec des paramètres psychoacoustiques. Une verbalisation des auditeurs, justifiant leur choix de catégories, fournit des informations supplémentaires permettant d'identifier les critères qu'ils ont utilisés pour classer les sons. Trois points de vue différents ont été adoptés dans cette verbalisation :

- analyse d'agrément : agréable, supportable, désagréable, insupportable, doux, horrible... ,

³réduction des émergences des fréquences de rotation ou de passage de pales, éventuellement diminution du niveau dans une bande de fréquence aiguë (supérieure à 1700Hz ou 5000Hz)

- analyse acoustique : niveau sonore, fréquences aiguës (strident, sifflement),
- analyse « de propriétés spécifiques de l'objet » : normal, moyen, puissant.

L'auteur conclut sur trois paramètres importants des sons. Le plus important de tous est le niveau sonore. Il apparaît en effet que les bruits jugés comme agréables sont de faibles niveaux, à l'opposé des forts niveaux qui sont jugés défavorablement. Dans un ordre secondaire, l'équilibre grave-aigu du son et la présence d'émergences contribuent à la gêne ressentie par l'auditeur.

L'équilibre grave-aigu semble être un paramètre important, mais une quantification de ce critère pose problème. L'auteur utilise trois moyens différents pour décrire ce paramètre :

- l'indicateur d'acuité : aucune relation linéaire n'est cependant relevée, mais un effet de seuil de gêne est suspecté, car il semble qu'au-dessus de 2.7 acum ce paramètre devient dominant dans la gêne (à sonie égale).
- une quantification du niveau SPL relatif entre différentes bandes de fréquences : F. Guyot identifie que, si le niveau de la bande de fréquences 2000-4000Hz est plus grand que celui de la bande inférieure à 2000Hz, le son est jugé comme désagréable. Et inversement, si le niveau de la bande inférieure à 2000Hz est plus grand, le son tend à être agréable.
- et ce que l'auteur nomme la largeur spectrale, c'est-à-dire la présence particulièrement forte d'une zone particulière du spectre : la largeur spectrale est définie comme zone spectrale inférieure à la fréquence pour laquelle l'énergie spectrale a chuté de 15dB par rapport à son maximum atteint entre 1000Hz et 4000Hz. Il apparaît que plus cette largeur de bande est petite plus le bruit est agréable. Aucune quantification de ce dernier critère n'est cependant proposée.

L'émergence d'une raie particulière est le dernier paramètre important. F. Guyot met en évidence que les raies entre 100Hz et 1000Hz sont des sources de gêne importantes. Dans les cas où elle dépasse le spectre environnant de plus 15dB, l'émergence est perçue par les auditeurs comme gênante et assimilable à une sirène. L'évolution temporelle de ces raies semble être aussi un désagrément. Il faut noter en effet que les stimuli proposés incluent la mise en route de l'appareil.

Altinsoy, Kanca et Belek [AKB 99] proposent un modèle d'agrément, basé sur pas moins de six paramètres perceptifs (indicateur de sonie, acuité, rugosité, force de fluctuation, rapport signal sur bruit, *prominence ratio*) pour six aspirateurs différents. Le coefficient de détermination est très bon ($r^2 = 0.937$) ce qui semble logique car le nombre de paramètres est égal aux nombres d'observations de la variable dépendante. Dans le modèle proposé sont inclus des paramètres dont la contribution à l'agrément ⁴ est très faible (par exemple rugosité 0.04%) alors que d'autres, apparemment plus importants, sont éliminés (tone-to-noise ratio 6% et *prominence ratio* 13%). Le niveau sonore est majoritaire en contribuant à 56%.

Dans [KJ 01] Kyncl utilise la méthode des différences sémantiques avec les descripteurs suivants : l'agrément (*pleasantness*) et inefficacité (*inefficiency*), aspect flou du son (*fuzziness*), originalité (*atypicality*) et sonie (*loudness*). Il étudie ensuite les corrélations entre l'agrément et les autres critères. Il

⁴la contribution à la note donne l'ordre de grandeur de la contribution d'un facteur par rapport à tous les autres contribution (%) à la note $x_i = \frac{\alpha_i |Max(x_i) - Min(x_i)|}{\sum \alpha_j |Max(x_j) - Min(x_j)|}$

note que ces coefficients de corrélations sont très majoritairement négatifs. C'est-à-dire que les quatre derniers critères proposés sont croissants pour un désagrément croissant. Encore une fois, le critère de sonie est prépondérant pour expliquer la gêne, car il possède systématiquement le coefficient de corrélation le plus important (en valeur absolue).

Ih et al. proposent dans [ILJS 02][ILSP 03] une méthodologie en deux étapes. La première a pour but de caractériser les attributs des sons intervenant dans la qualité sonore de l'objet. Pour cela les auteurs utilisent un **plan d'expérience fractionnaire** où les essais sont différentes modifications d'un même son d'aspirateur. Ce son est modifié suivant quatre bandes de fréquences différentes qui sont soit atténuées, soit renforcées. Les bandes de fréquences ont été choisies suivant des critères de perception de la parole. La méthode des plans d'expérience (orthogonal array) est ici utilisée pour rechercher une corrélation entre la réponse des auditeurs et la composition spectrale des sons. Les variations de sonie entraînées par ces modifications semblent ne pas avoir été égalisées, ce qui est critiquable étant donnée, on l'a vu, l'importance de ce paramètre.

Ces auteurs notent que toute augmentation du niveau de pression, quelle que soit la bande de fréquences, conduit à une gêne supérieure. Ce phénomène est d'autant plus marqué pour une augmentation de la bande aiguë. En ce qui concerne les performances de l'appareil, toute augmentation de chaque bande contribue à donner l'impression d'une bonne aspiration (*sucks dust very well*). Une augmentation de la première bande (0.0-0.6 kHz) et de la quatrième bande (3.9-12.0 kHz) contribueraient légèrement plus à ce sentiment. Il est donc préconisé d'augmenter la première et de chercher à diminuer la quatrième, pour diminuer la gêne et accroître l'impression de performance.

Fort de ces conclusions, la seconde étape consiste à construire un modèle permettant d'évaluer et de prédire la gêne de l'aspirateur. Pour cela ils utilisent les réponses des auditeurs sur 9 modèles différents ayant subi les mêmes modifications que précédemment. Les recherches de modèles sont tout d'abord effectuées par régression linéaire. Ils comparent leur modèle linéaire (indicateur de sonie, acuité, rugosité) avec ceux proposés par Zwicker (indicateur UBA) [Zwi 82], et Widmann (indicateur PA) [Zwi 82] et constatent que leur modèle est plus performant, ce qui semble normal car celui-ci contient plus ou autant de paramètres que les deux autres, et par définition, correspond déjà à la régression linéaire idéale pour leur population de points. Aucune information sur la fiabilité du modèle n'est fournie, ni intervalle de confiance des réponses. Aucune recherche de sous-populations sur des critères statistiques (par exemple **K means** [LMP 00]) n'est mentionnée, ce qui pourrait peut-être apporter des informations supplémentaires, car en créant un modèle à partir d'une première partie de la population et en le testant sur la seconde, ils obtiennent de mauvais résultats. Ce problème est interprété comme une faiblesse de la méthode de régression linéaire, qui n'intègre pas l'aspect non-linéaire des réponses humaines. Les auteurs se proposent alors d'utiliser un réseau de neurones artificiels pour construire un modèle tenant compte de cet aspect non-linéaire. Ils mettent alors en évidence la faible contribution de la rugosité. De plus, ils notent pour les forts niveaux une saturation de la gêne provoqué par le niveau sonore et une contribution plus importante de l'acuité lors de ces forts niveaux. En examinant les données fournies, il faut convenir que cette augmentation de contribution de l'acuité semble peu sensible.

On trouve une utilisation originale des plans d'expériences pour quantifier ce qu'accepteraient de payer des utilisateurs d'aspirateurs pour un gain d'agrément dans le domaine sonore [TAI 05]. En étudiant les réponses de deux populations différentes d'auditeurs (50 étudiants, 50 personnes âgées de plus de 60 ans) sur une échelle allant de *achetable* à *pas achetable*, Takada et ses collègues mettent en évidence des comportements différents de ces populations : les étudiants se soucient plus du prix du modèle et la population des seniors accepte de payer plus cher pour un confort sonore supplémentaire. Les auteurs quantifient ces différences économiques : pour un gain d'agrément dans le domaine sonore les seniors acceptent un surplus de coût un peu plus de quatre fois plus important que les jeunes.

Enfin, Söderholm et Västfjäll ont abordé la relation entre la qualité sonore et le design de l'appareil [SV 02]. La taille de l'appareil est un paramètre extrêmement important dans l'image que le son va provoquer. De plus, un modèle laid (*ugly*) et démodé sera supposé émettre un son désagréable, au contraire d'un modèle agréable à regarder (*nice*) avec un design suivant la mode. Dans une moindre mesure, il est montré que l'acuité, la rugosité et la force de fluctuation évoquaient aussi une apparence visuelle aux auditeurs. Les modèles aux sons agréables étaient supposés avoir des angles arrondis, les sons désagréables suggéraient des modèles de forme carrée ou ronde.

On le voit, les études perceptives de l'aspirateur sont rares ; on peut remarquer qu'elles conduisent à la constatation que la diminution du niveau global et des hautes fréquences contribuent à augmenter l'agrément de l'auditeur. Cependant il s'agit là de tendances, la plupart du temps les données sont peu exploitables et applicables à un autre contexte que celui des mesures dans lequel elles ont été faites.

Chapitre 2

Tests perceptifs sur bruits réels

Le but de notre démarche dans les deux chapitres suivants, sera d'identifier les paramètres sonores contribuant au caractère agréable du son, ainsi qu'à l'impression d'efficacité de l'appareil évoquée par le bruit.

Mais avant de répondre à ces questions, il est capital de savoir s'il est possible de parler du timbre d'un modèle d'aspirateur. En effet, de par son fonctionnement, un aspirateur est une source très directive : l'image sonore du produit peut-elle varier selon la position d'écoute ? Une première expérience a donc consisté à évaluer la dépendance du timbre avec cette position d'enregistrement.

2.1 Conditions d'enregistrements des stimuli

2.1.1 Enregistrement binaural et filtrage lors de la restitution

Il est important de préciser tout d'abord que les enregistrements s'effectuent à l'aide d'un mannequin acoustique (B&K type 4100) (fig : 2.1).

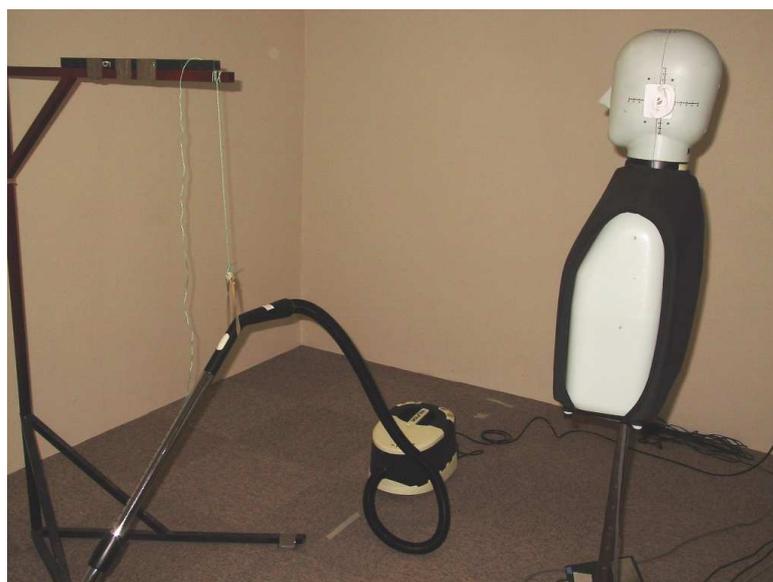


FIG. 2.1 – Mannequin acoustique en cours d'enregistrement

En effet, dans des conditions normales d'écoute, l'auditeur perturbe le champ sonore par la présence même de son corps. Une partie de ces modifications dépendent de la fréquence de l'onde sonore et de son incidence. Il s'agit de masquage, la tête constituant un obstacle aux fréquences supérieures à 1500Hz ; et de réflexions, sur les épaules et pour les fréquences élevées dans le pavillon de l'oreille. Une autre partie de ces modifications ne dépendent pas de l'incidence, il s'agit de résonances du conduit auditif situées aux alentours de 2500Hz [Par 06]. Tous ces effets sont regroupés sous le terme de **fonctions de transfert auditives** (*Head-Related Transfer Functions*) et sont par exemple utilisés par l'auditeur pour localiser la provenance d'un son.

Pour enregistrer un son en étant au plus près de ce qu'entendrait un auditeur, la méthode usuelle consiste à utiliser un mannequin acoustique [BS 75]. Il s'agit de reproduire la géométrie des parties du corps intervenant le plus dans ces modifications du champ sonore environnant. Le mannequin acoustique est donc constitué d'éléments simplifiés du haut du corps humain : un torse, une tête et des pavillons. Les microphones sont logés à l'entrée des conduits auditifs, sur certains modèles ce conduit est même reproduit.

Pour que la chaîne d'enregistrement-restitution respecte les conditions d'**audio-conformité** [Möl 92], quelques points importants sont à respecter :

- la réalisation d'un filtrage. Celui-ci vise à éliminer certaines influences qui interviendraient à deux reprises, à l'enregistrement et à la restitution (conque...). Mais pour ce faire, un **casque ouvert « idéal »** (cf. p188 [Möl 92]) doit être utilisé. Un casque ouvert ne perturbe pas l'impédance de rayonnement du canal auditif et il permet ainsi de simplifier le calcul du gain de l'ensemble mannequin-casque. En effet, nous disposons d'un mannequin avec un canal auditif bloqué, la faible impédance du casque face à celle du canal auditif humain permet à la fonction de transfert de s'affranchir de la compensation de la différence entre la pression à l'entrée l'oreille humaine et la pression à l'entrée du canal bloqué du mannequin. Au final, le gain qui nous intéresse devient le rapport de la pression à l'entrée bloquée sur la sensibilité du casque (cf. p191 [Möl 92]).
- une calibration du niveau de restitution.

En pratique, une correction de la réponse fréquentielle du casque (Casque Sennheiser HD600) et de la chaîne de restitution est réalisée en parallèle. Nous avons coiffé notre mannequin acoustique (B&K type 4100) du casque utilisé lors de nos futurs tests, puis mesuré la fonction de transfert suivante, et cherché à l'inverser pour filtrer les signaux avant restitution. La chaîne de mesure peut se résumer ainsi :

$$SORTIE CARTE SON PC \Rightarrow \text{casque} \Rightarrow \text{mannequin} \Rightarrow \text{ampli micro} \Rightarrow ENTRÉE CARTE SON PC \quad (2.1)$$

Cependant, la correction, a été limitée aux fréquences inférieures à 11kHz pour la voie de gauche et 15kHz pour celle de droite. En effet, au-dessus de ces fréquences la reproductibilité des mesures de la fonction de transfert est très mauvaise ; elles diffèrent grandement d'une voie à l'autre et il y a hypersensibilité de la fonction de transfert aux conditions expérimentales. De plus les détails de la morphologie de chaque auditeur, importants pour les hautes fréquences, ne peuvent être pris en compte. S'attacher à corriger suivant une mesure particulière sur un mannequin n'a donc plus de sens au-dessus de 12kHz. D'autre part une chute importante du gain de la fonction de transfert est observable à 13kHz (voie gauche) et 16kHz (voie gauche), son inversion conduirait à augmenter inconsidérément les aigus (+40dB).

Nous avons donc choisi d'imposer un gain de 0dB au gabarit de notre filtre FIR (cf. : fig. 2.2).

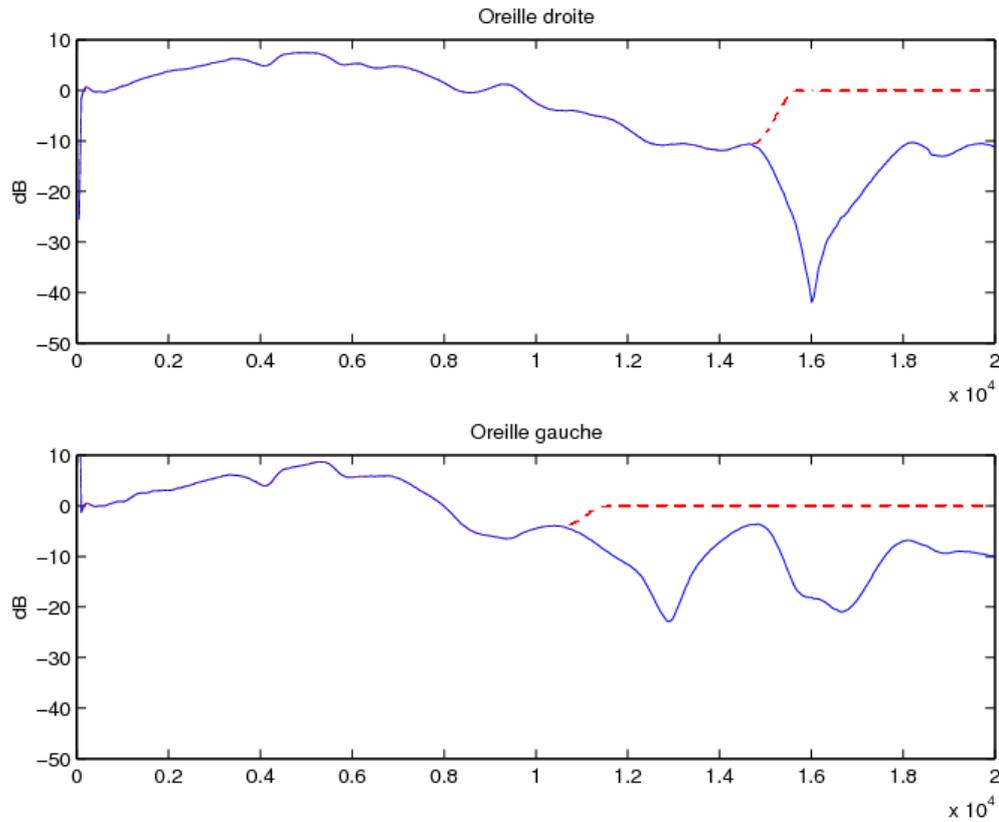


FIG. 2.2 – Fonction de transfert Eq. 2.1

Cette figure illustre le module de la fonction de transfert en dB vs la fréquence (Hz) de l'oreille droite, en haut et celle de la gauche, en bas. Les traits pleins représentent les fonctions de transfert et en pointillés les gabarits qui seront inversés pour créer le filtre.

Le signe de la phase a été modifié après soustraction de la partie propagative de celle-ci (en $-\frac{f}{c}$). Ensuite la convolution des fichiers sonores par ce filtre permet la restitution des stimuli affranchie de la contribution de la conque répétée deux fois.

2.1.2 Salle et positions d'enregistrement

L'enregistrement des sons a été réalisé dans des conditions communes d'utilisation d'un aspirateur : dans un petit local ressemblant à une pièce calme d'appartement. Cette salle est de petites dimensions, approximativement $3.70 \times 2.90m$ pour une hauteur de $2.65m$. Le sol est recouvert d'une moquette et les murs sont tapissés.

Le suceur repose sur une moquette supplémentaire requise par la norme CEI 60704-2-1 (triangle rouge sur figure 2.3).

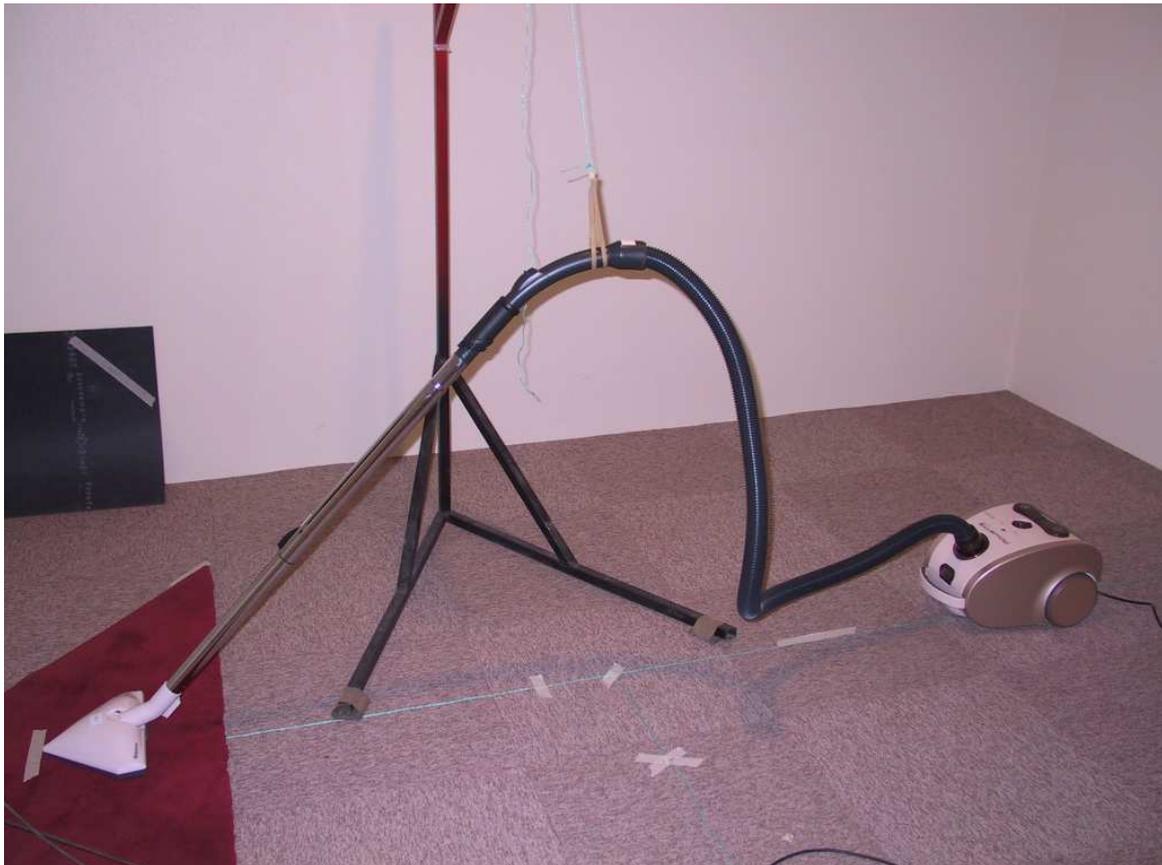


FIG. 2.3 – Salle où les enregistrements ont été réalisés.

Pour une puissance électrique donnée (ici variateurs de puissance en butée « puissance maximale »), le régime moteur est imposé par la charge de résistance à l'aspiration créée par la moquette. Le tube du suceur est suspendu avec souplesse depuis une potence par un jeu d'élastiques et de liens. Son inclinaison est ensuite réglée à 45° , comme le préconise la norme.

Pour explorer ces variations éventuelles du timbre quatre positions d'enregistrements ont été choisies. Elles sont schématisées sur la figure 2.4 :

1. devant le suceur (mannequin regardant vers l'aspirateur),
2. derrière le moteur (mannequin regardant vers l'aspirateur),
3. sur le côté (mannequin regardant vers l'aspirateur),
4. sur le côté à proximité du tube, position de l'utilisateur (mannequin regardant vers l'avant).

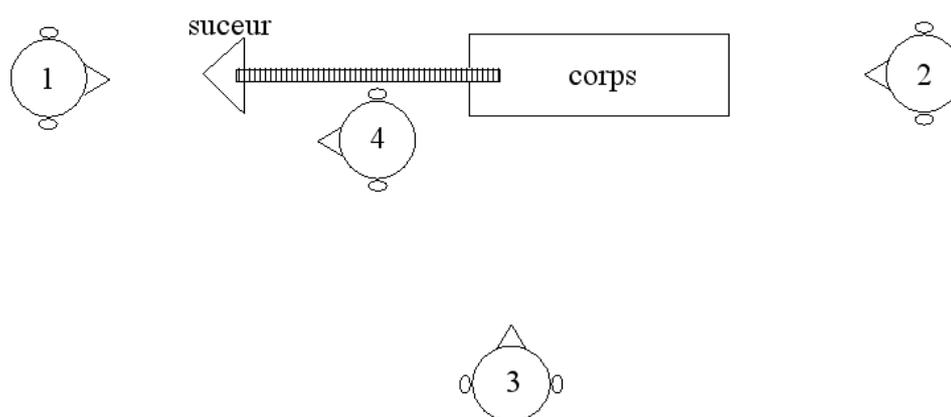


FIG. 2.4 – Positions d'enregistrement

Caractéristiques des sons enregistrés

Huit aspirateurs traîneaux différents ont été choisis et enregistrés (cf. Annexe A). Ils font partie des aspirateurs disponibles sur le marché en 2002 (exception faite de AV2 qui est un prototype de Rowenta). Différents indicateurs sonores ont été calculés pour tous les sons enregistrés.

Pour une position d'enregistrement donnée, il est apparu tout d'abord que les différences entre les appareils étaient très voisines, qu'elles s'expriment en dBlin dB(A) ou même en sonie de Zwicker normalisé selon ISO 382 pour les raisons suivantes :

- la pondération A minimise la contribution des basses fréquences dans la quantification du niveau global. Les sons dont nous nous occupons présentent peu de basses fréquences, une pondération A ne provoque que peu de différences, exception faite du SIL qui possède un son plus grave que les autres. La différence entre dBlin et dB(A) est alors plus sensible pour ce modèle.
- le type de sons étudiés n'impose pas l'utilisation d'un indicateur de sonie. Ils sont de niveaux voisins, stationnaires et le masquage fréquentiel intervient peu.

Comme la pondération A est très utilisée dans le monde industriel (en particulier pour les aspirateurs) et pour la réglementation [Jou 03], nous la conserverons par la suite.

Le tableau en annexe B.1 regroupe les calculs de données physiques et psychoacoustiques réalisées à l'aide du logiciel MTS Sound Quality. La figure 2.5 propose uniquement le dB(A) en fonction de la position d'enregistrement et du modèle d'aspirateur.

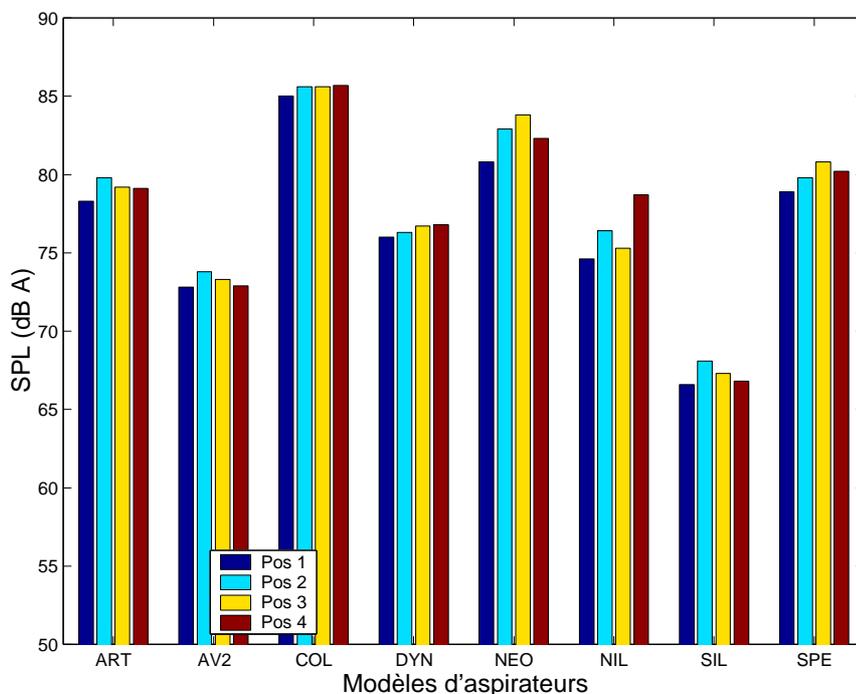


FIG. 2.5 – SPL (dB(A)) pour chaque modèle suivant les 4 positions d'enregistrement figure (2.4)

Les niveaux s'échelonnent de 64.9 à 85 dB(A). Hormis pour le NIL et le NEO, on peut déjà remarquer que la position d'enregistrement affecte peu le niveau de pression pondéré A. Pour expliquer cette spécificité on peut remarquer, que le NIL où les différences sont les plus importantes, est d'une conception différente des autres : l'axe de rotation du moteur est vertical, et l'air est rejeté sur les côtés de l'appareil près du sol.

2.2 Test perceptif : Similarité

Les stimuli que nous proposons vont-ils être sensibles à la position d'enregistrement que nous choisissons ? Cette question est importante car les résultats de l'étude perceptive seraient alors peu fiables. Pour dissiper ce doute, il convient de vérifier que la variance des réponses introduite par la position d'enregistrement est plus réduite que celle due au choix du modèle enregistré, autrement dit : peut-on confondre un aspirateur donné enregistré en différents endroits avec un autre ?

2.2.1 Validation des stimuli. Test de similarité T1

Protocole de test

Stimuli Parmi les huit, quatre modèles d'aspirateurs ont été éliminés de ce test car ils présentaient des sons avec des caractéristiques trop immédiatement détectables (sifflement, vrombissement...). Toutes les positions de chaque aspirateur ne peuvent apparaître dans celui-ci, la durée du test se devant d'être limitée pour préserver l'attention des sujets. Un échantillon de paires de positions est choisi arbitrairement, si une ambiguïté dans la reconnaissance apparaît par la suite, il est toujours possible d'élargir le nombre de positions présentées. Les huit sons choisis, provenant de ces quatre aspirateurs, sont donc retenus pour le test. Le tableau 2.1 résume les combinaisons positions-aspirateurs choisies pour ce test.

Modèles	Positions des sons	
Artec Delta, Rowenta	2	4
Dynapower, Siemens	1	3
UltraSilencer, Electrolux	3	4
Spécialite, Philips	1	2

TAB. 2.1 – Stimuli retenus pour le test de Similarité (position cf. fig 2.4)

Les stimuli durent 5s et sont restitués grâce à une carte Gina24 ($F_e = 44.1kHz$) et un casque audio Sennheiser HD600. Comme pour les tests qui suivront, un filtrage permet de compenser les effets binauraux et la fonction de transfert du casque (cf. 2.1.1).

Par expérience, nous savons que l'impression de niveau sonore est un critère perceptif extrêmement sensible. Pour être le plus proche possible de la sensation de l'auditeur nous n'utilisons pas les dBlin et dB(A), mais nous choisissons d'**égaliser les stimuli en Sonies**. Pour ce faire nous procédons par itérations : les sonies des sons sont estimées à l'aide du casque, d'un mannequin acoustique et du logiciel Sound Quality (qui possède un indicateur de sonie ISO532B [Zwi 82]) ; le gain de chaque bruit est modifié jusqu'à ce que l'objectif recherché soit atteint. Les stimuli obtenus sont ensuite écoutés pour valider l'hypothèse que cet indicateur décrit bien la sensation de sonie des sons d'aspirateur. L'attention de l'auditeur est ainsi focalisée sur d'autres critères : le timbre et la hauteur tonale. L'aspect temporel du signal n'intervient pas car tous les stimuli sont stationnaires et de même durée.

Consignes Les bruits sont présentés par paire à l’auditeur. Pour chaque paire, l’auditeur doit évaluer la similarité entre les deux sons, il donne sa réponse au moyen d’un curseur se déplaçant sur une échelle continue allant d’« identiques » à « très différents ». La réponse des auditeurs est alors une distance « perceptives » entre deux stimuli, celle-ci est petite lorsque les bruits sont ressentis comme semblables, et à l’inverse grande lorsque les bruits sont perçus comme dissemblables. L’interface est réalisée sous Matlab (figure 2.6) et l’auditeur n’a besoin que de la souris pour répondre.

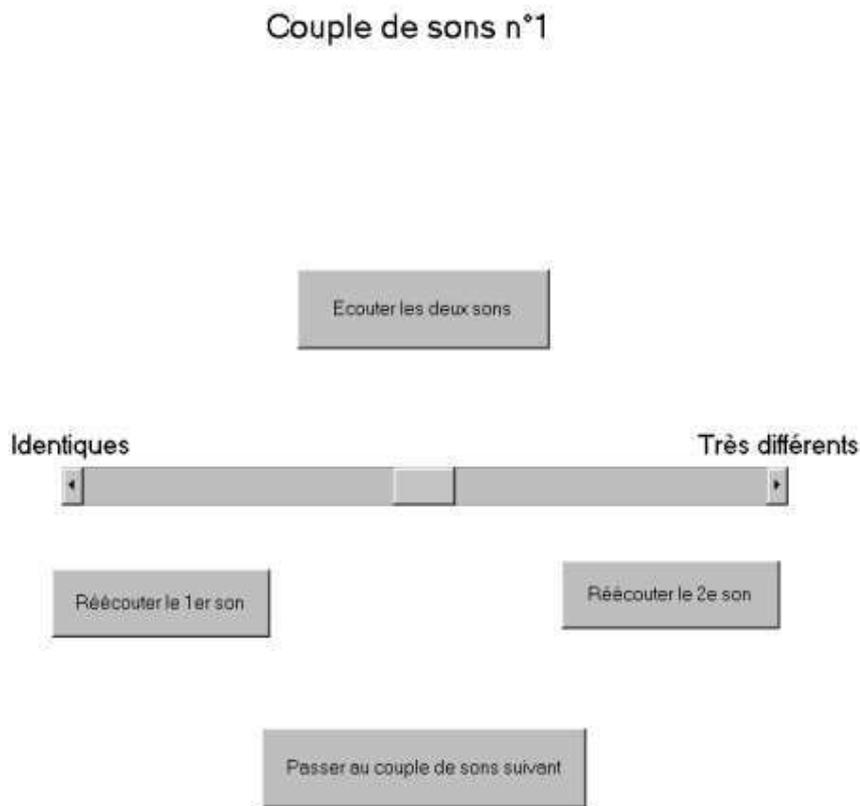


FIG. 2.6 – Interface du test **T1**, jugement à échelle continue

Pour chaque couple de sons l’auditeur clique le bouton « écouter les deux sons », il a la possibilité d’écouter chaque paire autant de fois qu’il le désire ; il déplace ensuite le curseur en fonction de sa sensation et peut après enchaîner avec le couple de sons suivants.

Avant chaque test, le contexte de l’étude est explicité, le sujet sait qu’il juge des sons d’aspirateurs. L’auditeur est ensuite amené à se familiariser avec les stimuli proposés : il écoute alors tous les sons. Il n’a pas d’effort de mémorisation à fournir, aucune question ne lui est posée. Il s’agit seulement de ne pas être surpris par les sons lors du test qui va suivre. Le sujet est ensuite invité à comparer successivement les paires de sons qui lui sont proposées.

Type de test Le test comporte 32 paires :

- 28 paires correspondent à tous les couples possibles de 8 sons. Cela correspond à la combinaison $C_{(n=8, p=2)} = 28$. Ces couples sont organisés selon une **série de Ross** (Annexe F) permettant à deux apparitions d'un son d'être le plus éloignées possible l'une de l'autre.
- 2 paires répétées, 2 paires de sons identiques : ces quatre paires supplémentaires, sont indicatrices de la cohérence et de la reproductibilité des réponses du sujet interrogé.

L'utilisation d'une **série de Ross** permet d'homogénéiser la répartition des stimuli présentés. Cependant, l'ordre de présentation de cette série de sons peut avoir une influence sur les réponses des auditeurs. Aussi pour s'affranchir d'un éventuel effet d'ordre de présentation des stimuli, ceux-ci sont aléatoirement permutés. Ainsi, une nouvelle série de sons est proposée à chaque auditeur.

Résultats non normés Ici et dans les tests suivants les réponses d'un auditeur ne sont jamais normées (la dynamique des réponses de chaque auditeur n'est pas forcée artificiellement de 0 à 1), cela pourrait en effet conduire à se priver d'informations importantes. Car, si l'auditeur n'utilise pas la pleine échelle dont il dispose, cela peut dénoter, soit une stratégie particulière de réponse soit une dynamique de perception du phénomène plus réduite.

Résultats du test

Le test nous apprend les distances moyennes perçues entre les stimuli (cf. : Tab 2.2). Les sons 1,2 ; 3,4 ; 5,6 ; 7,8 proviennent du même appareil mais enregistrés dans des positions différentes.

Distances		Son 1	Son 2	Son 3	Son 4	Son 5	Son 6	Son 7	Son 8
Son 1	0	0	0.85	1	0.66	0.37	0.37	0.87	
Son 2	0	0	0.83	0.32	0.96	0.86	1	0.43	
Son 3	0.85	0.83	0	0	0.67	0.57	1	0.60	
Son 4	1	0.32	0	0	0.15	0.66	0.68	0.80	
Son 5	0.66	0.96	0.67	0.15	0	0.09	0.90	0.39	
Son 6	0.37	0.86	0.57	0.66	0.09	0	1	0.91	
Son 7	0.37	1	1	0.68	0.90	1	0	0.02	
Son 8	0.87	0.43	0.60	0.800	0.39	0.91	0.02	0	

TAB. 2.2 – Matrice de similarité moyenne des 8 sons

Pour étudier la répartition des sons entre eux, nous avons utilisé une classification hiérarchique ascendante ([LMP 00] p. 155). Il s'agit alors de regrouper les sons entre lesquels les distances perceptives sont plus petites qu'un critère de distance perceptive prédéfini. Ce critère est augmenté jusqu'à la formation d'un nouveau groupe plus grand. Il apparaît donc une hiérarchie dans les partitions créées : de la plus petite à celle qui les englobe toutes. Une représentation pratique de ces résultats est l'**arbre d'agglomération** ou **dendrogramme**. Chaque coupure de l'arbre fournit une classe d'autant moins homogène que celle-ci est proche de la racine.

Le dendrogramme (figure 2.7) est créé à partir des distances moyennes entre les stimuli en appliquant la méthode de groupement par liens moyens : un groupement de deux points est remplacé par un point dont la distance à un troisième est la moyenne des deux distances des points regroupés. Il regroupe très nettement les sons issus d'un même aspirateur.

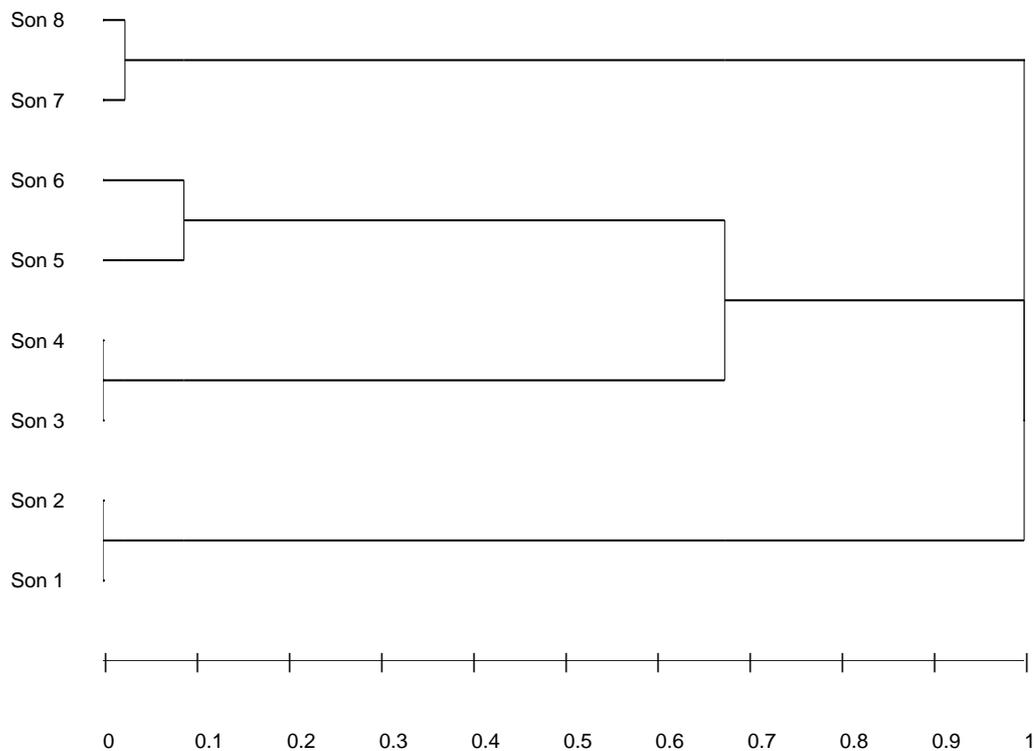


FIG. 2.7 – Dendrogramme des stimuli

En effet, la distance d'agglomération de deux sons d'un même modèle est au maximum de 0,1, alors que pour 2 modèles différents, elle est au minimum de 0,5 (échelle de 0 à 1). Les auditeurs ne sont donc pas amenés à confondre les différents modèles et ce quelle que soit la position d'enregistrement. La variance introduite par la position d'enregistrement est plus réduite que celle due au choix du modèle enregistré.

2.2.2 Conclusion sur le choix de la position d'enregistrement

Il apparaît, après étude des résultats de ce test d'écoute, que la distance perceptive entre des sons issus d'un même modèle d'aspirateur enregistré, avec le mannequin B&K type 4100 dans des positions différentes, est plus faible qu'entre les sons issus d'aspirateurs différents. Chaque aspirateur possède donc son propre timbre et les résultats que nous obtiendrons dans la suite seront sans doute faiblement dépendants de la position d'enregistrement. Lors des futurs tests le choix de la position d'enregistrement n'entraînera donc pas de confusion entre les modèles d'aspirateurs.

2.3 Tests perceptifs : agrément et efficacité

L'objet de ces expériences est de déterminer si le bruit d'un aspirateur peut évoquer une efficacité de l'appareil sans être désagréable. Comme on l'a vu précédemment, plusieurs études [KJ 01][ILSP 03] ont montré qu'une augmentation du niveau sonore s'accompagne d'une plus grande impression d'efficacité. Il s'agit là uniquement d'une impression et il se peut qu'elle soit sans rapport avec l'efficacité réelle de l'appareil. Mais cette augmentation du niveau sonore va également diminuer l'agrément du bruit [Guy 96] [AKB 99]. La question que nous nous posons est donc la suivante : est-il possible de rendre ces deux paramètres (niveau sonore et impression d'efficacité) indépendants ?

2.3.1 Test à niveau réel T2

Protocole de test

Stimuli Les stimuli sont issus d'enregistrements binauraux, la position et les conditions d'enregistrement ont été explicitées précédemment (cf. paragraphe 2.2.2). Chaque son dure 5s et le dispositif vu au chapitre 2.1.1 permet leur restitution. La position quatre de la figure 2.4) a été choisie pour l'ensemble des tests qui suivront, elle correspond à celle de l'utilisateur de l'aspirateur.

Consignes À chaque fois, deux questions sont posées aux auditeurs. La première s'intéresse à l'agrément du son : Le son de l'aspirateur vous semble t-il agréable ? La seconde porte sur un concept plus délicat : l'efficacité. L'aspirateur vous semble t-il atteindre correctement son but, c'est à dire nettoyer la moquette ?

L'auditeur sait qu'il juge le son de différents aspirateurs du commerce. Il connaît les conditions de mesure, la position du mannequin, et donc sa position d'auditeur. L'enregistrement vise à restituer ce qu'il entendrait en tenant l'aspirateur à sa droite avec le corps de l'appareil derrière lui et le suceur posé sur une moquette à l'avant. Il est soumis au test dans la salle où les sons ont été enregistrés.

Type de test Un test dit « mixte » ou à **évaluation comparée** est utilisé. Tous les stimuli sont présentés simultanément et sont jugés à la fois les uns par rapport aux autres, et sur une échelle absolue.

Un test mixte permet un gain de temps important sur un test de comparaison par paires. Il est utilisable ici car les sons possèdent des timbres différents, et la précision dans le jugement qu'apporterait la comparaison par paires [PHS 05] ne semble donc pas nécessaire.

Pour s'affranchir d'un éventuel effet d'ordre de présentation des stimuli, avant chaque test, une permutation aléatoire est appliquée sur les sons. Il y a alors $8! = 40320$ combinaisons possibles de 8 sons. Tous les auditeurs répondent successivement à deux tests, mais, pour éviter un éventuel effet d'ordre de présentation des deux tests, une moitié des sujets commence par le test sur l'agrément, l'autre par le test sur l'efficacité. Dans les deux cas, les auditeurs ne connaissent pas l'objet du second test lorsqu'ils répondent au premier.

L'auditeur doit être autonome car il est seul lors du test. Aussi, est vérifiée à chaque fois, la bonne compréhension des questions du test et du fonctionnement de l'interface graphique sur laquelle il devra répondre.

L'interface (cf. fig. 2.8) est réalisée sous Matlab ; l'auditeur n'a besoin que de la souris pour donner son jugement.

Avant chaque test l'auditeur est amené à se familiariser avec les stimuli proposés : il écoute tous les sons et sans qu'aucune question ne lui soit encore posée. Puis, l'auditeur écoute les stimuli en cliquant sur un bouton « Jouer son i ». Il peut les écouter autant de fois qu'il le souhaite. Le son est marqué en vert, s'il est écouté au moins une fois.

L'auditeur déplace le curseur suivant le critère défini, il s'agit ici de l'agrément (cf. fig. 2.8).

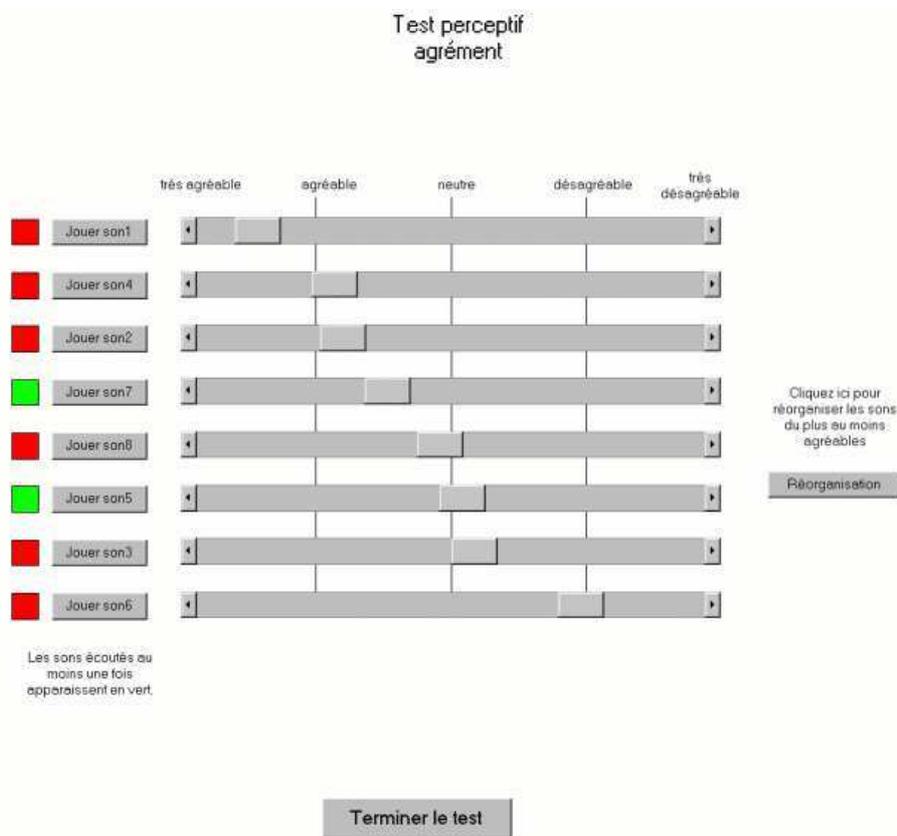


FIG. 2.8 – Interface test « mixte »

L'échelle des réponses est continue avec cinq niveaux définis (cf. tab. C.2). Il est possible de cliquer sur le bouton « réorganisation », ainsi il affine et vérifie son jugement en reclassant ses réponses dans un ordre croissant : du plus agréable au plus désagréable. Sur la figure, l'ordre des sons devient alors (1, 4, 2, 7...).

Pour essayer de mieux comprendre les stratégies de l'auditeur face à la question délicate de l'efficacité, nous l'avons invité à réécouter les stimuli à l'issue du test et à verbaliser la sensation d'efficacité qu'il éprouve. Les résultats pourront être utilisés en cas de doutes sur la cohérence des réponses de l'auditeur.

2.3.2 Analyse des réponses des auditeurs

La convention suivante a été adoptée dans l'ensemble des tests pour la correspondance du jugement de l'auditeur en note numérique. Sur une échelle de 0 à 1 utilisée, l'extremum favorable correspond toujours à 1 et inversement l'extremum défavorable à 0. Très agréable correspond donc à 1 et très peu efficace à 0. Pour chaque modèle l'intervalle de confiance sur la moyenne ($\alpha = 5\%$) [Bea 96] est représenté par des barres verticales.

Le jugement d'agrément des auditeurs est bien réparti sur toute l'échelle (cf. fig. 2.9); au contraire, la dynamique des réponses à l'efficacité est plus réduite.

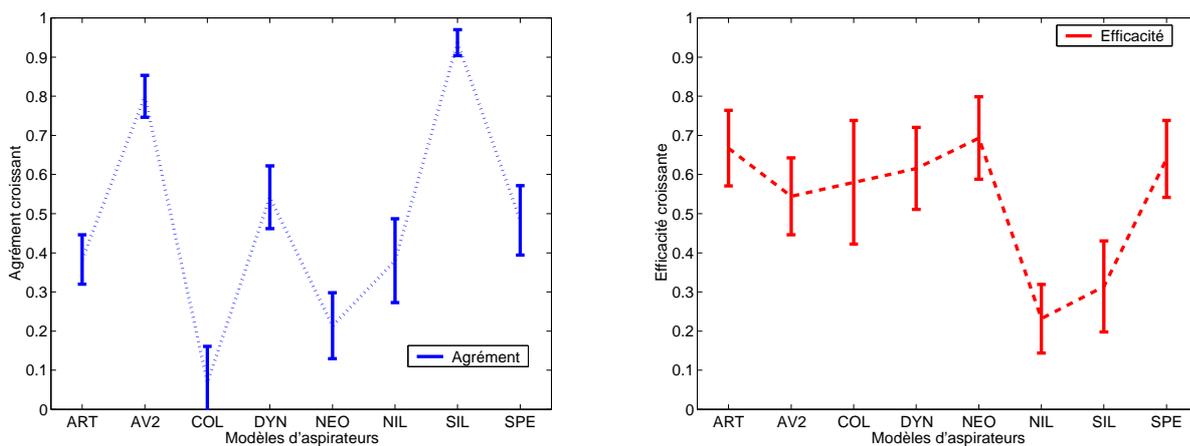


FIG. 2.9 – Agrément et efficacité en fonction du modèle d'aspirateur

Les auditeurs n'éprouvent pas le besoin d'utiliser toute l'échelle des réponses possibles ou bien ne parviennent pas à exprimer un jugement. Ils forment ainsi deux groupes d'aspirateurs d'efficacité équivalente.

La représentation des réponses avec le niveau en dB(A) en abscisse souligne nettement l'importance de ce paramètre dans le jugement de l'auditeur (cf. fig. 2.10).

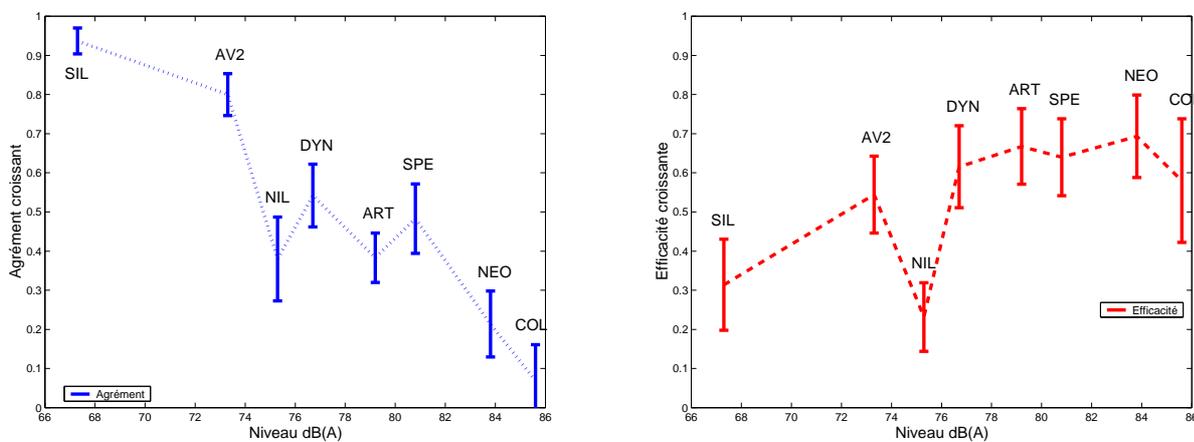


FIG. 2.10 – Agrément et Efficacité vs dB(A)

La contribution du niveau sonore dans l'agrément est ici évidente, mais le groupe d'aspirateurs de niveau entre 73 et 80 dB(A) laisse entendre que d'autres paramètres semblent intervenir.

L'efficacité est liée au niveau sonore dans une moindre mesure que l'agrément. Par exemple le NIL, pourtant plus sonore que le SIL, est jugé aussi efficace.

Conclusion

Pour étudier plus en détail l'influence d'autres critères perceptifs que le niveau sonore, nous allons diminuer la dynamique de la sonie des stimuli proposés. Le niveau sonore dominera ainsi moins la contribution d'autres paramètres perceptifs. Cette démarche s'inscrit dans l'objectif de réaliser un aspirateur silencieux : il n'est dans ces circonstances pas intéressant d'étudier l'agrément à plus de 80dB.

2.3.3 Tests à niveaux modifiés T3 et T4

Il apparaît précédemment que d'autres éléments perceptifs doivent être mis en avant. Pour éviter que leurs contributions ne soient écrasées par la grande dynamique de la contribution du niveau de pression, les niveaux des sons extrêmes ont été modifiés (cf. tab. 2.3).

Nous avons au préalable soumis vingt personnes à ce test pour en valider les modifications : les réponses d'agrément sont effectivement réparties plus régulièrement le long d'un axe correspondant au niveau de pression, et ne forment pas pour autant une droite. Ainsi validé, ce test est appliqué à une population respectant des critères précis d'objectifs commerciaux demandés par Rowenta. Les caractéristiques correspondants de la population des auditeurs sont les suivantes :

- 61 auditeurs
- 70% de femmes
- 50% vivent en appartement
- répartis de façon homogène de 25 à 65 ans.

Stimuli Nous avons augmenté le niveau du plus faible et baissé celui des deux plus forts. La dynamique des sons est donc ramenée à 10dB. Cela donne donc (cf. fig. 2.3) :

	Modèles d'aspirateur							
	Artec Delta ART	Artec V 2 AV2	Collecto COL	Dynapower DYN	Neo NEO	Nilfisk NIL	Silencer SIL	Spécialiste SPE
SPL : dB (A)	79.4	72.8	82 (85 ↓)	75.9	82 (83.8 ↓)	74.6	72 (66.5 ↑)	78.9

TAB. 2.3 – Niveaux des sons après modifications (entre parenthèses niveau original)

Protocole de test

Le protocole du test Agrément-Efficacité à niveaux modifiés est le même que précédemment (cf. Chap.2.3.1), seul le panel d'auditeur et les stimuli sont modifiés.

2.3.4 Analyse des réponses. Recherche de groupes de populations. Stratégies

La première étape du travail d'analyse des résultats est d'observer les réponses au test de l'ensemble de la population. Des erreurs-types importantes sont notables pour les réponses du test portant sur l'efficacité. Cette grande dispersion des réponses des auditeurs peut traduire des stratégies de jugements différentes qu'une analyse globale ne permet pas de mettre en évidence. Il est en effet intuitif que des sous-populations aux réponses différenciées avec des erreurs-types réduites donnent, si elles sont regroupées, une réponse intermédiaire avec un large écart type. Pour rechercher d'éventuelles sous-populations, une analyse par la méthode du **K means** [LMP 00] a été effectuée.

Cette recherche a été effectuée pour chaque test et dans chaque cas : un optimum de différences significatives est obtenu en divisant en deux sous-populations. Dans les figures suivantes, les barres d'erreur correspondent à l'intervalle de confiance à 5% de la moyenne des éléments de la population (l'intervalle tend vers ± 1.96 écart-type pour une grande population) [Bea 96].

Sous-populations en fonction des réponses à l'agrément Ce travail a tout d'abord été effectué sur les réponses au test d'agrément. L'ensemble de la population adopte la même stratégie de jugement pour pratiquement tous les sons (fig : 2.11), excepté pour le NIL et le SPE.

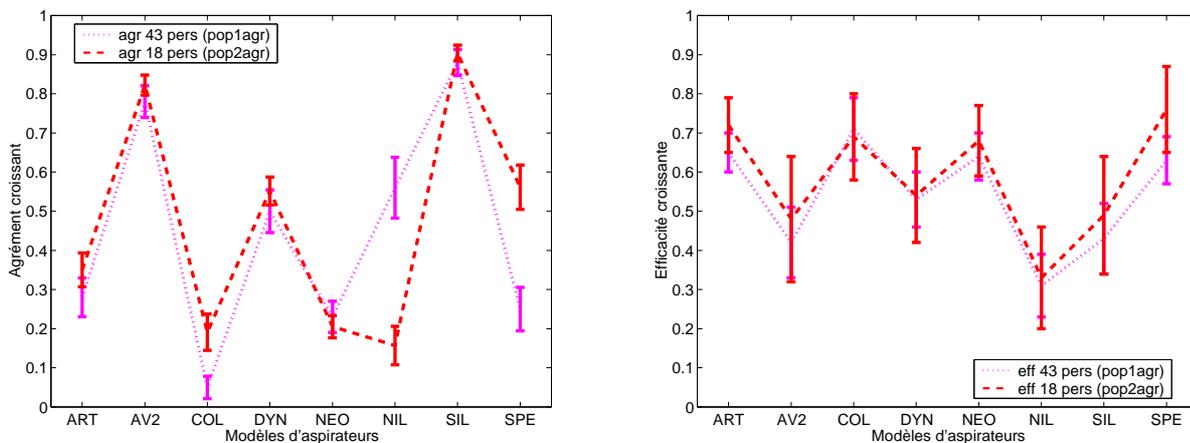


FIG. 2.11 – Agrément et efficacité pour chaque sous-population : POP1AGR et POP2AGR (chacune construite sur l'agrément)

Des différences sont aussi notables pour le COL, mais elles sont moins tranchées. La population de 43 personnes trouve le NIL plus désagréable que la seconde population (18 pers) et inversement juge le SPE plus agréable. Par la suite, nous noterons ces deux populations ainsi :

- POP1AGR (43 pers) : première population construite à partir des évaluations d'agrément
- POP2AGR (18 pers) : seconde population construite à partir des évaluations d'agrément

L'estimation de l'efficacité de ces deux sous-populations ne sont pas significativement différentes. Les réponses demeurent confinées entre 0.3 et 0.8. Les écarts-types sont plus importants que pour l'estimation de l'agrément.

Sous-populations en fonction des réponses à l'efficacité En ce qui concerne les réponses au test d'efficacité (fig : 2.12), les stratégies des sous-populations trouvées sont très différentes.

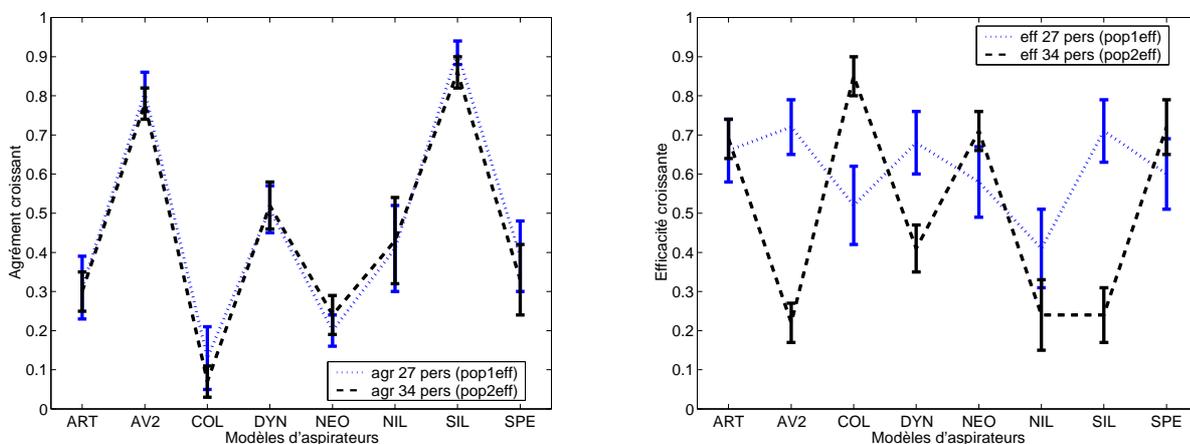


FIG. 2.12 – Agrément et efficacité pour chaque sous-population POP1EFF et POP2EFF (chacune construite sur l'efficacité)

Deux populations ont été construites à partir des réponses d'efficacité, nous les appellerons :

- POP1EFF (27 pers)
- POP2EFF (37 pers)

Il y a manifestement deux stratégies extrêmement différentes qui interviennent dans le jugement de l'efficacité, en particulier pour l'AV2, le COL, le DYN et le SIL. L'ART, quant à lui, est jugé de la même manière par l'ensemble des auditeurs. Il est cependant possible de remarquer que la première population POP1EFF semble avoir des difficultés pour évaluer l'efficacité. En effet, la dynamique de ses réponses est réduite autour de la valeur centrale de l'échelle.

Comme précédemment au sujet des jugements sur l'efficacité des POP1AGR et POP2AGR, le jugement d'agrément de POP1EFF et POP2EFF de ces deux groupes ne se différencie pas par leur stratégie d'évaluation de l'agrément. En effet, les deux types de sous-populations apparaissent comme indépendantes, avec un risque statistique faible : $\chi^2 = 0.003$ (cf. annexe tab. D.7).

Recherche de modèle d'agrément et d'efficacité De différents modèles linéaires d'agrément et d'efficacité ont été réalisés (cf. annexe D) à l'aide des critères perceptifs classiques (cf. annexe B.1).

Un modèle robuste a été trouvé pour l'agrément de POP1AGR (cf. fig. 2.13) où seul le niveau sonore dB(A) intervient (cf. annexe tab. D.3).

La population POP2AGR suit un modèle à deux variables (cf. annexe tab. D.4). Il met cependant en évidence l'importance, cette fois-ci notable, de la contribution de la tonalité. En effet, en tenant compte de la tonalité, le $r_{ajusté}^2$ s'améliore de 0.424 à 0.746. Il est utile de se rappeler que les jugements des deux populations sont très proches hormis pour deux sons : ceux du NIL et du SPE (cf. fig. 2.11). Le premier présente un sifflement très important et justifie à lui seul l'importance de la tonalité dans ce modèle. En effet la tonalité n'est plus un paramètre pertinent si l'on choisit de supprimer le jugement de cet aspirateur. Le second est signalé par les auditeurs comme très sourd et étouffé ce qui sous-entend que l'aspect médium-aigu interviendrait dans l'agrément de cette population.

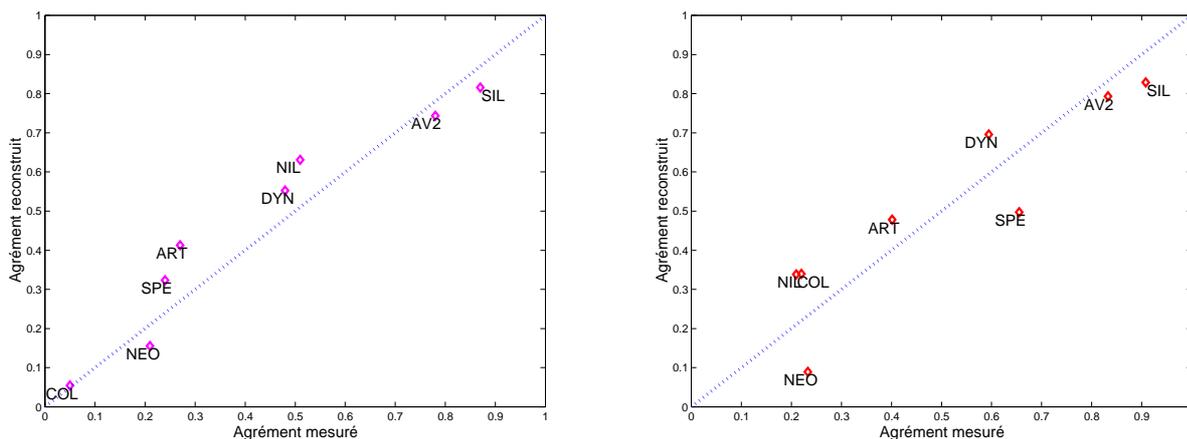


FIG. 2.13 – Modèle d’agrément reconstruit en fonction de l’agrément mesuré pour chaque sous-population construite sur l’agrément : POP1AGR à droite ($r_{ajusté}^2 = 0.903$, $F = 66.5^{***}$ cf. tab. D.3), POP2AGR à gauche ($r_{ajusté}^2 = 0.746$, $F = 11.275^*$ cf. tab. D.4)

De plus, il est possible de remarquer que la note du SPE est assez mal reconstruite, ce qui peut être expliqué par l’absence d’un paramètre adéquat pour décrire l’aspect médium-aigu des sons d’aspirateurs.

Il n’est pas possible de construire - avec les éléments dont nous disposons - un modèle pour le jugement d’efficacité de POP1EFF. Par contre un modèle satisfaisant a été mis en évidence pour celui de POP2EFF (cf. fig. 2.14) et ne comprend que la contribution du niveau global dB(A) (cf. annexe tab. D.6).

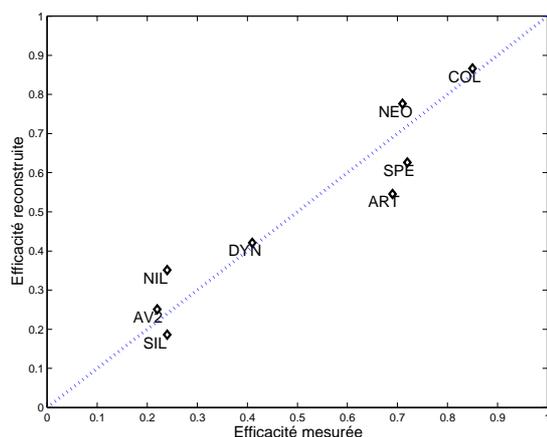


FIG. 2.14 – Modèle d’efficacité reconstruite en fonction de l’efficacité mesurée pour les sous-populations construites sur l’efficacité : POP2EFF ($r_{ajusté}^2 = 0.879$, $F = 51.77^{***}$ cf. tab. D.6), pas de modèle pour POP1EFF

Il ressort, parfois même de manière contradictoire avec leurs réponses au cours du test, que les auditeurs s'avouent sensibles à divers détails qui sont pour nous difficilement quantifiables avec les indicateurs classiques. L'analyse des entretiens des auditeurs laisse entendre que le bruit de souffle, de succion, d'aspiration seraient synonyme d'efficacité pour l'ensemble des auditeurs. L'ART, l'AV2, et le COL sont de niveaux sonores différents, mais présentent un bruit de souffle ou d'aspiration et sont globalement jugés comme efficaces. Un léger sifflement, correspondant à la fréquence de passage de pales, est présent, mais n'est cependant pas gênant. Le NIL et le NEO au contraire sont remarquables par un sifflement omniprésent et gênant, signalant pour la majorité un aspirateur bouché. Le DYN, le SIL, le SPE sont globalement décrits comme possédant un son sourd agréable, avec un bruit d'aspiration ou souffle marqué, mais ils sont aussi parfois qualifiés d'inefficaces à cause de cet aspect sourd et étouffé.

Efficacité en fonction de l'Agrément Nous nous proposons de chercher les éventuels liens entre le jugement d'agrément et d'efficacité. Les figures 2.15 illustrent les moyennes des réponses à l'efficacité en fonction de l'agrément, des deux sous-populations construites à partir de leurs stratégies de réponse au cours du test d'efficacité. Là encore, les barres d'erreurs correspondent à l'intervalle de confiance sur la moyenne.

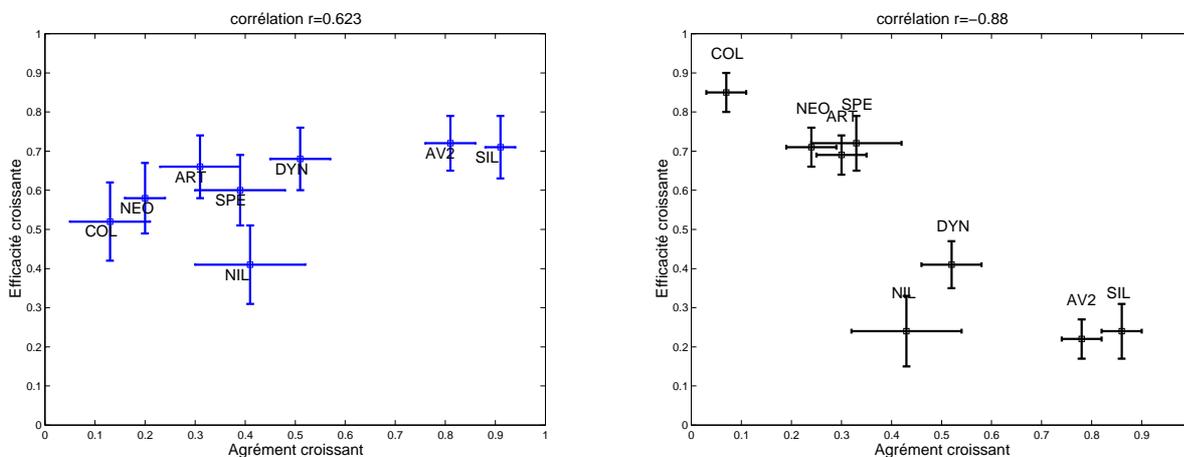


FIG. 2.15 – Efficacité décroissante en fonction de l'agrément décroissant (POP1EFF 27 personnes, POP2EFF 34 personnes)

Comme nous l'avons déjà remarqué, la première population POP1EFF semble avoir des difficultés pour évaluer l'efficacité ce qui n'est pas le cas quand elle juge l'agrément où elle utilise pratiquement toute l'échelle (de 0.05 à 0.95).

L'autre sous-population POP2EFF, au contraire, utilise pratiquement toute la dynamique des deux échelles qui lui sont proposées (efficacité de 0.1 à 0.9) et l'écart-type des réponses est globalement plus réduit. Ainsi seule cette seconde sous-population semble parvenir à juger de l'efficacité qui émane du son. La stratégie de ses réponses suit la relation : les sons les plus gênants sont aussi ceux des aspirateurs les plus efficaces. L'agrément décroissant et l'efficacité décroissante de cette population sont corrélés avec un coefficient $r = -0.88$. Ce qui est regrettable car cela est à l'encontre de l'objectif premier du projet *aspirateur silencieux*.

Il faut noter qu'aucun lien statistique n'a été trouvé entre ces sous-populations et des caractéristiques de recrutement de la population mère (sexe, âge, lieu d'habitation...).

2.4 Conclusion

Il apparaît que la population qui parvient le mieux à juger de l'efficacité (dynamique des réponses plus grande, et écarts-types réduits) construit son jugement de façon que les sons les plus désagréables sont aussi les plus efficaces. Sans qu'il y ait forcément un rapport de cause à effet, il existe un lien statistique entre le désagrément et l'efficacité. Pour l'autre population la tâche semble difficile car il ne paraît pas être possible de juger de l'efficacité par le son de manière tranchée.

Il est possible de modifier les caractéristiques d'un son pour procurer la sensation de plus grande efficacité. Mais c'est au prix d'une nuisance sonore plus importante. À l'heure actuelle, il ne paraît donc pas intéressant de chercher à augmenter l'impression d'efficacité d'un aspirateur en jouant sur le son qu'il émet.

D'autres caractéristiques que le son doivent être mises en avant pour favoriser l'impression d'efficacité ; l'aspect visuel de l'appareil est probablement crucial dans ce contexte.

Chapitre 3

Tests perceptifs sur bruits modifiés

Nous avons vu précédemment (cf. chap. 2.4) que l'amélioration de l'impression d'efficacité ne peut faire l'objet de design sonore, car elle correspond à un désagrément important pour les personnes qui y sont sensibles. Nous avons noté l'importance de trois paramètres dans l'évaluation de l'agrément, sans pour autant pouvoir construire de modèle à partir des critères classiques :

- le niveau de pression ;
- l'équilibre grave-aigu ;
- la présence d'émergence.

Nous nous proposons d'utiliser un plan d'expérience, pour isoler la contribution de chaque paramètre, en optimisant le nombre de stimuli nécessaires lors du test.

3.1 Considérations sur les plans d'expériences complets et fractionnaires

Les termes propres à la technique des plans d'expériences, employés par la suite, sont explicités ici ; le lecteur pourra se plonger dans de nombreuses publications, citons par exemple l'ouvrage pragmatique [Ale 95].

Le phénomène qui nous intéresse sera décrit avec le formalisme suivant : nous considérons la **réponse** Y du système étudié supposée dépendre des variables X_k . Il s'agit donc de trouver la fonction f telle que :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_k). \quad (3.1)$$

Une stratégie classique consiste à trouver la fonction f *a posteriori* grâce à l'observation de la réponse Y suivant la manipulation d'une des variables *toutes choses étant égales par ailleurs*. Rechercher toutes les réponses possibles d'un modèle à k variables ayant m valeurs expérimentales possibles revient à réaliser m^k expériences différentes. Cette méthode est en pratique la plupart du temps irréalisable car elle impose un grand nombre d'essais et le coût qui en découle est la plupart du temps exorbitant.

La stratégie des **plans d'expériences** est différente. Une hypothèse sur la forme de f est faite *a priori* et la méthode propose une stratégie pour identifier cette fonction avec le plus de précision et de limiter le nombre d'expériences à réaliser. Cette méthode, mise en vogue dans l'ingénierie par Genichi Taguchi à partir des travaux de Ronald A. Fisher (1925), permet, avec l'aide d'outils informatiques aujourd'hui communs, de réduire considérablement les temps et les coûts expérimentaux.

Faisons l'hypothèse d'une fonction f où les variables X_k , nommées **facteurs** dans le contexte des plans d'expériences, sont connues **sans erreur** :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_k) + \epsilon, \quad (3.2)$$

lors de l' i ème expérience ou **essai** on observe :

$$Y_i^{observée} = f(X_{i1}, X_{i2}, \dots, X_{ik}) + e_i. \quad (3.3)$$

On exprime directement le **résidu** de l'expérience i :

$$e_i = Y_i - f(X_{i1}, X_{i2}, \dots, X_{ik}). \quad (3.4)$$

La fonction f est identifiée après avoir minimisé la somme quadratique $\sum e_i^2$. Un des traits caractéristiques de la méthode repose dans l'exploitation de l'**expérimentation factorielle**. Lors de la i ème expérience les facteurs X_{ik} sont les paramètres supposés influencer la réponse $Y_i^{observé}$ du système étudié. Les facteurs varient suivant des valeurs discrètes appelées **niveaux**. Un plan d'expérience complet propose les m^k combinaisons de k facteurs variant sur m niveaux. La **matrice d'expérience** construite à partir de ce plan indique donc comment organiser les essais (ordre des essais et facteurs à modifier car ici ils varient tous simultanément). Elle est construite en respectant des critères d'optimalité et d'orthogonalité ; les effets d'un facteur peuvent être ainsi exprimés indépendamment des autres. Cette méthode détermine l'effet d'un facteur en tirant parti du plus d'informations possibles que le permettent les expériences. La variance sur l'estimation de l'effet du facteur est minimisée.

Une remarque importante sur le sens du résidu e_i (eq 3.4) doit être faite : il porte tout ce qui n'est pas contenu dans le modèle, c'est-à-dire le bruit de mesure, les variables négligées, les éventuelles interactions entre les facteurs. La méthode des plans d'expériences incorpore le bruit au modèle, l'isole des autres facteurs et minimise sa contribution.

Pour la suite de l'exposé nous allons suivre un cas simple et supposer une fonction f linéaire. Ce modèle est donc sans **interactions**, c'est-à-dire sans terme de la forme $\beta_{pq}X_pX_q$ ou $\gamma_{pqr}X_pX_qX_r\dots$

$$Y = \alpha_0 + \alpha_1X_1 + \alpha_2X_2 + \dots + \alpha_kX_k + \epsilon, \tag{3.5}$$

où α_k sont les coefficients du modèle.

Lors du i ème essai on observe :

$$Y_i^{observée} = a_0 + a_1X_{i1} + a_2X_{i2} + \dots + a_kX_{ik} + e_i, \tag{3.6}$$

où a_k sont les estimateurs des variables aléatoires α_k .

On exprime directement le **résidu** de l'expérience i :

$$e_i = Y_i - \sum a_kX_{ik}. \tag{3.7}$$

Les estimateurs a_k sont identifiés après avoir minimisé la somme quadratique $\sum e_i^2$.

Toutes les interactions entre les facteurs sont étudiées si toutes les configurations possibles entre les différents facteurs et différents niveaux sont testées. Or les interactions ne font pas partie du modèle. Il est donc possible de profiter de cette simplification et de réduire le nombre d'expériences en utilisant un **plan fractionnaire**. Ce plan utilise le minimum des essais nécessaires pour identifier les termes du modèle choisi. Le gain en temps et en argent peut alors être considérable.

À titre d'illustration de la méthode, mentionnons une des premières applications mise en oeuvre par Tagushi. Un processus de fabrication de tuiles présentait une trop grande dispersion dans les caractéristiques de la production. Un travail d'expertise important a été réalisé. Sept critères cruciaux ont été identifiés (quantité de pierre à chaux, quantité de briques dans le four...). Ces sept facteurs ont été modulés suivant deux niveaux. Un plan complet nécessiterait $2^7 = 128$ expériences, mais un choix judicieux des essais, suivant un plan fractionnaire, a permis d'en limiter le nombre à 8, tout en apportant une solution au problème.

Une limite importante, intrinsèque à la méthode, est à signaler. Elle porte sur l'aspect discret de celle-ci : en toute rigueur aucune extrapolation sur la réponse ne peut être faite en dehors des niveaux des facteurs choisis lors de l'expérience décrite. Le modèle n'est valable que sur les points étudiés de l'espace des facteurs.

En pratique, la notation suivante sera utilisée dans la suite de l'exposé : le premier niveau du premier facteur sera noté $\mathbf{A(1)}$, de même le troisième du deuxième facteur $\mathbf{B(3)}$ etc...

L'effet moyen du premier niveau du facteur A sera noté $E_{\mathbf{A(1)}}$

Il s'exprime par :

$$E_{\mathbf{A(1)}} = \overline{Y_{\mathbf{A(1)}}^{observée}} - \overline{Y^{observée}}, \quad (3.8)$$

où $\overline{Y^{observée}}$ est la moyenne générale des réponses et $\overline{Y_{\mathbf{A(1)}}^{observée}}$ la moyenne des réponses où le facteur A est au premier niveau. La réponse d'un essai peut se recalculer en ajoutant les effets des facteurs à la moyenne générale des réponses :

$$Y_{\mathbf{A(i),B(j),C(k)}}^{recalculée} = \overline{Y^{observée}} + E_{\mathbf{A(i)}} + E_{\mathbf{B(j)}} + E_{\mathbf{C(k)}}. \quad (3.9)$$

On se reportera au chapitre 1 pour prendre connaissance de travaux utilisant les plans d'expériences sur les aspirateurs. Dans un contexte plus général, une thèse appliquant la méthode des plans d'expériences pour des applications d'acoustique perceptive, a été menée par V. Koehl [Koe 05]. L'auteur a prouvé l'efficacité de la méthode dans ce domaine.

3.2 Tests perceptifs : Agrément (plan d'expérience fractionnaire)

Nous allons utiliser ici des plans d'expériences pour quantifier les contributions des 3 facteurs choisis dans l'agrément perçu par les auditeurs. Le modèle sera linéaire et sans interaction, tel que décrit par l'équation 3.5.

3.2.1 Premier test perceptif sur bruits modifiés T5

Protocole du test

Stimuli Nous avons créé les sons de synthèse à partir du son original d'un nouveau modèle d'AV2 de Rowenta (cf. annexe tab. A.1). Ce modèle d'aspirateur a été choisi car il faisait partie des modèles jugés les plus agréables : lors de nos modifications, il reste plus simple de dégrader un son que de l'améliorer. De plus, il s'agissait d'un prototype de Rowenta issu d'un ART, il est le plus moderne de tous les modèles et correspond donc au plus près à la pointe des améliorations de Rowenta. Pour éviter toute confusion avec le modèle d'AV2 enregistré en 2.1.1, nous noterons ce modèle AV2-BIS. La quantifications des critères modifiés sont explicités dans le tableau 3.1.

Facteur	variables perceptives	Niveaux		
		1	2	3
A	Niveau Sonore dB(A)	71dB	73dB	75dB
B	Grave-aigu	-3dB \geq 2000Hz	pas de modification	+3dB \geq 2000Hz
C	Emergence 4100Hz, df=20Hz	0	+6dB	+12dB

TAB. 3.1 – Facteurs et niveaux du premier plan d'expérience T5

Les modifications des facteurs **B** et **C** sont réalisées à l'aide de Sound Quality (MTS) ; la modification du facteur grave-aigu est obtenu en atténuant ou en amplifiant la partie du spectre supérieure à 2000Hz. Pour étudier l'influence du facteur émergence, une amplification d'une raie existante est réalisée. Il s'agit de la raie à la fréquence de passage de pales (FPP) 4100Hz (cf. fig. 3.1).

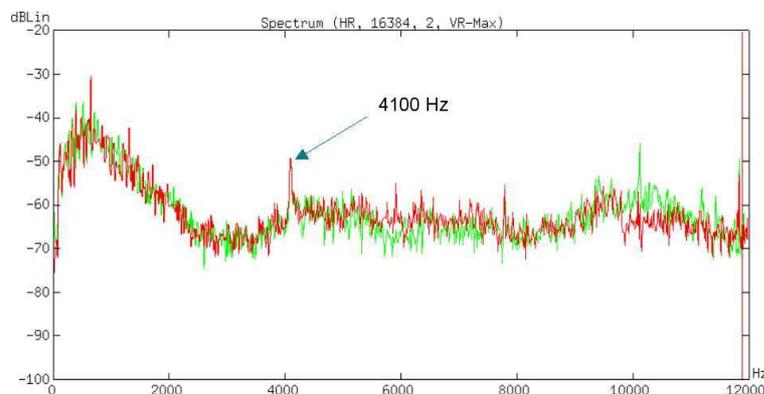


FIG. 3.1 – Spectre du son modifié de AV2-BIS

Le niveau recherché du facteur **A** a ensuite été obtenu par itérations : le fichier wave est corrigé jusqu'à ce que le niveau de pression (A) mesuré avec un mannequin acoustique B&K type 4100 soit

conforme à l'objectif souhaité. Ce réglage fin est crucial pour la suite : car il est garant de l'indépendance des facteurs. Un soin tout particulier y a été apporté, car en pratique il est très délicat à réaliser.

Il est important de choisir des niveaux de facteurs réalistes avec l'objet et ses possibilités d'évolution. Les caractéristiques des autres sons enregistrés dans le début de l'étude ont donné l'ordre de grandeur de ces modifications. De plus, les niveaux doivent être suffisamment importants pour que leurs contributions soient significatives. Le tableau 3.1 récapitule les modifications réalisées. Nous avons choisi de moduler ces trois facteurs sur trois niveaux. L'hypothèse d'un modèle d'agrément sans interaction entre les facteurs permet d'utiliser un plan d'expérience factoriel fractionnaire (L_9) (Tab : 3.2).

Facteurs	Niveaux								
	Essais (sons)								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	1	1	1	2	2	2	3	3	3
B	1	2	3	1	2	3	1	2	3
C	1	2	3	2	3	1	3	1	2

TAB. 3.2 – Plan L_9

Le nombre d'essais (terme consacré dans les plans d'expériences, il s'agit ici des sons) est ainsi limité à 9, au lieu de 27 pour le plan complet. La notation suivante a été adoptée pour le son_{ijk} (i : niveau de SPL dB(A), j : niveau équilibre grave-aigu, k : niveau émergence).

Type de test Les sons étant très proches entre eux, les différences entre les réponses pour chacun d'eux pouvaient être fines. La comparaison par paires a été choisie, car elle permet d'obtenir des résultats plus précis que les autres méthodes d'évaluation comparées [PHS 05]. Nous avons construit comme à l'accoutumée une série de Ross (cf. annexe F) augmentée de 2 paires répétées et 2 paires identiques (cf. annexe eq. F.5). Les deux premières paires présentées sont les paires répétées. Elles sont placées ici de manière à ce que l'auditeur s'habitue au fonctionnement du test.

Consigne Vingt auditeurs sont appelés à donner leur préférence entre les paires de sons proposées. L'interface est réalisée comme à notre habitude sous Matlab, l'auditeur clique sur l'un des 5 boutons correspondant à son choix (cf. fig. 3.2).

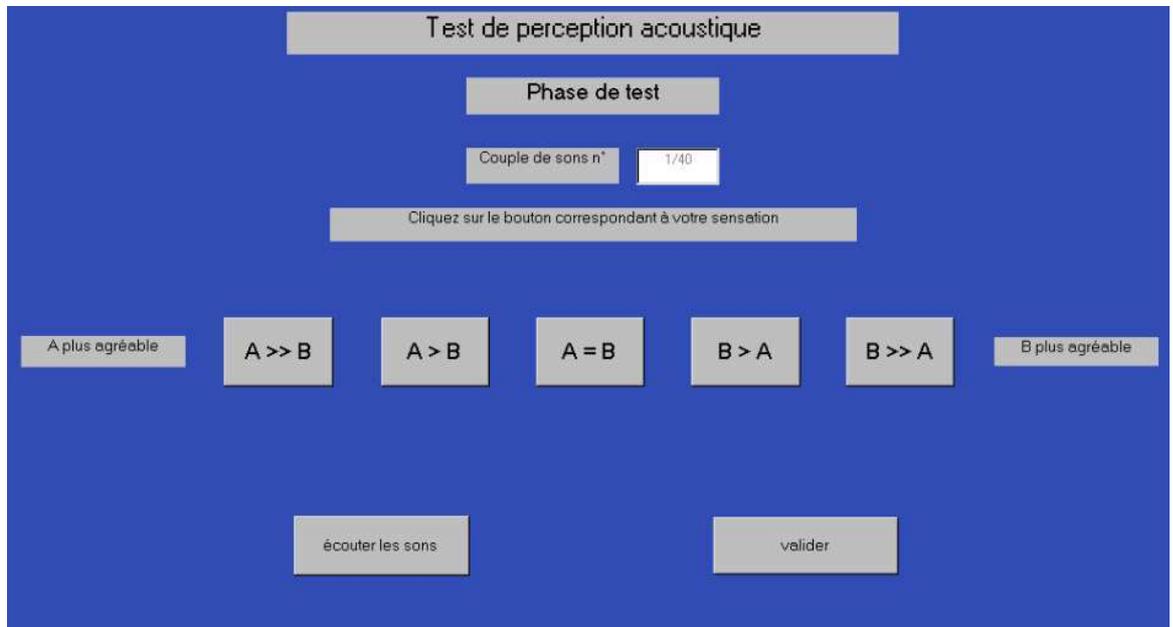


FIG. 3.2 – Test 5 choix

Avant chaque test l'auditeur est tout d'abord amené à se familiariser avec les stimuli proposés. Le sujet est ensuite invité à comparer successivement les paires de sons qui lui sont proposées.

Exploitations des résultats

Tout d'abord l'observation d'un très faible taux d'erreurs circulaires [Par 02] nous prêche à penser que les modifications que nous avons réalisées sont suffisamment importantes pour que les auditeurs puissent donner un jugement.¹ Le score des sons a été calculé en adoptant l'approche dite linéaire [Par 06]. Une vérification postérieure à la présente étude a validé ce choix en montrant que les approches linéaire et BTL étaient satisfaisantes. Cette dernière procurerait cependant un calcul de score très légèrement meilleur (cf. fig. E.1), mais le faible gain qu'elle procurerait n'a pas justifié la reprise des calculs. L'approche linéaire a donc été conservée.

¹Une erreur circulaire est une incohérence dans le classement des réponses : si $U < V$ et $V < W$, répondre que $W < U$ constitue une erreur logique. Le taux d'erreur circulaire est un indicateur de la cohérence des réponses d'un sujet, il permet de déterminer si le sujet juge convenablement les stimuli qui lui sont proposés et s'il a bien compris le fonctionnement du test. Un fort taux d'erreurs peut être dû à un changement de critère de choix au cours du test. Les cas où le sujet est défaillant sont exceptionnels et il est surtout utilisé comme indicateur de la difficulté du test. Si celui-ci est trop complexe ou « mal formulé » le sujet ne parviendra pas à choisir avec cohérence.

Le graphique fig. 3.3 représente l'agrément (très agréable : 0, très désagréable : 1) en fonction des sons proposés.

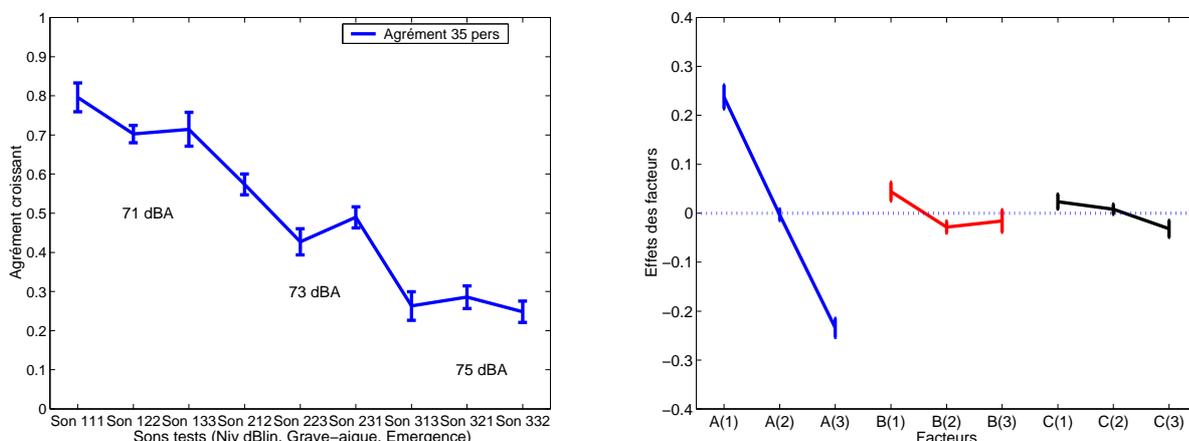


FIG. 3.3 – Agrément sons (gauche), effets des facteurs (droite) : T5

L'axe des abscisses représente les sons du plan fractionnaire et les barres d'erreurs l'intervalle de confiance sur la moyenne ($\alpha = 5\%$). Le faible écart-type sur la moyenne des réponses nous indique que l'ensemble de la population utilise la même stratégie. Une recherche de sous-populations n'est donc pas justifiée. Ce premier résultat confirme pour AV2-BIS ce que les tests précédents nous indiquaient déjà pour AV2 (cf. fig 2.11) : l'ensemble de la population juge l'agrément de AV2 sensiblement de la même manière. Cette constatation est cohérente avec le fait que le prototype AV2-BIS est une version améliorée du AV2.

On note une saturation (cf. fig. de gauche 3.3) des réponses des auditeurs pour les niveaux à 75dB(A). Quels que soient les niveaux des autres facteurs, les sons paraissent très désagréables. Ces constatations conduisent à une recherche de seuils dans la perception de la contribution différents niveaux des facteurs.

L'analyse de la variance (cf. tab. 3.3) de ces réponses nous apprend la contribution de chaque facteur.

Facteurs	Variables perceptives	Analyse de la variance	Effets sur la valeur mesurée (valeur moy 0.5 agr)		
			Contribution	1	2
A	Niveau Sonore dB(A)	91.35%	0.237	-0.010	-0.227
B	Grave-aigu	2.04%	0.040	-0.027	-0.013
C	Émergence 4100Hz	3.34%	0.037	0.013	-0.050
	Résidu	3.28%			

TAB. 3.3 – Résultats de l'analyse du 1er plan d'expérience T5

Le niveau sonore explique à 91.35% la réponse des auditeurs, l'équilibre grave-aigu à 2.04%, l'émergence à 3.34%, le résidu est de 3.28%. L'importance de ce dernier terme pose problème, car il laisse sous-entendre qu'un terme ou qu'une interaction dont l'effet est aussi important que les facteurs B et C ait pu être négligé. Il est possible que la contribution écrasante du premier facteur ne leur permet pas de sortir du bruit de fond de mesure.

Le graphique de droite de la figure 3.3 illustre les effets des facteurs (cf. eq. 3.8). La contribution du premier facteur SPL(A) apparaît être linéaire (-2dB(A) sur la valeur moyenne SPL(A) conduit à $E_{\mathbf{A}(1)} = 0.237$ et +2dB(A) conduit à $E_{\mathbf{A}(3)} = -0.227$). Les intervalles de confiance sur son estimation sont très réduits, tous les auditeurs suivent ce comportement. Commenter en détails les deux autres facteurs n'a pas de sens, car leurs contributions sont du même ordre que le résidu.

3.2.2 Second test perceptif sur bruits modifiés T6

Il semble, à l'issue du premier plan d'expérience, que la contribution du niveau sonore était trop importante pour pouvoir porter crédit aux résultats sur les contributions des autres facteurs. Ces résultats nous ont conduit à augmenter l'importance des facteurs **B** et **C**, respectivement grave-aigu et émergence.

Les consignes du test sont les mêmes que précédemment, seuls les facteurs **B** et **C** sont modifiés (cf. tab. 3.4).

Facteurs	variables perceptives	Niveaux		
		1	2	3
A	Niveau Sonore dB(A)	71dB	73dB	75dB
B	Grave-aigu	-6dB \geq 2000Hz	pas de modification	+6dB \geq 2000Hz
C	Émergence 4100Hz, df=20Hz	0	+9dB	+18dB

TAB. 3.4 – Facteurs et niveaux du second plan d'expérience T6

Pour diminuer la contribution de la variation du niveau de pression, il n'était pas réalisable de diminuer ces variations car elles correspondent déjà au réglage le plus fin possible. Nous avons donc augmenté les niveaux des autres facteurs. Ainsi le gain de ± 3 dB sur les fréquences supérieures à 200Hz passe à ± 6 dB et l'émergence de la fréquence de passage de pales passe de 6 et 12dB à 9 et 18dB.

Comme précédemment nous allons utiliser l'approche linéaire (cf. annexe fig. E.2) pour exprimer le score des sons et ensuite en déduire les contributions de chaque facteur (cf. tab. 3.5).

Facteurs	Variables perceptives	Analyse de la variance	Effets sur la valeur mesurée (valeur moy 0.5 agr)		
			Contribution	1	2
A	Niveau Sonore dB(A)	85.07%	0.218	-0.009	-0.209
B	Grave-aigu	11.95%	0.091	-0.059	-0.032
C	Emergence 4100Hz	2.49%	0.021	0.021	-0.042
	Résidu	0.49%			

TAB. 3.5 – Résultats de l'analyse du second plan d'expérience

La contribution du niveau de pression est réduite par rapport au test précédent, elle reste cependant prépondérante, car elle explique à elle seule 85% la réponse des auditeurs. La contribution du grave-aigu augmente à 12% et celle de l'émergence se limite à 2.5%. L'importance du résidu est très faible (0.5%), l'hypothèse du modèle linéaire est donc confirmée. En effet, il ne semble pas qu'une contribution venant d'un facteur ou d'une interaction ait été oubliée.

SPL (A) La contribution de critère apparaît être linéaire, les intervalles de confiance sur son estimation sont très réduits (cf. fig. 3.4).

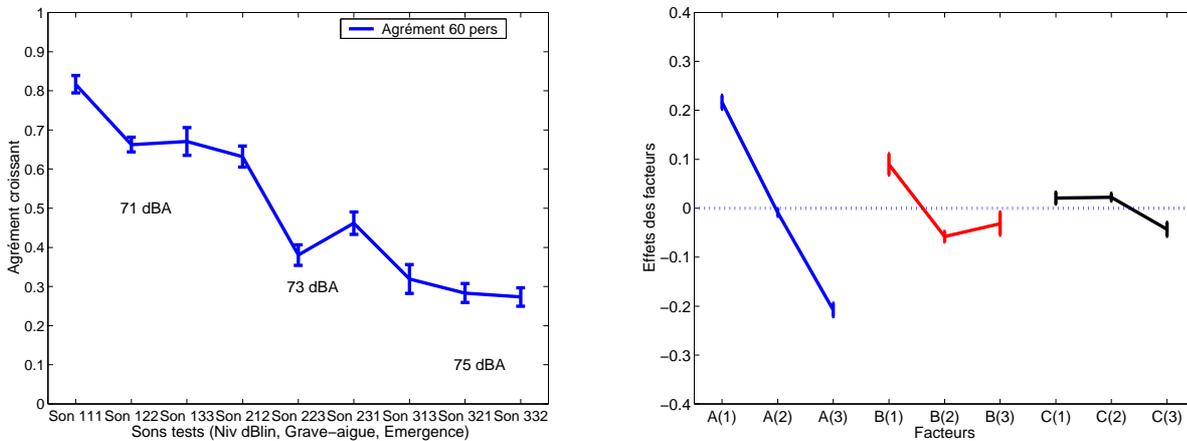


FIG. 3.4 – Agrément sons (gauche), effets des facteurs (droite) : T6

Equilibre grave-aigu On remarque que le facteur **B** (équilibre grave-aigu) semble présenter un seuil où le désagrément n’augmente plus. En effet, on constate que $E_{B(2)}$ et $E_{B(3)}$ ne sont pas significativement différents, la variation de la contribution est inférieure à l’intervalle de confiance. L’auditeur perçoit un agrément supérieur uniquement pour le niveau **B(1)**.

Emergence La contribution de ce facteur est très limitée. Le désagrément ne semble pas apparaître pour les niveaux. Un seuil de désagrément apparaît au dessus du niveau **C(2)**. Cette remarque est cohérente avec ce que nous donne l’indicateur PR (cf. eq. B.2) indicateur classique implémenté dans dB Sonic (01dB) (cf. annexe B), qui considère que l’émergence n’est détectable que pour le niveau **C(3)**. Nous plaçons cependant l’auditeur dans un contexte légèrement particulier : son attention est concentrée sur cette émergence en particulier, car dans les sons proposés l’importance de cette émergence varie. L’écoute de l’auditeur est donc concentrée sur ce point particulier et le seuil de détectabilité est abaissé. C’est probablement pour cela que l’auditeur détecte l’émergence du niveau **C(3)** du test 5, que nous pouvons finalement considérer comme valable car présentant la même tendance que le test 6.

Il est évident que le désagrément provoqué par une émergence bien plus importante pourrait réduire considérablement la contribution du niveau de pression, mais il importait encore une fois de conserver des niveaux conformes aux objectifs des futurs aspirateurs. A titre indicatif, pour conserver un ordre de grandeur en tête, il est possible de mentionner le NIL où l’émergence de la fréquence de passage de pales est maximale et atteint 40dB.

3.3 Conclusion

Une différence de niveau global de 2 dB(A) contribue davantage à l'estimation de l'agrément qu'une augmentation ou diminution de 6dB au dessus de 2000Hz ou +9 et +18dB à 4100Hz. Cela signifie, que même si la bande supérieure à 2000Hz est affaiblie, cela ne peut compenser la gêne causée par un son dont le niveau global est de 2 dB(A) plus important. Mais il est important d'ajouter que, pour respecter le formalisme des plans d'expériences fractionnaires, le niveau des sons était contrôlé. Réaliser une diminution des fréquences supérieures à 2000Hz entraîne une réduction du niveau global (de 1 à 2 dB sur le son étudié ici) et sera donc doublement bénéfique. Il ne semble pas qu'il y ait intérêt à chercher à diminuer l'émergence de la fréquence de passage de pales, si celle-ci ne représente pas déjà une gêne particulière, ce qui était le cas pour la plupart des modèles présentés (cf. chap 2.3.4).

La question de la validité du modèle pour de plus faibles niveaux peut se poser. Mais il semble que, dans l'état actuel des choses, les diminutions envisageables du niveau global (quelques dB) ne devraient pas entraîner un comportement différent de l'auditeur.

Deuxième partie

Caractérisation du moteur de l'aspirateur

Chapitre 4

Contribution du moteur au rayonnement

Une étape préliminaire de la partie de ce document consacrée aux vibrations de l'aspirateur est de quantifier les contributions des différentes parties de l'objet sur le bruit global, puis de déterminer quelle est la part du bruit rayonné par rapport au bruit d'extraction ou de refoulement d'air. Cette partie est issue de l'encadrement du projet de fin d'étude d'Olivier Anquetin [Anq 05] réalisé au sein du LVA à l'INSA de Lyon.

4.1 Contribution des différents éléments de l'aspirateur

Les résultats sont obtenus par masquage des composants. Lorsque celui-ci est impossible les contributions sont estimées par soustraction de résultats de différentes configurations. L'aspirateur est placé dans une chambre semi-anéchoïque et le composant est masqué à l'aide de laine de roche et de plaques de plomb.

Le suceur est isolé du reste de l'appareil en le disposant à l'extérieur de la salle (cf. fig. 4.1), il s'agit en effet d'une source de bruits aérauliques importante qui fait partie d'une étude parallèle menée par l'Ensam.



FIG. 4.1 – Suceur et moquette

Pour que la charge d'aspiration corresponde à celle qui existe lors du fonctionnement de l'appareil, un morceau de moquette (respectant la norme CEI 60704-2-1) est placé contre le suceur.

La figure 4.2 présente la mesure des contributions du corps et du refoulement. La laine de roche et une plaque de plomb masquent le flexible.



FIG. 4.2 – Mesure de masquage : Corps et évacuation

L'ensemble de l'appareil est caché (cf. fig 4.3), ce qui permet d'évaluer directement la contribution du refoulement.



FIG. 4.3 – Mesure masquage : Refoulement seul

Pour s'affranchir de la contribution du refoulement, un raccordement et un flexible sont adjoints à l'évacuation de l'aspirateur (cf. fig. 4.4).



FIG. 4.4 – Raccordement du refoulement à un flexible

L'air est ensuite rejeté à l'extérieur de la chambre semi-anéchoïque.

Ce montage permet alors la mesure de la contribution du flexible seul (cf. fig. 4.5),

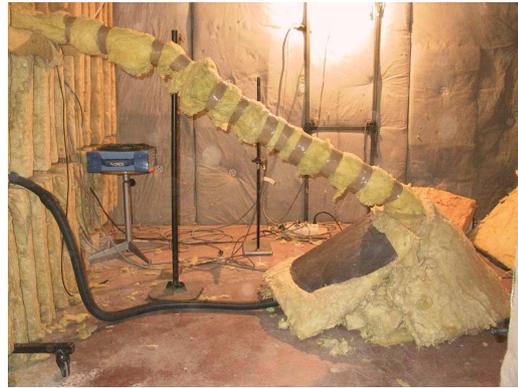


FIG. 4.5 – Mesure de masquage : flexible seul

ainsi que du corps seul (cf. fig. 4.6).



FIG. 4.6 – Mesures masquages : Corps seul

Le lecteur se reportera au travail réalisé par Olivier Anquetin [Anq 05] pour connaître le détail des résultats. La mesure de la contribution des différentes parties est délicate à réaliser et sujette à une grande sensibilité aux conditions de mesure. Il est néanmoins possible d'estimer quelques tendances. En gardant à l'esprit que la contribution du suceur n'est pas quantifiée ici, il apparaît que le flexible d'aspiration est la source principale de bruit pour les fréquences supérieures à 3250 Hz . En dessous de ces fréquences, ce sont les contributions du corps et du refoulement qui sont majoritaires. Le corps semble rayonner en particulier pour des fréquences distinctes : le secteur redressé (100 Hz), la fréquence de rotation (570 Hz) et la fréquence de passage de pales (5100 Hz).

4.2 Calcul de rayonnement

4.2.1 Principe du calcul

Le chapitre 3, consacré à l'étude perceptive du bruit d'aspirateur, a montré l'importance des fréquences basses et moyennes sur la gêne de l'auditeur. Nous restreindrons donc l'étude vibratoire à cette gamme de fréquences, où le corps de l'aspirateur est l'élément dont la contribution est prépondérante (cf. § 4.1). Comme nous l'avons vu ci-dessus une grande partie du bruit dans cette zone est d'origine aéraulique. Nous allons nous attacher à quantifier la contribution au bruit global, du bruit rayonné dans cette plage de fréquences. Pour ce faire, des mesures de niveaux de pression tenant compte du refoulement sont comparées à des calculs de rayonnement effectués à partir de mesures vibratoires.

En calcul par éléments finis de frontière, le critère de finesse de maillage correspond à $\frac{\lambda_{flexion}}{6}$, où $\lambda_{flexion}$ est la longueur d'onde de flexion de la coque. En présence de géométries complexes, comme c'est le cas ici, il n'est pas possible de déterminer $\lambda_{flexion}$. Dans [Ham 02][HB 96] Hamzaoui montre que le critère $\frac{\lambda_{air}}{6}$ peut être efficace lorsque la pression rayonnée n'est pas calculée en champ proche et que l'on utilise la formulation intégrale complète (λ_{air} est la longueur d'onde dans l'air). Le calcul est ensuite validé, si un second calcul avec des points artificiellement supprimés donne le même résultat. En respectant le critère $\frac{\lambda_{air}}{6}$, la finesse de maillage choisie pour cette étude correspond à 71mm. Pour ce faire un modèle CAO fournis par Rowenta a permis de réaliser un maillage Sysnoise de 277 noeuds (cf. fig. 4.7).



FIG. 4.7 – Maillage Sysnoise réalisé à partir des plans CAO fournis par Rowenta, Vues des points de mesures correspondant aux noeuds du maillage Sysnoise.

En pratique, des accéléromètres sont utilisés pour mesurer les vitesses sur les noeuds du maillage. En effet, il a été mis en avant dans [Anq 05] que leurs masses ne modifient que de façon négligeable les niveaux mesurés et leur grande souplesse d'utilisation facilite grandement les mesures sur les surfaces gauches de la coque d'aspirateur.

Cette même campagne de mesure a mis en évidence qu'il était nécessaire de mesurer les vibrations sur la partie inférieure de l'aspirateur car cette zone contribue au rayonnement de l'ensemble de façon sensible. De plus ces mesures doivent se faire en position de fonctionnement normale car la proximité du sol modifie les niveaux vibratoires.

Les mesures de tous les noeuds ne peuvent être simultanées, une référence de phase commune à tous les points est donc nécessaire. Pour cela un accéléromètre, placé au plus près du moteur, sert de référence tout au long des mesures. La figure 4.8 présente l'accéléromètre de référence et un exemple de l'accélération normale mesurée en un noeud du maillage.

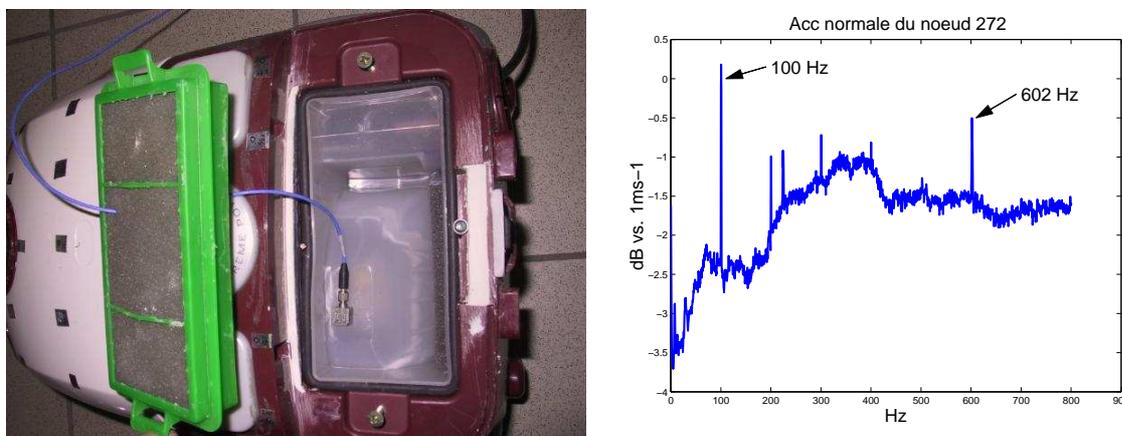


FIG. 4.8 – Accéléromètre placé près du moteur et utilisé comme référence de phase. Spectre de l'accélération normale du noeud 272

On y distingue très nettement deux raies : tout d'abord celle correspondant à la vibration des bobines du moteur (secteur redressé 100 Hz) puis celle du régime moteur (602 Hz). Il s'agit des raies que nous avons déjà observées dans l'étude des contributions des différents éléments. Nous limitons à celles-ci notre comparaison des contributions refoulement et du rayonnement. En effet, dans la gamme de fréquence étudiée, elles constituent les excitations solidiennes principales du moteur sur la structure de l'aspirateur.

4.2.2 Comparaisons des mesures et du calcul

Les calculs des niveaux de pressions sur une sphère de 1 m (cf. fig. 4.9) sont réalisés avec Sysnoise.

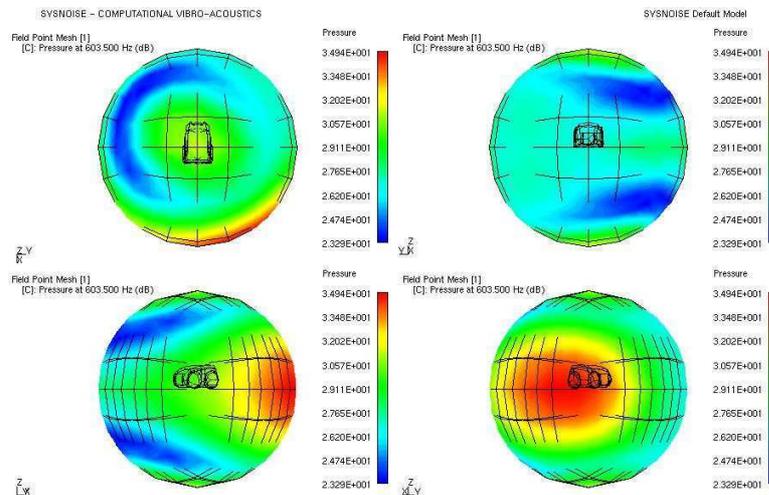


FIG. 4.9 – Calcul des niveaux de pressions d’un aspirateur posé sur le sol. Les pressions sur la sphère sont symétriques par rapport au plan du sol

Ces résultats sont ensuite comparés à des mesures effectuées dans une salle semi-anéchoïque en quatre points appartenant à cette sphère. La figure 4.10 présente les quatre microphones dans leur position sur la sphère de 1 m.



FIG. 4.10 – Micro de mesure des quatre points de la sphère.

La comparaisons fait apparaître des différences de contribution du rayonnement pour entre les deux raies. En effet la raie 100 Hz (cf. graph. 4.11), correspondant aux efforts des bobines sur le moteur, est majoritairement générée par le rayonnement du corps de l'aspirateur. Les niveaux entre la mesure et le calcul sont très proches.

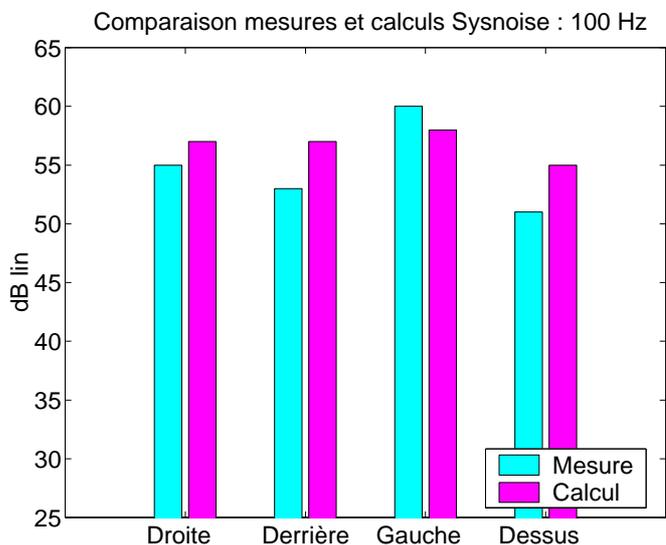


FIG. 4.11 – Comparaison mesures et calculs Sysnoise. Raie 100 Hz, vs position du micro Droite (1), Derrière (2),Gauche (3), Dessus (4)

Les calculs suggèrent le contraire pour la raie du régime moteur à 602 Hz (cf. graph. 4.12). Pour celle-ci la différence entre les niveaux mesurés et les niveaux calculés peuvent aller jusqu'à 20dB selon la position du capteur.

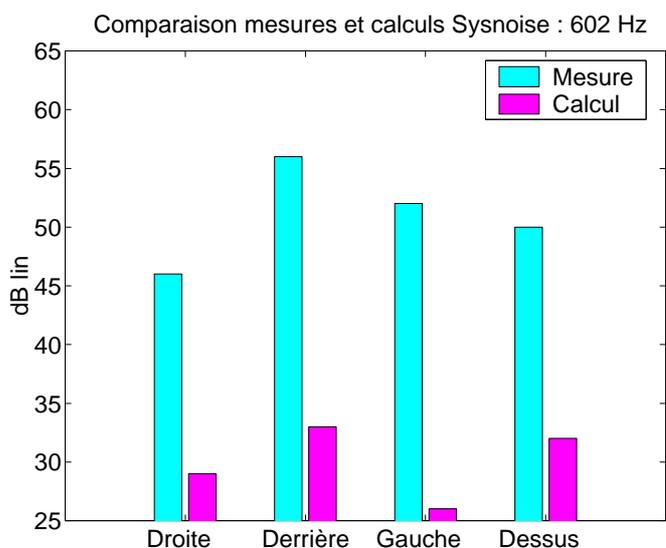


FIG. 4.12 – Comparaison mesures et calculs Sysnoise. Raie régime moteur, vs position du micro Droite (1), Derrière (2),Gauche (3), Dessus (4)

Le corps rayonne à cette fréquence mais sa contribution reste cependant beaucoup plus faible que celle du refoulement.

Une vérification de la convergence de ces résultats présentés dans [Anq 05] a été réalisée. Le rayonnement est recalculé en supprimant quelques points du maillage. Si ce résultat est semblable à celui d'origine, on peut estimer que sa convergence est suffisante et que les conditions de validité des résultats sont respectés.

La convergence du calcul pour 100 Hz est excellente, il est cependant apparu que nous ne pouvons pas considérer celle des résultats à 602 Hz comme pleinement satisfaisante. Ces derniers doivent donc être sujets à caution. Bien qu'il soit difficilement envisageable en pratique, un maillage plus fin permettrait de réduire l'incertitude sur le calcul de rayonnement à cette fréquence. Au régime de rotation, la contribution du rayonnement est peut être plus importante que nous le laisse soupçonner cette étude. De plus, Rowenta a réalisé différentes campagnes de mesures de masquage d'éléments d'aspirateurs. Celles-ci ont montré que sur de nombreux modèles, notamment sur les plus récents, le rayonnement au régime de rotation est le plus important.

4.3 Conclusion

Les résultats obtenus dans ce chapitre ont mis en évidence que les éléments de l'aspirateur ont des contributions dans des domaines fréquentiels relativement différents. Au-dessus de 3250Hz le flexible est la source principale de bruit ; pour les fréquences inférieures, le corps et le refoulement sont majoritaires. Il convient de rappeler que le suceur ne faisait pas parti de l'étude et que sa contribution a été isolée du reste.

Les quantifications des contributions par masquage sont extrêmement délicates, en particulier quand il s'agit de séparer les contributions du rayonnement du corps et du refoulement. Une seconde approche a donc été menée pour les départager.

Un calcul de rayonnement a été réalisé avec Sysnoise à partir de mesures vibratoires faites sur toute la surface du corps de l'aspirateur. Des niveaux de pression ont été mesurés dans des points de la salle semi-anéchoïque puis comparés aux résultats du calcul. Pour la fréquence correspondant aux vibrations des bobines du moteur (100 Hz) la part du rayonnement est nettement majoritaire. Pour la raie moteur, celle du refoulement semble prépondérante. Mais il n'est pas possible d'être aussi catégorique que précédemment car il semble que le maillage réalisé ne soit pas complètement suffisant pour être sûr de la validité des résultats à cette fréquence. Cependant ceux-ci semblent sujet à une grande dispersion d'un aspirateur et d'un modèle à l'autre. En effet des mesures effectuées par le constructeur ont montré que sur de nombreux modèles, notamment les plus récents, le rayonnement au régime de rotation est le plus important. En accord avec l'industriel, la suite de l'étude est donc axée sur l'harmonique du régime moteur. Par ailleurs, à cette fréquence, il est possible d'utiliser une nouvelle méthode qui est présentée dans la suite de ce document.

Chapitre 5

Méthode de caractérisation solidienne du moteur sur banc

5.1 Introduction

L'objet de ce chapitre est la caractérisation de la source vibratoire solidienne que constitue le moteur d'aspirateur. Pour cela, un banc de comparaison de moteur est élaboré en fonction de la géométrie de la source.

Après avoir effectué un rappel bibliographique sur la caractérisation de source et l'identification de force, nous établissons les particularités du problème qui nous concerne et proposons une méthode d'identification de l'excitation imposée par le moteur à son régime de rotation. Cette méthode est détaillée, puis un code de calcul des déplacements du tube écrit à cet effet permet de la tester. En fin de chapitre, nous explicitons la quantification d'un descripteur intrinsèque de source solidienne.

5.2 Bibliographie sur la caractérisation de sources solidienne

5.2.1 Couplage source-réception : Approche des mobilités

Contrairement aux sources aériennes, les efforts injectés par les sources solidiennes dépendent fortement de la structure réceptrice. Cette dépendance est due à la faible rupture d'impédance mécanique entre la source et la réception. Cela constitue une difficulté majeure lors de la caractérisation vibratoire de ce type de source et pose un problème crucial lors de la conception d'un système et du choix de ses composants. En effet, les données obtenues lors d'une mesure *in situ* sont difficilement applicables d'un montage à l'autre.

Un modèle d'un système source-récepteur à contact ponctuel est proposé à la figure 5.1 [MP 87].

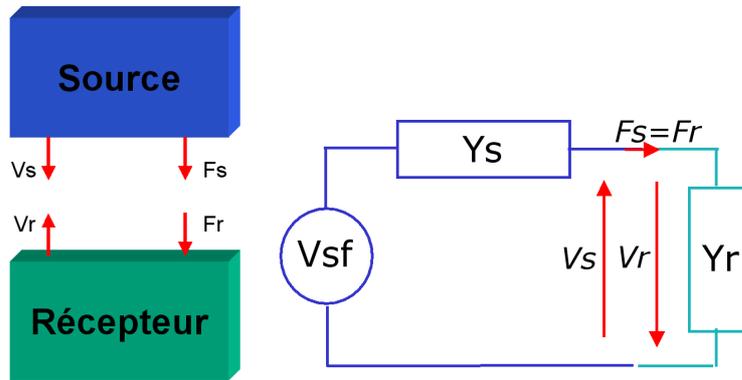


FIG. 5.1 – Description d'une source vibratoire solidienne par modèle quadripôle et analogie électrique

Il est basé sur une analogie dite « électrique », car couramment utilisée en électricité pour modéliser un comportement source récepteur.

Le schéma du système quadripôle est présenté sur la figure de gauche 5.1. En électricité, un quadripôle est une structure possédant deux bornes d'entrée et deux bornes de sortie. Les signaux en entrée et en sortie peuvent être de nature différente (tension, courant, puissance...). Il s'agit ici d'une analogie à la loi d'Ohm, où les tensions sont remplacées par les vitesses, les intensités par les forces, et les résistances par les impédances vibratoires. La figure de droite explicite l'orientation choisie pour les vitesses et les forces. La source de tension en série avec sa résistance devient une source de vitesse libre v_{sf} en série avec sa propre mobilité Y_s . La vitesse libre de la source v_{sf} correspond à sa vitesse face à une impédance infinie. La force au point de contact avec le récepteur est notée F_s (et par continuité $F_s = F_r$). En ce même point, la vitesse de la source et celle du récepteur sont respectivement notées V_s et V_r (dans la convention d'orientation des normales adoptées ici, elles sont de signes opposés). La mobilité du récepteur est définie par (loi d'Ohm) :

$$Y_r = \frac{v_r}{F_r}. \quad (5.1)$$

De ce modèle d'analogie électrique, viennent les relations de base :

$$v_s = v_{sf} - Y_s F, \quad (5.2)$$

ainsi que

$$F = \frac{v_{sf}}{Y_s + Y_r}. \quad (5.3)$$

5.2.2 Recherche de quantités intrinsèques à la source

De nombreuses études existent dans la littérature sur des propositions de méthodes de caractérisation de source solidienne. Nous exposons ici quelques-unes de ces différentes propositions de détermination de caractéristiques de composants.

Le descripteur énergétique D que propose Chatel dans [CB 99] est exprimé en chaque point de liaison par :

$$D = \frac{1}{2} \frac{|V_s|^2}{|Y_s|^2} \Re(Y_s), \quad (5.4)$$

où V_s est la vitesse vibratoire du point de liaison de la structure lorsque l'équipement fonctionne et Y_s la mobilité du point de contact de la source. Le descripteur énergétique D est homogène à une puissance. Ce descripteur permet ensuite de déterminer la puissance transmise de la machine vers la structure par :

$$P_{transmise} = D \frac{|Y_{transmission}|^2}{|Y_r|^2} \cdot \frac{|\Re(Y_r)|}{|\Re(Y_s)|}, \quad (5.5)$$

où $Y_{transmission}$ est la mobilité de l'élément de transmission et Y_r celle du point de liaison sur la structure réceptrice. L'auteur propose plusieurs solutions pour envisager des contacts multiponctuels et pondérer ces points entre eux. L'utilisation des modules dans cette solution conduit cependant à la perte de l'information de phase. De plus, les interactions source-récepteur n'étant pas prises en compte, la dépendance possible du descripteur de source à la structure réceptrice ne peut être écartée.

Tourret dans [Tou 99] mesure les vibrations d'une plaque réceptrice pour caractériser une source solidienne. Il est capital que les admittances des points de liaisons soient beaucoup plus faibles que les admittances de la source (source rigide, structure et liaison souple) : dans ces conditions la source peut être considérée comme indépendante de la structure réceptrice. Celle-ci est constituée d'une plaque suspendue. La source est placée successivement en plusieurs points de contact différents. Les vitesses vibratoires dans les six degrés de liberté sont déterminées à l'aide d'accéléromètres. Les résultats pour les différentes positions de sources sont ensuite moyennés, il s'agit en effet par ces multiples positionnements des points de contact de s'affranchir d'un éventuel comportement local de la plaque (excitation sur un noeud). De plus celle-ci est choisie de manière à privilégier la plus grande densité modale possible dans la gamme de fréquences qui fait l'objet de l'étude.

Une solution pour introduire l'interaction source-structure dans le modèle, est appliquée à un pot vibrant sur une poutre par Allevard et Pézerat dans [All 01][MPPA 01]. Tout d'abord les efforts injectés de sources ponctuelles, multiponctuelles (décorrélées et corrélées avec l'hypothèse d'impédances croisées nulles) et continues sont identifiées par la méthode Riff [Pez 96] appliquée aux poutres. Une source supplémentaire permet de mesurer les efforts dits « passifs » que le composant impose à la structure et de déduire l'effort du composant indépendant de la structure réceptrice. L'aspect multiponctuel et continu de la source pose cependant problème, car il nécessite un nombre important de mesures pour caractériser les efforts passifs et un choix d'hypothèses simplificatrices est alors nécessaire (hypothèse sur les caractéristiques de la distribution de force...).

Mondot et Petersson dans [MP 87] et à la suite Moorhouse [Moo 01] proposent des méthodes de caractérisation de source.

Ces puissances s'expriment à partir de \tilde{P} puissance complexe émise par une source, obtenue en utilisant les équations 5.1 à 5.3. On a ainsi :

$$\tilde{P} = \frac{|\tilde{v}_{sf}|^2}{|Y_s + Y_r|^2} Y_r \quad (5.6)$$

avec \tilde{v}_{sf} valeur Rms de la vitesse libre de la source, Y_r et Y_s respectivement mobilité du récepteur et de la source. On décline \tilde{P} selon trois cas :

- puissance maximale disponible : la puissance maximale pouvant être émise par une source apparaît quand les phases des mobilités de la source et du récepteur sont opposées (voir convention fig.5.1) et que leurs modules sont égaux, c'est-à-dire quand $Y_r = Y_s^*$,

$$\tilde{P}(Y_r = Y_s^*) = \tilde{S}_{map} = \frac{|\tilde{v}_{sf}|^2 \cdot Y_s^*}{4\Re(Y_s)^2}. \quad (5.7)$$

La partie active de cette puissance s'écrit alors :

$$\Re(\tilde{P}(Y_r = Y_s^*)) = \Re(S_{map}) = \frac{|\tilde{v}_{sf}|^2}{4\Re(Y_s)}. \quad (5.8)$$

Il convient de remarquer que cette quantité reste dépendante de la partie réelle de la mobilité de la source.

- puissance miroir : elle est définie comme la puissance délivrée quand la structure réceptrice passive est l'image miroir de la source, c'est à dire $Y_r = Y_s$,

$$\tilde{P}(Y_r = Y_s) = \tilde{S}_{mir} = \frac{|\tilde{v}_{sf}|^2}{4Y_s^*}. \quad (5.9)$$

Contrairement à celle de la puissance maximale la norme de la puissance miroir est indépendante de la phase de la mobilité de la source.

- puissance caractéristique (noté S) : cette quantité constitue une quantité théorique car elle est calculée à partir de deux extrema, la vitesse libre \tilde{v}_{sf} et la force bloquée F_{bl} . Elle est égale à quatre fois la puissance miroir. Tout comme celle-ci, elle est indépendante de la structure réceptrice. Cet indicateur est appelé le "source descriptor" par Mondot et Petersson [MP 87]. Moorhouse [Moo 01] le reprend et le généralise à des mobilités de points multiples sous le nom de puissance caractéristique. Dans le cas d'un contact ponctuel nous avons :

$$\tilde{P}(F = F_{bl}, v = v_{sf}) = \tilde{S} = \frac{|\tilde{v}_{sf}|^2}{Y_s^*}. \quad (5.10)$$

L'émission de puissance de la source correspond à une fraction de sa puissance caractéristique S , fraction correspondant au ratio des mobilités de la source et de la structure réceptrice.

Il est ainsi possible d'écrire la puissance vibratoire complexe :

$$\tilde{P} = |\tilde{S}| \cdot C, \quad (5.11)$$

où S (\tilde{S} en valeur rms) est la puissance caractéristique. Le coefficient de couplage C est défini par :

$$C = \frac{|K|}{|1 + K|^2} \cdot e^{j\kappa}, \quad (5.12)$$

où K est le module du ratio des mobilités et κ la différence de phases entre le récepteur et la source, tels que

$$K \cdot e^{j\kappa} = \frac{Y_r}{Y_s}. \quad (5.13)$$

L'extension à une approche multiponctuelle de Moorhouse [Moo 01] est la suivante :

$$\tilde{S} = [\tilde{v}_{sf}]^{-H} [Y_s]^{-H} [\tilde{v}_{sf}], \quad (5.14)$$

où H est la transposée Hermitienne ($(X)^H = (X^*)^T$ et $()^{-H} = ((X^*)^T)^{-1}$), $[Y_s]$ la matrice des mobilités des points de contact de la source et $[\tilde{v}_{sf}]$ le vecteurs des valeurs rms des vitesses libres de ces points de contacts.

La connaissance de S qui est un invariant de la source, permet de caractériser celle-ci et de la comparer avec d'autres sources indépendamment de la structure réceptrice. Pour exprimer la puissance vibratoire complexe P , le ratio des mobilités reste cependant nécessaire. La puissance maximale disponible propose l'avantage séduisant d'être un majorant théorique de la puissance que peut transmettre une source. Cependant dans le cas de source possédant une mobilité avec une petite partie réelle, cette quantité théorique tend vers l'infinie. Ce exclue toute possibilité de comparaison de sources à comportement dominé par les inerties, circonstances courantes pour les sources étudiées. La puissance caractéristique constitue toujours une quantité finie et en pratique un majorant pour la plupart des sources. De plus il présente l'avantage d'être moins sensible aux erreurs de mesure de phase que la puissance maximale disponible. C'est la puissance caractéristique S qui sera utilisée dans la suite de la thèse pour caractériser la source moteur-joint.

Il est intéressant de mentionner des méthodes qui apportent une vision globale d'un système. Une application de la méthode d'Analyse Statistique Énergétique SEA est proposée dans [Bor 99]. La SEA impose cependant que les efforts à caractériser soient hautes fréquences et large bande. Avec cette condition et un grand nombre de mesures, il est possible d'identifier et de quantifier statistiquement les transferts d'énergie entre sous-systèmes. Cette démarche n'est cependant pas une caractérisation de source à proprement parler, il s'agit plutôt d'étudier les transferts d'énergie dans la globalité du système.

Une méthode de caractérisation de système dit des « Pseudo-forces » est exposée par Janssens dans [Jan 99]. Le principe est de remplacer le mécanisme d'excitation à l'intérieur du composant par une quantité de source fictive sur sa surface extérieure.

La source est alors considérée comme une « boîte noire », avec des forces sur sa paroi. Les pseudo-forces sont équivalentes aux sources réelles en ce sens qu'elles conduisent aux mêmes vibrations sur la paroi du composant étudié. Cette méthode permet de prendre en compte les interactions du composant avec la structure réceptrice, car les mesures sont effectuées *in situ* sur le composant en mode de fonctionnement normal. Toutefois la caractérisation n'est pas intrinsèque. Le nombre de forces équivalentes nécessaires à la reconstitution dépend du nombre de degrés de liberté du système étudié. Un cas extrême est le solide rigide à six degrés de liberté de vibration, le champ vibratoire peut être reconstitué par six pseudo-forces. Pour un solide déformable à n degrés de liberté de vibration, il faudra n pseudo-forces. La reconstruction du champ vibratoire d'un solide réel à une infinité de degrés de liberté, impose une approximation du modèle et seules les pseudo-forces dont les contributions sont les plus importantes sont conservées. En pratique l'expérimentation a mis en avant que la plupart du temps cinq à dix forces permettent d'obtenir un modèle satisfaisant.

La méthode suit le déroulement suivant :

- sélection des positions des pseudo-forces,
- sélection des positions des réponses (de préférence en grand nombre),
- mesure de la fonction de transfert entre les forces et les réponses (cela nécessite une excitation artificielle),
- mesure des réponses sur le composant en fonctionnement,
- pseudo-inversion de la fonction de transfert force-réponse pour déduire les pseudo-forces des réponses.

Cette méthode est envisageable pour déterminer la contribution de différents composants d'une machine, classer des sources entre elles et déterminer la direction d'excitation la plus importante sur un couple source récepteur.

5.2.3 Mesures indirectes d'efforts

Ces méthodes de caractérisation de source nécessitent souvent la connaissance de l'effort injecté dans la structure. Celle-ci peut être difficile à obtenir directement notamment s'il ne s'agit pas d'excitation par contact (aérodynamique, magnétique ...), ou lorsque la présence du capteur dénature la liaison et que la géométrie de la zone d'application de l'effort ne permet pas d'utiliser de capteur conventionnel. Pour pallier ces inconvénients, des méthodes indirectes sont utilisées.

Une méthode d'identification de source est proposée par Zhang [ZMI 96b] utilisant la transformée de Fourier rapide 2D dans l'espace des nombres d'ondes de l'équation de mouvement d'une structure académique. Dans [ZMI 96a], les auteurs illustrent leur méthode avec des mesures au vibromètre laser sur une plaque. Un fenêtrage spatial des bords du domaine est d'abord imposé aux vitesses mesurées, le calcul s'effectue ensuite sur l'ensemble de points. Un filtrage dans l'espace des nombres d'onde régularise ces mesures qui sont ensuite exploitées par l'équation de mouvement de la structure. Pour finir, la distribution de force obtenue est exprimée spatialement par FFT inverse.

Développée par Pézerat [Pez 96], RIFF (Régularisation Inverse Filtrée et Fenêtrée) est basée tout d'abord sur une utilisation de l'équation de mouvement de la structure réceptrice dans une expression locale et discrétisée par différences finies. Les efforts déduits sont connus en amplitude et en phase. Le système est ensuite régularisé, les efforts calculés sont filtrés passe-bas dans l'espace des nombres d'ondes et fenêtrés spatialement au bord du domaine. Le choix de ces paramètres de

régularisation est crucial pour la qualité de la reconstitution. De plus, un maillage trop fin conduit à accentuer l'effet des imprécisions de mesure sur l'estimation de l'effort (cf. p40 [Pez 96]). En effet les dérivées spatiales d'ordre élevé amplifient d'autant plus le bruit que le maillage spatial est fin.

Les problèmes d'identification de forces appartiennent dans la grande majorité des cas à la catégorie dite des problèmes « mal posés ». Historiquement Hadamard définit en 1902 la notion opposée, celle du problème « bien posé ». Ce dernier doit respecter les trois critères suivants :

- existence d'une solution,
- unicité de solution,
- stabilité du problème (sensibilité aux bruits).

Si un des trois critères suivant n'est pas respecté, il s'agit d'un problème « mal posé ». En pratique c'est le dernier critère qui se montre le plus délicat à satisfaire. Les problèmes inverses présentent en effet une grande sensibilité au bruitage des données d'entrée, et une erreur de mesure réduite sur celles-ci peut entraîner la divergence de la solution. Dans ces conditions, en présence de bruitage des données d'entrée, il n'est pas possible d'obtenir des résultats corrects.

La **Régularisation** au sens de Tikhonov consiste à substituer au problème initial un autre qui lui est approché mais plus stable. Il s'agit alors d'établir un compromis entre la norme et le résidu de la solution. Si les données d'entrée ne sont pas parfaitement connues (erreur de mesure par exemple), il est préférable de rechercher une solution approximée mais plus stable. Des méthodes d'optimisation automatique sont proposées dans la littérature. On citera Liu et Shepard [LSJ 06] qui utilisent la méthode dite de la courbe en L pour optimiser automatiquement la régularisation d'un problème d'identification de force. Chesne propose dans [Che 06] une méthode d'identification d'efforts internes aux limites d'une structure sans calcul direct de dérivée. Il intègre sur le domaine d'étude, une formulation faible de l'équation de mouvement multipliée par une fonction test. Le choix d'une fonction test appropriée et des intégrations par parties font apparaître les quantités dérivées recherchées. Cette méthode propose une régularisation intrinsèque du calcul de dérivée car l'intégration minore la contribution du bruit de mesure.

Différentes méthodes de régularisation d'efforts vibratoires sont couramment appliquées, on citera : la méthode RIFF [Pez 96], dans laquelle Pézerat applique à la fois un filtrage passe-bas dans l'espace des nombres d'ondes et un fenêtrage spatial des efforts, et l'utilisation de la TSVD (Truncated Singular Value Decomposition) [Ste 73][DMBS 79]. Dans cette dernière il s'agit de substituer un nouvel opérateur \tilde{A} à A dans la relation $F = Av$ liant la force F au déplacement v . L'opérateur \tilde{A} est obtenu en supprimant les plus petites valeurs singulières de A^{-1} qui est mal conditionnée. Dans la plupart des cas, A n'est pas une matrice carrée. En effet en pratique, la stabilité du problème est augmentée si il y a d'avantage de données d'entrée que de forces recherchées. La matrice A^{-1} est alors appelée pseudo-inverse de la matrice rectangulaire A . L'opérateur \tilde{A} constitue ainsi une régularisation de A , le système devient alors moins sensible aux instabilités.

Pézerat et Guyader [PG 00] comparent ces deux approches de régularisation en les appliquant à un exemple d'identification de forces sur une structure académique : les vitesses vibratoires d'une plaque sont calculées analytiquement et bruitées. Les efforts issus des vitesses non-bruitées, sont comparés à ceux obtenus après régularisation (par RIFF ou TSVD) du problème alimenté par les données bruitées. Les efforts sont à chaque fois exprimés à partir d'une discrétisation de l'équation de mouvement de la plaque. Il apparaît que les résultats obtenus avec les deux méthodes de régularisation sont très comparables, mais le filtrage suivant le nombre d'onde offre cependant une appréhension plus physique du phénomène vibratoire.

Un point remarquable de la méthode RIFF réside dans l'expression locale de l'équation de mouvement. Contrairement à la méthode proposée par Zhang [ZMI 96b], il n'est pas nécessaire de connaître l'ensemble du champ vibratoire de la structure. Si le point d'application de l'effort est connu *a priori*, des mesures dans la zone environnante sont suffisantes à sa quantification. Un point commun aux deux méthodes est que la connaissance des conditions aux limites de la structure n'est pas nécessaire. Le domaine de validité fréquentielle est limité : par la taille de la structure réceptrice, pour les basses fréquences, et par la finesse du maillage de mesure, en hautes fréquences. Il est important que le recouvrement modal soit suffisant et qu'un mode de structure ne prédomine pas sur les autres, la localisation de l'effort en serait affecté. A l'extrême, si la fréquence de la source correspond à une résonance marquée de la structure, il n'est pas possible de localiser l'effort car l'information est regroupée dans un seul nombre d'onde. La méthode RIFF est classiquement utilisée sur des structures réceptrices académiques dont l'équation de mouvement est connue. Cependant dans les cas de géométrie plus complexe un modèle éléments finis serait utilisable.

Il est important de noter que la méthode RIFF est particulière dans les méthodes inverses, car il n'y a pas à proprement parler d'inversion d'opérateur. En effet c'est d'un point de vue logique que la méthode est inverse car elle procède d'un raisonnement par induction : elle déduit les causes des conséquences observées et il s'agit donc d'inférences probables, alors qu'un modèle dit « direct » déduit les conséquences des causes observées.

Une identification d'effort sur coque cylindrique utilisant la méthode RIFF appliquée aux coques est proposée par Djamaa et Ouelaa [DO 06][Dja 06]. L'équation de mouvement discrétisée est construite à partir de l'opérateur de coque cylindrique de Donnell. Les auteurs mettent en avant la difficulté de mesurer les vitesses longitudinales et tangentielles. Ils proposent donc d'étudier les conditions permettant de s'affranchir de leurs mesures et de se limiter à la connaissance des vitesses radiales (mesurées avec un vibromètre laser). Ils montrent en particulier que cette simplification est admissible et que les résultats sont satisfaisants si la fréquence d'excitation de la coque est supérieure à la fréquence d'anneau du cylindre (cf. annexe G).

5.2.4 Particularité du problème

Dans le cadre de la caractérisation de source solide nous avons besoin connaître les efforts de la source sur une structure de mobilité connue.

La proposition de Djamaa et Ouelaa [DO 06] requiert que la source soit haute-fréquence au regard du comportement de la coque, c'est-à-dire suffisamment haute pour que l'influence du rayon de courbure de celle-ci soit négligeable et que son comportement tende vers celui d'une plaque. Dans le cas présent cette hypothèse simplificatrice n'est pas possible, la courbure de la coque intervient grandement et les déformées de la structures présentent des couplages importants entre les déplacements longitudinaux, tangentiels et radiaux typiques des coques. La reconstitution de l'effort appliqué à la coque nécessite ici la connaissance, pour chaque point du feuillet moyen du tube, des déplacements dans les trois directions de l'espace. Si un grand nombre de points est nécessaire, cela pose un important problème de mesure, car l'utilisation de capteur tri-axes est alors inconcevable. A l'aide d'un vibromètre laser, il est aisé de mesurer des déplacements radiaux pour un nombre important de points. Peut-on s'affranchir des mesures dans les directions longitudinales et tangentielles ?

D'un point de vue logique, cela semble possible. Il s'agit d'un système d'équation constitué de trois inconnues (déplacements longitudinaux, tangentiels et effort radial) et de trois données d'entrée (déplacements radiaux, efforts longitudinaux et tangentiels nuls). Dans [Les 88], Lesueur mentionne qu'il est possible d'exprimer les déplacements d'une direction à l'aide des autres mais cette solution nécessite l'emploi d'opérateurs dérivés d'ordre huit. Un ordre si élevé de dérivées spatiales disqualifie cette proposition. En effet ce n'est pas compatible avec une mesure réelle car elles en amplifieraient inconsidérément le bruit.

Cette thèse propose une méthode basée sur une discrétisation de l'opérateur de coque, reconstituant la distribution de force et les déplacements longitudinaux et tangentiels à partir d'une mesure des déplacements radiaux.

5.3 Déroulement de l'étude

Propriété de la source Les premières mesures de caractérisation de la source, ont été réalisées en suspendant le moteur. Celui-ci est isolé de l'extérieur par des fixations souples, des accéléromètres sont placés sur la circonférence du moteur comme il est possible de le constater sur la figure 5.2.

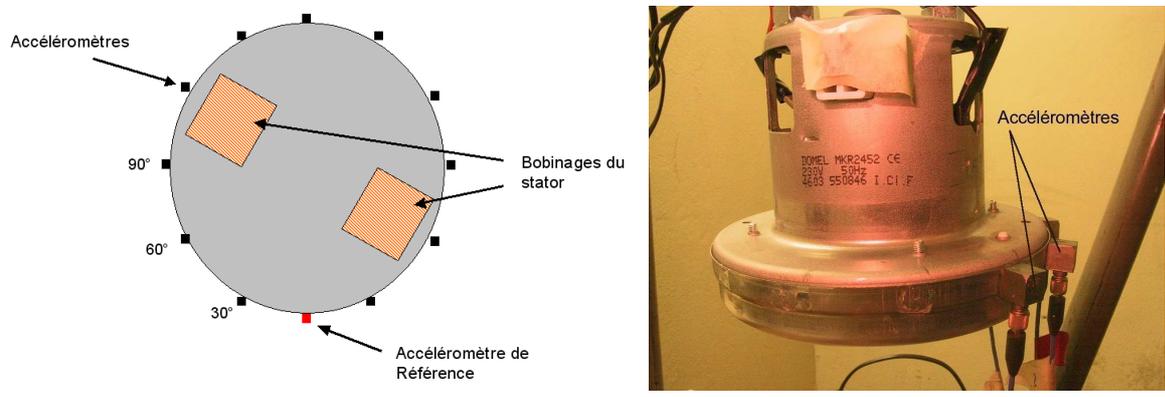


FIG. 5.2 – Moteur suspendu pour la mesure des vitesses à vide. A gauche : Schéma vu de dessus, à droite : photographie prise de coté.

Les résultats de ces mesures d'accélération sont présentés sur les figures 5.3, les axes horizontaux correspondent aux fréquences et à la position du point de mesure par rapport au capteur de référence (θ en degré) et les axes verticaux correspondent à l'amplitude de l'accélération (dB vs. $1m.s^{-2}$).

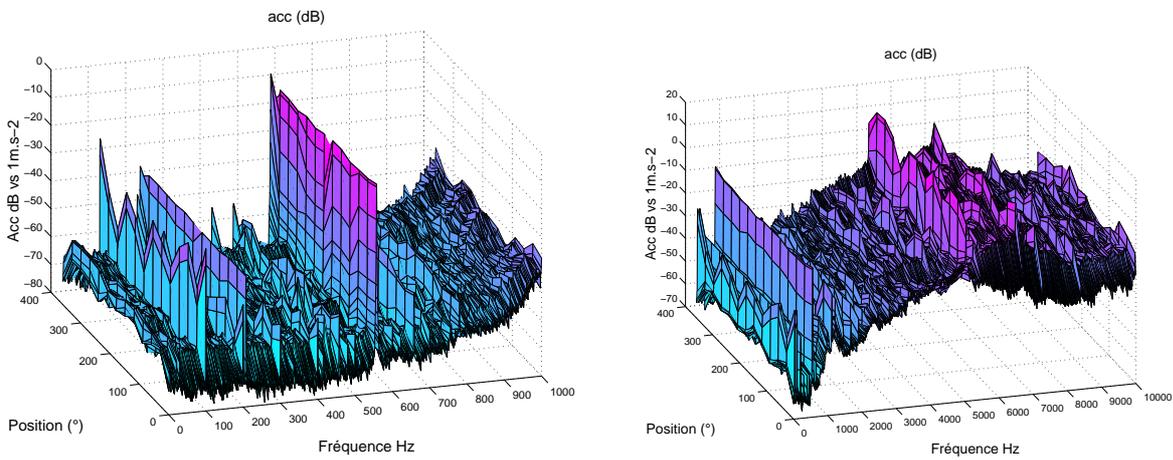


FIG. 5.3 – Spectre d'accélération sur la circonférence du moteur suspendu. A gauche jusqu'à 1kHz , à droite jusqu'à 10kHz

Ces mesures « d'accélération à vide » mettent en évidence des vibrations engendrées par des phénomènes mécaniques électromagnétiques et aérauliques :

- Raie à 100 Hz : cette fréquence correspond à l'alimentation électrique (50 Hz) redressée, ce qui est typique des moteurs **universels**.
- Raie correspondant à la vitesse de rotation du moteur (568 Hz) : il s'agit d'une excitation par balourd. C'est l'accélération la plus importante dans la gamme de fréquence qui nous intéresse (0 à 800 Hz). La figure 5.4 présente le module et la phase de la raie moteur en fonction de sa position sur la circonférence.

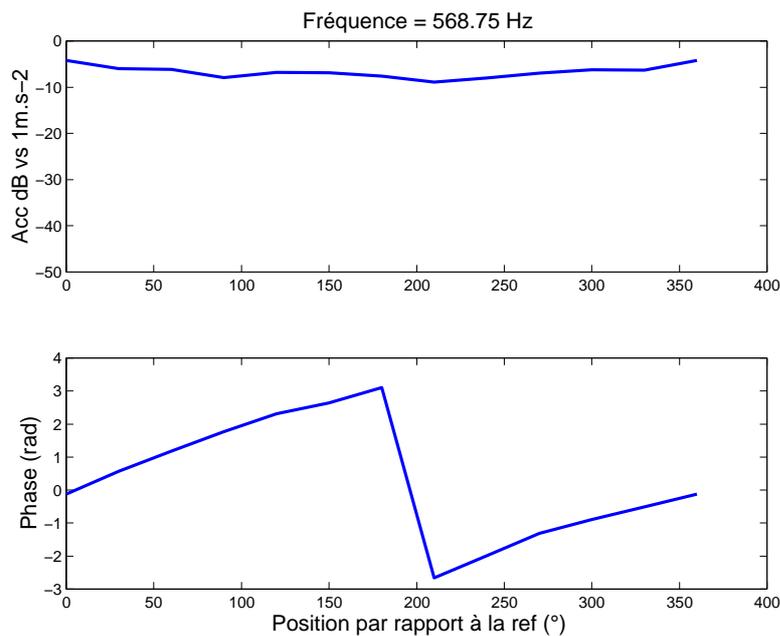


FIG. 5.4 – Module et phase de la raie moteur

L'amplitude de la force varie très peu et la phase est croissante sur 2π sur toute la circonférence. Il donc s'agit d'une force tournante. C'est celle qui a été choisie (cf. § 4.2.2) pour être caractérisée sur banc (pour une vitesse de rotation correspondant au fonctionnement dans l'aspirateur). Nous avons choisi *a priori* une discrétisation circonférentielle de douze points. Ce choix est ici validé car elle semble s'être montrée suffisante pour apporter des informations sur les phases des mesures au régime moteur.

- Raie à la fréquence de passage de pales (5110 Hz) : elle correspond à la multiplication par neuf (neuf pales) de la fréquence du régime moteur.
- Une excitation large bande (à partir de 800 Hz) : celle-ci est due essentiellement aux effets aérauliques (écoulement dans la turbine et le compartiment moteur). Cette excitation est également répartie sur la circonférence.

Caractérisation d'une source vibratoire solide Nous utilisons le *Source descriptor*, descripteur intrinsèque à la source inspiré par celui proposé par Mondot et Petersson [MP 87] et Moorhouse [Moo 01]. Ce dernier présente l'intérêt d'être un majorant de puissance transmise dans la plupart des cas [Moo 01], ce qui est particulièrement pertinent dans le cadre d'une réalisation d'un banc de comparaison de moteurs. Nous proposons une approche modale de cet indicateur pour caractériser une source à contact surfacique. Ce descripteur nécessite la mesure de l'effort imposé par la source. Dans le cas du moteur de l'aspirateur, la mesure directe d'un effort n'est pas possible. En effet sa liaison à la structure de réception est linéique et circonferentielle et la présence d'un capteur la dénaturerait. Il faut donc procéder par identification indirecte de force.

Identification de force sur une structure académique Nous avons donc choisi de développer une méthode d'identification indirecte de force, utilisant une structure réceptrice académique de mobilité connue. Ce travail constitue une partie importante de cette thèse.

Au regard de la géométrie cylindrique de la source, une coque cylindrique sera choisie comme structure académique. Celle-ci est en PVC, qui est un matériau particulièrement indiqué ici. En effet il est léger et transparent, ce qui rend sa manipulation et le positionnement du moteur aisés. De plus les tubes de PVC sont symétriques de révolution, il ne présente pas de ligne de soudure sur une génératrice.

Cette méthode d'identification de force tournante conduit à deux particularités, qui sont liées à la discrétisation de l'équation de mouvement projetée suivant les modes circonferentiels d'ordre $n = 1$ et l'hypothèse d'une force tournante purement radiale :

- l'identification peut se limiter à la mesure des vitesses radiales de la coques, et cela, même en dessous de la fréquence d'anneau,
- la discrétisation circonferentielle nécessaire est réduite (ici à quatre).

5.4 Décomposition circonférentielle de la distribution de force

5.4.1 Expression de la distribution de force surfacique

Suite aux mesures précédentes (cf. chap. 5.3), le moteur électrique est considéré comme une source de force tournante à la vitesse de rotation ω . Nous nous proposons d'écrire en coordonnées cylindriques $F_w(x, \theta)$ (en Nm^{-1}), distribution de force linéique¹ normale possédant les mêmes propriétés. Cette expression est la suivante :

$$F_w(x, \theta) = Q \cdot \delta(x - x_F) \cdot e^{j\theta} \cdot e^{-j\omega t}. \quad (5.15)$$

Q (N) est l'amplitude de la distribution de force, x_F est la coordonnée sur l'axe \vec{x} du point d'application de la force linéique.

5.4.2 Moment et résultante de la distribution

Pour justifier notre choix de distribution nous nous proposons d'en observer la résultante sur le torseur des forces extérieures. Les choix des axes et repères sont explicités sur la figure 5.5.

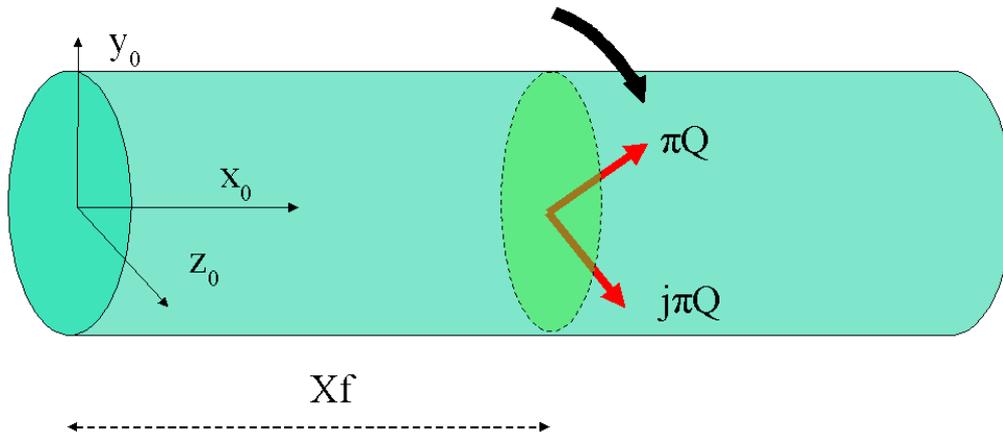


FIG. 5.5 – Repère globale du tube et Force tournante

La distribution de force sur le tube (Eq. 5.15) peut être exprimée pour $t = 0$ et en x_F , en une partie réelle et imaginaire :

$$F_w(\theta, x_F) = Q \cdot (\cos \theta + j \sin \theta) \cdot e^{-j\omega t}. \quad (5.16)$$

¹La distribution de force est homogène à Nm^{-2} lorsqu'elle est exprimée en coordonnées cartésiennes. L'homogénéité de l'équation de mouvement de la coque est modifiée dans sa formulation en coordonnée cylindrique, car le changement de variable $dy = a \cdot d\theta$ conduit à une factorisation par a , rayon moyen de la coque, la distribution $F(x, \theta)$ est donc homogène à Nm^{-1} .

Les figures 5.6 illustrent cette distribution de force pour l'abscisse x_F et $t = 0$. A gauche se trouve la partie réelle de cette distribution et à droite la partie imaginaire.

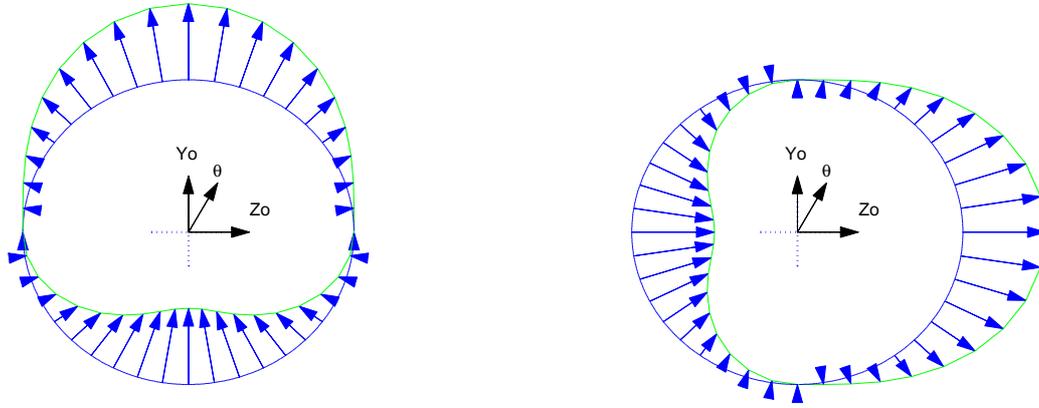


FIG. 5.6 – Distribution de force en $x = x_F$ pour $t = 0$, partie réelle à gauche et imaginaire à droite (vue de dessous)

Pour l'abscisse $x = x_F$ les moments selon \vec{y}_0 et \vec{z}_0 sont nuls, car la distribution de force est dans le plan $\langle \vec{y}_0, x_F, \vec{z}_0 \rangle$. Par raison de symétrie suivant \vec{y}_0 (pour la partie réelle de la distribution) et suivant \vec{z}_0 (pour la partie imaginaire) le moment en $(0, x_F, 0)$ est nul. Le torseur des forces extérieures est donc exprimé en ce point.

La projection sur l'axe \vec{y}_0 du repère global est :

$$F_w(\theta, x_F) \cdot \vec{y}_0 = Q \cdot \left(\underbrace{\int_0^{2\pi} \cos \theta \cos \theta \cdot d\theta}_{=\pi} + j \underbrace{\int_0^{2\pi} \cos \theta \sin \theta \cdot d\theta}_{=0} \right) \cdot e^{-j\omega t} \quad (5.17)$$

et celle sur l'axe \vec{z}_0 ,

$$F_w(\theta, x_F) \cdot \vec{z}_0 = Q \cdot \left(\underbrace{\int_0^{2\pi} \sin \theta \cos \theta \cdot d\theta}_{=0} + j \underbrace{\int_0^{2\pi} \sin \theta \sin \theta \cdot d\theta}_{=j\pi} \right) \cdot e^{-j\omega t}. \quad (5.18)$$

La résultante de la distribution est donc :

$$R_{ext}(0, x_F, 0) = \begin{bmatrix} 0 \\ \pi Q \cdot e^{-j\omega t} \\ \pi Q \cdot j \cdot e^{-j\omega t} \end{bmatrix}. \quad (5.19)$$

qui correspond à un vecteur tournant dans le plan $(\vec{y}_0, x_F, \vec{z}_0)$.

La figure 5.7 illustre la position de l'effort et du repère sur la structure ainsi que le vecteur temps $-\omega t$ et le vecteur force dans le plan $(\vec{y}_0, x_F, \vec{z}_0)$.

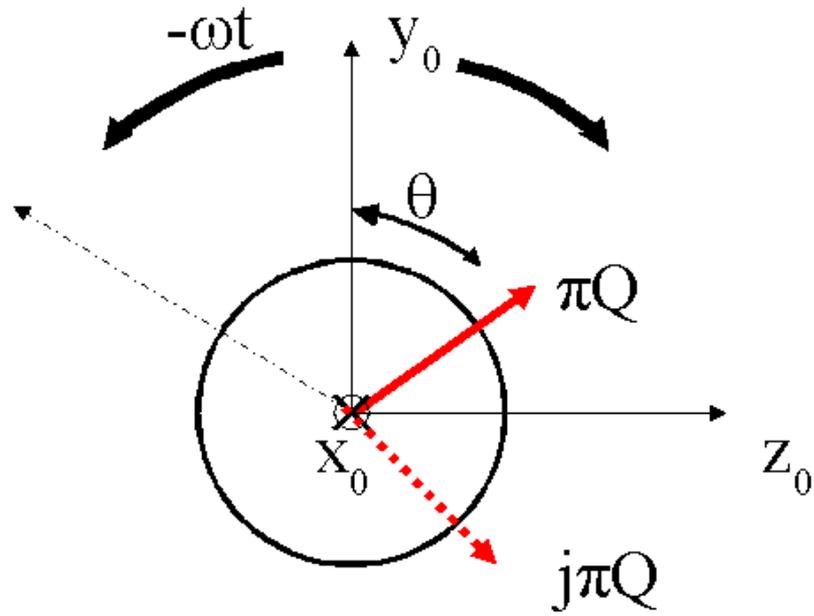


FIG. 5.7 – Plan $(\vec{y}_0, x_F, \vec{z}_0)$ du tube et force tournante

5.4.3 Projection selon les ordres circonférentiels

La distribution de force $F_w(x, \theta)$ est projetée suivant les ordres circonférentiels. Cette projection, notée $F_{n,\alpha}(x)$, reste donc fonction de l'abscisse x . En suivant la notation précisée en annexe G, on écrit $F_{n,\alpha}(x)$, amplitude modale circonférentielle d'ordres (n, α) , définie par (changement de variable $dy = a.d\theta$, avec a rayon du feuillet moyen) :

$$F_{n,\alpha}(x) = \frac{\int_0^{2\pi} \{F_u(x, \theta), F_v(x, \theta), F_w(x, \theta)\} \{\phi_{n,\alpha}(\theta)\} .a.d\theta}{\int_0^{2\pi} \{\phi_{n,\alpha}(\theta)\}^2 a.d\theta}, \quad (5.20)$$

$$F_{n,\alpha}(x) = \frac{1}{\pi a} \int_0^{2\pi} \{F_u(x, \theta), F_v(x, \theta), F_w(x, \theta)\} \{\phi_{n,\alpha}(\theta)\} .a.d\theta,$$

$$\frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \{F_u(x, \theta), F_v(x, \theta), F_w(x, \theta)\} \{\phi_{n,\alpha}(\theta)\} .d\theta,$$

où $\{\phi_{n,\alpha}(\theta)\}$ sont les déformées modales circulaires et définies comme suit (cf. annexe G) :

$$\{\phi_{n,\alpha}(\theta)\} = \left\{ \begin{array}{l} \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \\ \cos(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \\ \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \end{array} \right\}, \quad (5.21)$$

dont les normes sont $\int_0^{2\pi} \sin^2(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) a.d\theta = \pi.a$ et $\int_0^{2\pi} \cos^2(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) a.d\theta = \pi.a$.

L'expression de la forme modale de la distribution de force est donc la suivante :

$$F(x, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{\alpha=0}^1 F_{n,\alpha}(x) \phi_{n,\alpha}(\theta) .e^{-j\omega t}. \quad (5.22)$$

En introduisant l'expression de la force tournante eq. 5.15 dans eq. 5.20, on obtient :

$$F_{n,\alpha}(x) = \frac{1}{\pi} \left[Q . \delta(x - x_F) \underbrace{\int_0^{2\pi} \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) e^{j\theta} .d\theta}_I \right] .e^{-j\omega t}. \quad (5.23)$$

Le développement de l'intégrale I dans l'équation 5.23 donne :

$$I = \int_0^{2\pi} e^{j\theta} \frac{e^{j(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2})} - e^{-j(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2})}}{2j} .d\theta, \quad (5.24)$$

$$I = \frac{1}{2j} \underbrace{\int_0^{2\pi} e^{j((n+1)\theta + \alpha \frac{\pi}{2})} - \int_0^{2\pi} e^{-j((n-1)\theta + \alpha \frac{\pi}{2})} .d\theta}_{=0}, \quad (5.25)$$

$$I = -\frac{1}{2j} \int_0^{2\pi} e^{-j((n-1)\theta + \alpha \frac{\pi}{2})} .d\theta. \quad (5.26)$$

$I = 0$ si $n \neq 1$, si $n = 1$:

$$I = -\frac{1}{2j} \int_0^{2\pi} e^{-j\alpha \frac{\pi}{2}} .d\theta = \left[-\frac{\theta}{2j} e^{-j\alpha \frac{\pi}{2}} \right]_0^{2\pi} = j\pi e^{-j\alpha \frac{\pi}{2}}. \quad (5.27)$$

On a donc :

$$I = \begin{cases} j\pi & \text{pour } \alpha = 0 \\ \pi & \text{pour } \alpha = 1. \end{cases} \quad (5.28)$$

On constate alors que la force tournante se projette uniquement sur les modes d'ordre circonférentiel $n=1$:

$$F_{1,0}(x) = jQ \cdot \delta(x - x_F) \cdot e^{-j\omega t}, \quad (5.29)$$

$$F_{1,1}(x) = Q \cdot \delta(x - x_F) \cdot e^{-j\omega t}, \quad (5.30)$$

$$F_{n,\alpha}(x) = 0 \text{ pour } n \neq 1. \quad (5.31)$$

Cette propriété permet de bien séparer la contribution de l'effort tournant d'autres contributions excitatrices non tournantes à la même fréquence. Par la suite l'intégration de la distribution $F_{1,\alpha}$ est notée :

$$Q_\alpha = \int_{x=0}^L F_{1,\alpha} \cdot dx, \quad (5.32)$$

avec $Q_0 = j \cdot Q$ et $Q_1 = Q$.

5.5 Caractérisation d'un effort tournant

Nous avons vu en § 5.4.1 qu'un effort tournant, n'excite que les modes d'ordres circonférentiels $n = 1$ de la structure. Pour les déplacements et les efforts nous n'avons donc besoin d'exprimer que les Amplitudes Modales Circonférentielles d'ordre 1 (notées **AMC1**). Nous établissons les relations des AMC1 des efforts avec les AMC1 des déplacements en projetant l'équation de mouvement de la coque selon les ordres circonférentiels $n = 1$. La discrétisation de l'opérateur de coque cylindrique de Donnell et l'hypothèse d'effort purement radial, nous permettent ensuite d'exprimer les AMC1 des déplacements tangentiels en fonction de l'AMC1 des déplacements radiaux, afin d'obtenir les AMC1 de l'effort appliqué au tube.

Une simulation numérique constitue une première étape de validation de cette méthode d'identification de force. Cette dernière utilise des déplacements calculés à l'aide d'un code écrit pour l'occasion. A chaque étape de calcul, nous avons ainsi comparé les données reconstituées et celle d'origine. Dans la dernière partie de cette section nous appliquons artificiellement un bruit de « mesure » aux données d'entrées, et proposons des solutions de filtrage des résultats.

5.5.1 Expression de l'opérateur de coque cylindrique pour le mode circonférentiel $n = 1$

L'équation de mouvement du tube (voir hypothèses en annexe G) peut s'exprimer de la manière suivante :

$$[Em] \cdot \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} F_u \\ F_v \\ F_w \end{Bmatrix}, \quad (5.33)$$

où la matrice $[Em]$ (pour Equation de mouvement) est issue de l'opérateur de Donnell [Lei 93] dont l'expression est la suivante :

$$[Em] = \begin{bmatrix} D\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\right) + \rho\omega^2 h & D\left(\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x \partial \theta}\right) & D\left(\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x}\right) \\ D\left(\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x \partial \theta}\right) & D\left(\frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) + \rho\omega^2 h & D\left(\frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta}\right) \\ D\left(-\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x}\right) & D\left(-\frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta}\right) & D\left(-\left(\frac{1}{a^2} + \beta \cdot \nabla\right)\right) + \rho\omega^2 h \end{bmatrix}, \quad (5.34)$$

avec

$$D = \frac{Eh}{1 - \nu^2} \quad (5.35)$$

et

$$\beta = \frac{h^2}{12}. \quad (5.36)$$

Pour une excitation purement radiale, eq. 5.33 s'écrit :

$$[Em] \cdot \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_w \end{Bmatrix}. \quad (5.37)$$

Les déplacements peuvent s'écrire comme la somme de chaque mode circonférentiel n de symétrie α ainsi :

$$\left\{ \begin{array}{l} u(x, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{\alpha=0}^1 \bar{u}_{n,\alpha}(x) \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \\ v(x, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{\alpha=0}^1 \bar{v}_{n,\alpha}(x) \cos(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \\ w(x, \theta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{\alpha=0}^1 \bar{w}_{n,\alpha}(x) \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \end{array} \right\}. \quad (5.38)$$

Les termes $\bar{u}_{n,\alpha}(x)$, $\bar{v}_{n,\alpha}(x)$ et $\bar{w}_{n,\alpha}(x)$ sont les amplitudes modales circonférentielles des déplacements suivant les déformées circulaires en n , α . Ils peuvent s'écrire ainsi :

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{u}_{n,\alpha}(x) \\ \bar{v}_{n,\alpha}(x) \\ \bar{w}_{n,\alpha}(x) \end{array} \right\} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ \begin{array}{l} u(x, \theta) \cdot \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \\ v(x, \theta) \cdot \cos(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \\ w(x, \theta) \cdot \sin(n\theta + \alpha \frac{\pi}{2}) \end{array} \right\} \cdot d\theta. \quad (5.39)$$

Comme la force Fw étudiée par la suite est purement tournante, l'écriture de l'éq. 5.38 est allégée en supprimant l'indice n car seul le cas $n = 1$ est non nul. L'équation 5.38 devient pour $n = 1$ avec $\alpha = 0$ et $\alpha = 1$ (pour alléger temporairement la notation, seul restera l'indice de α , on pose donc $\bar{u}_{1,0}(x) = \bar{u}_0$, $\bar{v}_{1,0}(x) = \bar{v}_0$, $\bar{w}_{1,0}(x) = \bar{w}_0$ et $F_{w,1,0}(x) = F_{w,0}(x)$) :

$$\left\{ \begin{array}{l} u(x, \theta) = \bar{u}_0(x) \sin(\theta) + \bar{u}_1(x) \cos(\theta) \\ v(x, \theta) = \bar{v}_0(x) \cos(\theta) - \bar{v}_1(x) \sin(\theta) \\ w(x, \theta) = \bar{w}_0(x) \sin(\theta) + \bar{w}_1(x) \cos(\theta) \end{array} \right\}. \quad (5.40)$$

Projection de l'équation de mouvement selon les modes $n = 1$ et $\alpha = 0$

Les expressions ci-dessus pour u , v et w sont introduites dans l'équation 5.37. En dérivant les termes en θ , on obtient pour $n = 1$ et $\alpha = 0$:

$$D \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 \bar{u}_0}{\partial x^2} \sin \theta - \frac{1-\nu}{2a^2} \bar{u}_0 \sin \theta + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \bar{u}_0 \sin \theta \\ \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial \bar{u}_0}{\partial x} \cos \theta \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial \bar{u}_0}{\partial x} \sin \theta \end{array} \right. \left. \begin{array}{l} -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial \bar{v}_0}{\partial x} \sin \theta \\ -\frac{1}{a^2} \cdot \bar{v}_0 \cos \theta + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{v}_0}{\partial x^2} \cos \theta + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \bar{v}_0 \cos \theta \\ +\frac{1}{a^2} \cdot \bar{v}_0 \sin \theta \end{array} \right\} - \left(\frac{1}{a^2} \bar{w}_0 \sin \theta + \beta \cdot \left(\frac{\partial^4 \bar{w}_0}{\partial x^4} \sin \theta - \frac{2}{a^2} \frac{\partial^2 \bar{w}_0}{\partial x^2} \sin \theta + \frac{1}{a^4} \bar{w}_0 \sin \theta \right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \bar{w}_0 \sin \theta \right) = - \left\{ \begin{array}{l} F_{u,0}^-(x) \sin \theta \\ F_{v,0}^-(x) \cos \theta \\ F_{w,0}^-(x) \sin \theta \end{array} \right\}, \quad (5.41)$$

qui peut se factoriser de la façon suivante :

$$D \left[\begin{array}{ccc} \sin \theta & & \\ & \cos \theta & \\ & & \sin \theta \end{array} \right] \left[\begin{array}{cc} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{1-\nu}{2a^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} & -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & -\frac{1}{a^2} + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{1}{a^2} \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \bar{u}_0(x) \\ \bar{v}_0(x) \\ \bar{w}_0(x) \end{array} \right\} - \left(\frac{1}{a^2} + \beta \cdot \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} - \frac{2}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{a^4} \right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \right) \left\{ \begin{array}{l} \bar{u}_0(x) \\ \bar{v}_0(x) \\ \bar{w}_0(x) \end{array} \right\} = - \left[\begin{array}{ccc} \sin \theta & & \\ & \cos \theta & \\ & & \sin \theta \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} F_{u,0}^-(x) \\ F_{v,0}^-(x) \\ F_{w,0}^-(x) \end{array} \right\}. \quad (5.42)$$

Par identification on obtient :

$$D \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{1-\nu}{2a^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} & -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{1}{a^2} + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} & \frac{1}{a^2} \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{1}{a^2} & -\left(\frac{1}{a^2} + \beta \cdot \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} - \frac{2}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{a^4}\right)\right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_0(x) \\ \bar{v}_0(x) \\ \bar{w}_0(x) \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \bar{F}_{u,0}(x) \\ \bar{F}_{v,0}(x) \\ \bar{F}_{w,0}(x) \end{Bmatrix}. \quad (5.43)$$

Nous établissons ainsi, pour $\alpha = 0$ une relation entre les AMC1 de déplacements et de forces. Pour un effort tournant, nous pouvons déduire en le module Q , car nous avons :

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_{u,0}(x) \\ \bar{F}_{v,0}(x) \\ \bar{F}_{w,0}(x) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ Q_0 \cdot \delta(x - x_F) \end{Bmatrix}, \quad (5.44)$$

avec $Q_0 = j \cdot Q$ (cf. éq. 5.32).

Projection de l'équation de mouvement selon les modes $n = 1$ et $\alpha = 1$

En procédant de la même manière que précédemment on obtient pour $n = 1$ et $\alpha = 1$ en choisissant la même notation simplifiée ($u_{1,1}(x) = \bar{u}_1$, $v_{1,1}(x) = \bar{v}_1$, $w_{1,1}(x) = \bar{w}_1$ et $F_{w,1,1}(x) = \bar{F}_{w,1}(x)$) :

$$D \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial x^2} \sin \theta - \frac{1-\nu}{2a^2} \bar{u}_1 \sin \theta + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \bar{u}_1 \sin \theta & -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} \sin \theta \\ -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} \cos \theta & \frac{1}{a^2} \cdot \bar{v}_1 \cos \theta - \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{v}_1}{\partial x^2} \cos \theta - \frac{\rho\omega^2 h}{D} \bar{v}_1 \cos \theta \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} \sin \theta & -\frac{1}{a^2} \cdot \bar{v}_1 \sin \theta \\ +\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial \bar{w}_1}{\partial x} \sin \theta & \\ -\frac{1}{a^2} \cdot \bar{w}_1 \cos \theta & \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \bar{F}_{u,1}(x) \cos \theta \\ -\bar{F}_{v,1}(x) \sin \theta \\ \bar{F}_{w,1}(x) \cos \theta \end{Bmatrix}. \quad (5.45)$$

$$- \left(\frac{1}{a^2} \bar{w}_1 \sin \theta + \beta \cdot \left(\frac{\partial^4 \bar{w}_1}{\partial x^4} \sin \theta - \frac{2}{a^2} \frac{\partial^2 \bar{w}_1}{\partial x^2} \sin \theta + \frac{1}{a^4} \bar{w}_1 \sin \theta \right) \right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \bar{w}_1 \sin \theta$$

En factorisant comme précédemment, on écrit :

$$D \begin{bmatrix} \cos \theta & & \\ & -\sin \theta & \\ & & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{1-\nu}{2a^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} & -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & -\frac{1}{a^2} + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{1}{a^2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_1(x) \\ \bar{v}_1(x) \\ \bar{w}_1(x) \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \cos \theta & & \\ & -\sin \theta & \\ & & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{F}_{u,1}(x) \\ \bar{F}_{v,1}(x) \\ \bar{F}_{w,1}(x) \end{Bmatrix}. \quad (5.46)$$

De nouveau par identification, on obtient :

$$\begin{aligned}
 D \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{1-\nu}{2a^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} & -\frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{1}{a^2} + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\rho\omega^2 h}{D} & \frac{1}{a^2} \cdot \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & \frac{1}{a^2} & -\left(\frac{1}{a^2} + \beta \cdot \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} - \frac{2}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{a^4}\right)\right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \bar{u}_1(x) \\ \bar{v}_1(x) \\ \bar{w}_1(x) \end{Bmatrix} \\
 = - \begin{Bmatrix} \bar{F}_{u,1}(x) \\ \bar{F}_{v,1}(x) \\ \bar{F}_{w,1}(x) \end{Bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{5.47}$$

Comme précédemment nous déduisons le module Q_1 de :

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_{u,1}(x) \\ \bar{F}_{v,1}(x) \\ \bar{F}_{w,1}(x) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ Q_1 \cdot \delta(x - x_F) \end{Bmatrix}, \tag{5.48}$$

avec $Q_1 = Q$ (cf. éq. 5.32).

La projection de l'opérateur différentiel suivant les modes $n = 1$, nous donne les mêmes résultats pour $\alpha = 0$ et $\alpha = 1$ (cf. éq. 5.43 et 5.47). Nous avons obtenu une relation générale entre les AMC1 de déplacements et de forces.

Conclusion

Un point particulier de la source est exploité ici : l'excitation est un effort tournant. Celui-ci n'excite que les modes circonférentiels d'ordre $n = 1$ du tube (cf. § 5.4.1). L'équation de mouvement est donc projetée selon les seuls modes circonférentiels nécessaires. Les AMC1 longitudinales des déplacements permet d'obtenir l'AMC1 longitudinale de la distribution de force. Le choix des déplacements comme données d'entrée fait ici apparaître cette démarche comme la formulation d'un problème inverse.

Lors des mesures, l'utilisation des AMC1 représente des intérêts pratiques extrêmement importants :

- la mesures des déplacements sur une circonférence peut se réduire au nombre de génératrices optimum nécessaire à la quantification des Amplitudes Modales Circonférentiel d'ordre $n = 1$ (AMC1),
- ces quantités sont exprimées longitudinalement, le problème devient alors unidimensionnel.

Les traitements des données qui suivent, sont simplifiés.

Le chapitre suivant introduit une formulation discrète de l'équation de mouvement permettant de l'utiliser avec des données réelles. Si nous avons restreint l'étude de l'ordre $n = 1$, seul ordre excité par un effort tournant, une forme générale valable pour tout n est tout-à-fait concevable.

5.5.2 Application dans le cas d'une discrétisation de l'axe \vec{x}

Organisation des lignes de l'équation de mouvement discrétisé

Les équations 5.43 ou 5.47 peuvent être exprimées en m points suivant \vec{x} . Les lignes sont regroupées par direction et non par indice d'abscisse, ainsi les m premières lignes du vecteur colonne correspondent aux amplitudes modales circonférentielles des déplacements suivant \vec{u} . Les m lignes suivantes sont les amplitudes selon \vec{v} et les m dernières à celles selon \vec{w} . De même l'opérateur de l'équation de mouvement suit cette répartition : les m premières lignes et les $3m$ colonnes de la matrice E_m correspondent à la première ligne de 5.43 ou de 5.47.

Le système global peut alors s'écrire :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} [Em11] & [Em12] & [Em13] \\ [Em21] & [Em22] & [Em23] \\ [Em31] & [Em32] & [Em33] \end{bmatrix}}_{3m \times 3m} \underbrace{\begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{u}_\alpha(\Delta) \\ \bar{u}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{u}_\alpha(m\Delta) \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} \bar{v}_\alpha(\Delta) \\ \bar{v}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{v}_\alpha(m\Delta) \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} \bar{w}_\alpha(\Delta) \\ \bar{w}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{w}_\alpha(m\Delta) \end{Bmatrix} \end{Bmatrix}}_{3m \times 1} = - \underbrace{\begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} \bar{F}_{w,\alpha}(\Delta) \\ \bar{F}_{w,\alpha}(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{F}_{w,\alpha}(m\Delta) \end{Bmatrix} \end{Bmatrix}}_{3m \times 1}, \quad (5.49)$$

où Δ est l'écart entre 2 points consécutifs, $\bar{u}_\alpha(i\Delta)$, $\bar{v}_\alpha(i\Delta)$, $\bar{w}_\alpha(i\Delta)$ correspondent respectivement aux déplacements selon u , v et w discrétisés selon l'axe des abscisses et projetés sur l'ordre circonférentiel $n = 1$. Les termes $[Emkl]$ sont des matrices $m \times m$ et ont la forme discrétisée des termes $Emkl$ de l'équation de mouvement (cf. éq .5.43 et 5.47).

Opérateur différentiel discrétisé

Chaque partie de l'opérateur différentiel (cf. annexe I) est exprimée à l'aide des différences finies (cf. annexe J), par exemple :

$$[Em12] = D\left(-\frac{1+\nu}{2a}[\delta]\right), \quad (5.50)$$

où $[\delta]$ est l'opérateur discrétisé de dérivée première sur m points :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \Rightarrow [\delta] = \frac{1}{2\Delta} & \left[\begin{array}{cccccccc} -2 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & & \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & & \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & & \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & & \\ \vdots & & & & & & \ddots & \vdots \\ & & & & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ \dots & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & 2 \end{array} \right] - \frac{\Delta}{2} \frac{1}{\Delta^2} \underbrace{\left[\begin{array}{cccc} 1 & -2 & 1 & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \vdots & & & & \vdots \\ & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 0 & -1 & 2 & -1 \end{array} \right]}_{m \times m} \\ & + \frac{\Delta^2}{3} \frac{1}{\Delta^3} \underbrace{\left[\begin{array}{cccc} 1 & -3 & 3 & -1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \vdots & & & & \vdots \\ & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & -1 & 3 & -3 & 1 \end{array} \right]}_{m \times m} - \frac{\Delta^3}{24} \frac{1}{\Delta^4} \underbrace{\left[\begin{array}{cccc} 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \vdots & & & & & \vdots \\ & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \dots & -1 & 4 & -6 & 4 & -1 \end{array} \right]}_{m \times m}. \end{aligned} \quad (5.51)$$

Les opérateurs de dérivées sont constitués de schémas aux différences finies centrées (premier ordre) dans le corps de la matrice et de schémas décentrés aux frontières (ici jusqu'à l'ordre 4). En effet des ordres plus importants sont nécessaires pour les schémas décentrés, car leurs convergences sont moins bonnes. Les détails de ces calculs sont explicités en annexe J. Les ordres de dérivée importants sont particulièrement sensibles aux bruits. Par la suite, il convient donc de choisir un compromis entre la précision des dérivées et une amplification du bruit trop importante.

Expression de \bar{u}_α et \bar{v}_α en fonction de $\bar{w}_\alpha(i\Delta)$

La création d'un banc de mesure est l'objectif du développement de cette méthode utilisant la connaissance des déplacements seulement dans une direction. D'un point de vue expérimental il est aisé de mesurer les déplacements radiaux à l'aide d'un vibromètre laser. Ainsi leurs mesures sur plusieurs génératrices permettent le calcul de l'AMC1 \bar{w}_α (cf. 5.6.3) et d'en déduire les AMC1 \bar{u}_α et \bar{v}_α . De plus le vibromètre laser permet une grande souplesse dans le choix de la finesse de discrétisation de l'axe longitudinal et conserve un temps de mesure très réduit.

En tenant compte du fait que l'excitation du tube est purement radiale, prenons les $2m$ premières lignes de l'équation de mouvement discrétisée (éq. 5.49) :

$$\begin{bmatrix} [Em11] & [Em12] & [Em13] \\ [Em21] & [Em22] & [Em23] \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} \bar{u}_\alpha(\Delta) \\ \bar{u}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{u}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{c} \bar{v}_\alpha(\Delta) \\ \bar{v}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{v}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{c} \bar{w}_\alpha(\Delta) \\ \bar{w}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{w}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{array} \right\} \end{array} \right\}. \quad (5.52)$$

Ce système peut s'écrire aussi :

$$\begin{bmatrix} [Em11] & [Em12] \\ [Em21] & [Em22] \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} \bar{u}_\alpha(\Delta) \\ \bar{u}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{u}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{c} \bar{v}_\alpha(\Delta) \\ \bar{v}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{v}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \end{array} \right\} + \begin{bmatrix} [Em13] \\ [Em23] \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} \bar{w}_\alpha(\Delta) \\ \bar{w}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{w}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{array} \right\} \end{array} \right\}. \quad (5.53)$$

On obtient ainsi une expression des AMC1 $\bar{u}_\alpha(i\Delta)$ et $\bar{v}_\alpha(i\Delta)$, en fonction des AMC1 radiales $\bar{w}_\alpha(i\Delta)$:

$$\left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} \bar{u}_\alpha(\Delta) \\ \bar{u}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{u}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{c} \bar{v}_\alpha(\Delta) \\ \bar{v}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{v}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \end{array} \right\} = - \begin{bmatrix} [Em11] & [Em12] \\ [Em21] & [Em22] \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} [Em13] \\ [Em23] \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{c} \left\{ \begin{array}{c} \bar{w}_\alpha(\Delta) \\ \bar{w}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{w}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \end{array} \right\}. \quad (5.54)$$

Dans la suite de l'étude, lorsqu'on utilisera les AMC1 longitudinales et tangentielles calculés à partir de l'éq. 5.54, on les notera : $\bar{u}(\bar{w}_\alpha(i\Delta))$ et $\bar{v}(\bar{w}_\alpha(i\Delta))$. Ce choix de notation permet de bien exprimer qu'elles ont été déduites à partir de $\bar{w}_\alpha(i\Delta)$. L'équation requiert l'inversion d'une matrice. Comme nous le verrons plus loin (cf. chap. 6.2.4), des méthodes classiques de pseudo-inversion peuvent être utilisées afin de régulariser ce point éventuellement délicat du point de vue de la stabilité du problème.

Expression de $\bar{F}_{w,\alpha}$ en fonction de $\bar{w}_\alpha(i\Delta)$

Les m dernières lignes de l'équation de mouvement éq. 5.49 deviennent :

$$\left[\begin{array}{ccc} [Em31] & [Em32] & [Em33] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} \bar{u}(\bar{w}_\alpha(\Delta)) \\ \bar{u}(\bar{w}_\alpha(2\Delta)) \\ \vdots \\ \bar{u}(\bar{w}_\alpha(m\Delta)) \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{l} \bar{v}(\bar{w}_\alpha(\Delta)) \\ \bar{v}(\bar{w}_\alpha(2\Delta)) \\ \vdots \\ \bar{v}(\bar{w}_\alpha(m\Delta)) \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{l} \bar{w}_\alpha(\Delta) \\ \bar{w}_\alpha(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{w}_\alpha(m\Delta) \end{array} \right\} \end{array} \right\} = - \left\{ \begin{array}{l} \bar{F}_{w,\alpha}(\Delta) \\ \bar{F}_{w,\alpha}(2\Delta) \\ \vdots \\ \bar{F}_{w,\alpha}(m\Delta) \end{array} \right\}. \quad (5.55)$$

Cette expression permet d'exprimer ainsi les AMC1 discrètes de la distribution d'effort radial à partir des AMC1 des déplacements radiaux.

Conclusion

L'hypothèse d'effort purement radial permet de nous affranchir de la mesure des AMC1 des déplacements longitudinaux et tangentiels, car elles sont déduites de celles des déplacements radiaux. Pour cela, nous tirons parti de la discrétisation de l'opérateur différentiel projeté sur les modes circon-férentiels $n = 1$. Pour m points de discrétisation longitudinale, la matrice de l'opérateur discrétisé est de taille $3m \times 3m$. Elle subit une réorganisation des lignes et une inversion d'une partie de celle-ci. Il est ensuite possible d'exprimer les déplacements longitudinaux et tangentiels en fonction des déplacements radiaux permettant d'obtenir l'effort radial.

5.6 Simulation numérique de la caractérisation d'un effort tournant

L'objet de la simulation numérique est de valider la méthode d'identification d'efforts tournants sur coques cylindriques. Un code de calcul des déplacements de la coque a été spécialement réalisé à cet effet. Les données obtenues par ce calcul alimentent le modèle d'identification de source basé sur le même opérateur de coque. Il s'agit de simuler le phénomène physique pour une distribution de force donnée, puis d'utiliser l'opérateur discrétisé sur les déplacements calculés pour la retrouver. D'autre part ce code nous permet de réaliser les calculs de mobilité de tube dont nous aurons besoin pour la quantification de la puissance caractéristique de la source.

5.6.1 Caractéristiques du tube de mesure

Les caractéristiques géométriques et mécaniques du tube qui va être utilisé pour la simulation et le banc de mesure, sont exposées dans le tableau 5.1.

Rayon extérieur	r_{ext}	0.075 m
Longueur	L	2.05 m
Epaisseur	ep	0.005 m
Coefficient de Poisson	ν	0.35
Module de Young ($f_{ex} = 564 Hz$)	E	$4.10^9 Pa$
Amortissement structural ($f_{ex} = 564 Hz$)	η	0.05
Masse volumique	ρ	$1350 kg.m^{-3}$

TAB. 5.1 – Caractéristiques mécanique du tube

Il s'agit d'un tube de PVC transparent, ce qui facilite la mise en position de la source à l'intérieur de celui-ci. Le coefficient de Poisson est issu de la littérature [Che 93] mais la masse volumique, le module d'Young, et l'amortissement structural ont quand à eux fait l'objet de mesure (cf. annexe K). Ces deux dernières ont été quantifiées dans la plage de fréquences de fonctionnement de la source. Les valeurs données ici correspondent à un régime de rotation de $f_{ex} = 564 Hz$.

5.6.2 Comportement modal du tube pour $n = 1$

Il est important pour reconstituer un effort par méthode inverse de disposer de la contribution de nombreux modes différents (cf. chap. 5.2.4). Dans le cas d'une excitation par une force tournante, seuls les modes de rang $n = 1$ sont excités, il faut alors mesurer les contributions de nombreux ordres longitudinaux. La figure 5.8 illustre le calcul du comportement du tube en pvc utilisé pour le banc de caractérisation.

Il s'agit d'une courbe de dispersion de la coque (fréquence vs. nombre d'onde), où seuls les modes $n = 1$ sont représentés, chaque étoile correspond à un mode longitudinal différent. La fréquence d'anneau de la structure ($f_r = \frac{1}{2\pi a} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$) et la gamme de fréquences de la plage de fonctionnement du moteur sont matérialisées par des lignes en traits pointillés.

Le comportement modal du tube est favorable à la reconstitution d'efforts dans la plage de fonctionnement nominal du moteur, car on trouve à son voisinage de nombreux modes régulièrement répartis.

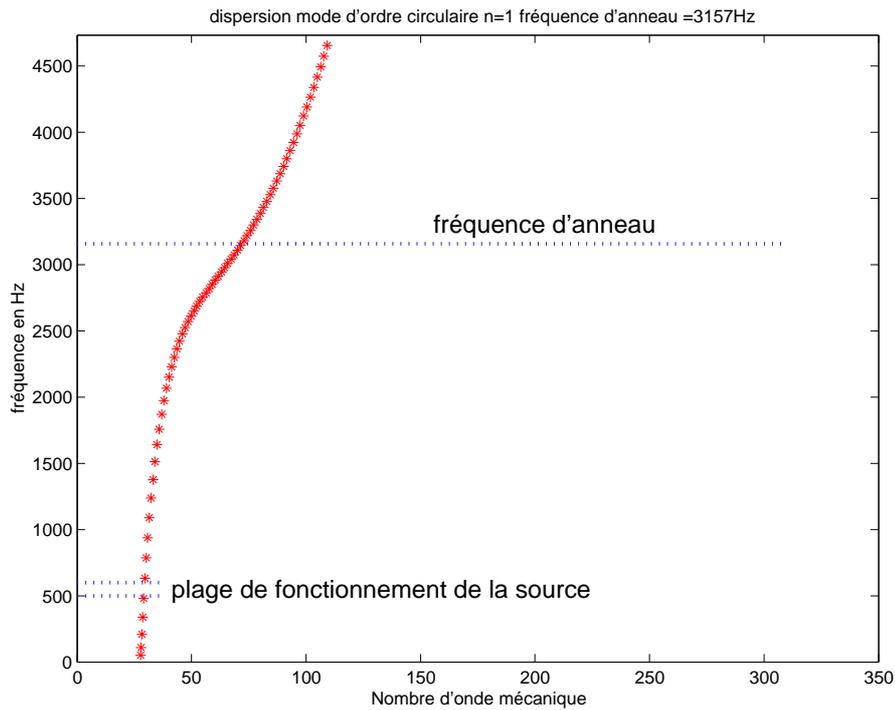


FIG. 5.8 – Courbe de dispersion des modes circulaires d'ordre $n=1$ du tube en pvc

Un comportement de la structure où un mode particulier est nettement prépondérant sur les autres ne permet pas de localiser l'effort, car toute l'information est contenue dans un seul mode. De plus, l'amortissement important d'un matériau de type PVC est favorable à l'identification d'effort, car il limite la contribution d'une unique résonance (augmentation du recouvrement modal).

5.6.3 Recherche des AMC1

Nous simulons ici la mesure au vibromètre laser, celui-ci permet la mesure des modules et phases des vitesses sur des génératrices régulièrement réparties, indicées j (cf. fig.5.9). Le point de mesure sur une génératrice j est repéré par i , position longitudinale telle que $x = \Delta i$.

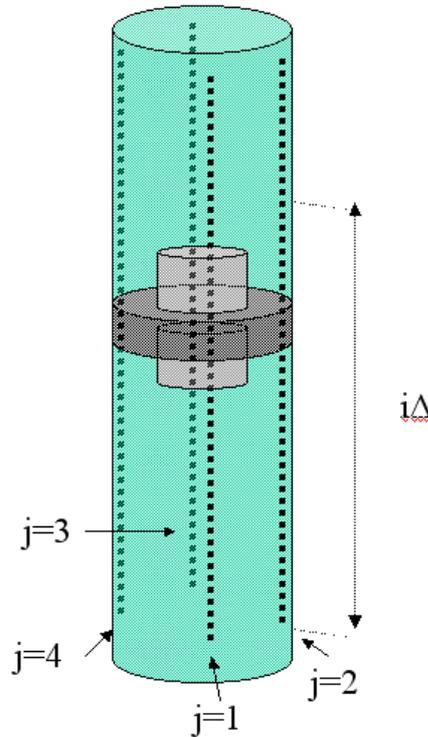


FIG. 5.9 – Génératrices sur le tube

Pour obtenir l'AMC1 des déplacements, il faut l'isoler des autres modes circonférentiels présents sur le tube. En pratique, nous savons qu'une source de force tournante n'excite que les modes circonférentiels $n = 1$ et les mesures (cf. § 5.3) nous montrent que cette force est prédominante à la fréquence de rotation. Nous allons donc choisir un nombre de génératrices permettant de séparer les AMC1 symétriques et antisymétriques.

Approximations des produits scalaires des déformées discrétisées

La déformée circonférentielle est discrétisée, car pour chaque abscisse elle est mesurée en N génératrices. L'expression de la déformée circonférentielle d'ordre n est donc :

$$\phi_{n,\alpha,j} = \sin\left(n\frac{j2\pi}{N} + \alpha\frac{\pi}{2}\right). \quad (5.56)$$

Du fait de cette discrétisation, il est délicat de rechercher un mode circonférentiel particulier par projection. En effet les propriétés d'orthogonalité des modes, nécessaires au produit scalaire (cf. éq. 5.39) ne sont alors plus complètement respectées. Nous établissons ici une approximation du produit scalaire en remplaçant la somme continue par une somme discrète. Il convient ici d'étudier l'approximations des produits scalaires des déformées discrétisées pour choisir le nombre de génératrices que nous avons besoin de mesurer.

Le cas de deux génératrices n'est pas développé, car il est rejeté par le théorème de Shannon. Il constitue en effet un cas limite pour observer un sinus, car les génératrices peuvent correspondre aux zéros de cette fonction.

Le tableau 5.2 nous présente les approximations des produits scalaires des déformées discrétisées pour trois génératrices.

$\sum_{j=1}^3 \phi_{p,\alpha_p,j} \cdot \phi_{n,\alpha_n,j}$	$\phi_{0,1,j}$	$\phi_{1,1,j}$	$\phi_{2,1,j}$	$\phi_{1,0,j}$	$\phi_{2,0,j}$
$\phi_{0,1,j} = 1$	3	0	0	0	0
$\phi_{1,1,j} = \cos(\frac{j2\pi}{3})$	0	1.5	1.5	0	0
$\phi_{2,1,j} = \cos(\frac{j4\pi}{3})$	0	1.5	1.5	0	0
$\phi_{1,0,j} = \sin(\frac{j2\pi}{3})$	0	0	0	1.5	-1.5
$\phi_{2,0,j} = \sin(\frac{j4\pi}{3})$	0	0	0	-1.5	1.5

TAB. 5.2 – Approximations des produits scalaires des déformées discrétisées : $\sum_{j=1}^N \phi_{p,\alpha_p,j} \cdot \phi_{n,\alpha_n,j}$ pour trois génératrices ($N = 3$)

Elles sont donc suffisantes pour séparer les modes $n = 1$, $\alpha = 0$ et $\alpha = 1$. Cependant elles ne permettent pas de les isoler des déformées en $n = 2$ (en gras sur le tableau 5.2). Bien que ces modes ne soient *a priori* pas excités, nous choisissons par sécurité d'utiliser une configuration de quatre génératrices où les contributions de celles-ci n'apparaissent pas (cf. tab . 5.3) :

$\sum_{j=1}^4 \phi_{p,\alpha_p,j} \cdot \phi_{n,\alpha_n,j}$	$\phi_{0,1,j}$	$\phi_{1,1,j}$	$\phi_{2,1,j}$	$\phi_{1,0,j}$	$\phi_{2,0,j}$
$\phi_{0,1,j} = 1$	4	0	0	0	0
$\phi_{1,1,j} = \cos(\frac{j\pi}{2})$	0	2	0	0	0
$\phi_{2,1,j} = \cos(j\pi)$	0	0	4	0	0
$\phi_{1,0,j} = \sin(\frac{j\pi}{2})$	0	0	0	2	0
$\phi_{2,0,j} = \sin(j\pi)$	0	0	0	0	0

TAB. 5.3 – Approximations des produits scalaires des déformées discrétisées : $\sum_{j=1}^N \phi_{p,\alpha_p,j} \cdot \phi_{n,\alpha_n,j}$ pour quatre génératrices ($N = 4$)

Calcul des AMC1 par minimisation aux moindres carrés

Il a été choisi de calculer l'AMC1 par une minimisation aux moindres carrés de la fonctionnelle suivante :

$$L(i\Delta) = \sum_j^N \left(w_j(i\Delta) - \sum_{n=0}^{nmax} a_{n,\alpha}(i\Delta) \cdot \phi_{n,\alpha,j} \right)^2, \quad (5.57)$$

avec $a_{n,\alpha}(i\Delta)$ l'amplitude du mode circulaire d'ordre n de symétrie α sur l'abscisse i , et $\phi_{n,\alpha,j}$ la déformée propre du mode n de la jeme des N génératrices.

Nous considérons que les amplitudes des modes d'ordres circonférentiels supérieures à deux sont négligeables. Compte tenu de cette hypothèse nous avons vu qu'avec quatre génératrices il est possible de restreindre la minimisation au cas $n = 1$. On écrit alors :

$$\begin{aligned} \frac{\partial L(i\Delta)}{\partial a_{1,\alpha}(i\Delta)} &= \sum_{j=1}^{N=4} 2\phi_{1,\alpha,j} \left(w_j(i\Delta) - \sum_{j=1}^{N=4} a_{1,\alpha}(i\Delta) \cdot \phi_{1,\alpha,j} \right) = 0, \\ \sum_{j=1}^{N=4} \phi_{1,\alpha,j} \cdot w_j(i\Delta) &= \sum_{j=1}^{N=4} \phi_{1,\alpha,j} \sum_{j=1}^{N=4} a_{1,\alpha}(i\Delta) \cdot \phi_{1,\alpha,j}, \\ a_{1,\alpha}(i\Delta) &= \frac{\sum_{j=1}^{N=4} \phi_{1,\alpha,j} w_j(i\Delta)}{\sum_{j=1}^{N=4} \phi_{1,\alpha,j}^2}. \end{aligned} \tag{5.58}$$

Les amplitudes $a_{1,\alpha}(i\Delta)$ sont donc ainsi calculées pour chaque abscisse $i\Delta$.

5.6.4 Étapes de la simulation

Le tableau 5.5 décrit la procédure du calcul des déplacements qui alimente la méthode d'identification de force tournante. Ce tableau et la suite de ce chapitre comparent les démarches théorique et numérique, et souligne les contraintes pratiques qu'impose cette dernière.

Calcul des déplacements (calcul direct).

Tout d'abord un code de calcul de déplacements a été écrit en suivant une approche par méthode de Ritz exposée en annexe G et [Lau 89]. On décrit les déplacements en utilisant une base de fonctions cinématiquement admissibles aux limites (champ de Hamilton). Compte tenu des hypothèses de mécanique des milieux continus et de la géométrie du tube (par rapport au rayon, l'épaisseur est petite et la longueur est grande), un modèle de coque utilisant l'opérateur différentiel de Donnell a été utilisé. Il permet d'exprimer les déplacements selon les trois axes pour chaque point du feuillet moyen du tube.

Caractéristiques du calcul

Le tableau 5.4 présente les caractéristiques choisies pour le calcul de déplacement.

Abscisse d'application de la force	x_F	1.11 m
Fréquence de l'excitation	f_{ex}	564 Hz
Ordre longitudinal maximum	m_{max}	50
Discrétisation longitudinale	h_n	200
Discrétisation circonférentielle	θ_n	4
Condition en $x = 0$		appuyée
Condition en $x = L$		appuyée

TAB. 5.4 – Caractéristiques du calcul de déplacements

Une force tournante est appliquée en x_F . L'ordre maximal de calcul des ordres longitudinaux est noté m_{max} . L'ordre circonférentiel maximal n'est pas précisé car dans le cas d'un effort tournant seul les modes $n = 1$ sont excités, il n'est pas utile de calculer les autres. Nous avons choisi le minimum de génératrices nécessaires au calcul des AMC1 (cf. § 5.6.3). La discrétisation longitudinale h_n respecte amplement les conditions de Shannon et propose au moins 4 points par mode $h_n = 4.m_{max}$. Le tube est en conditions aux limites appuyé-appuyé, seul cas dont nous possédons une résolution analytique [Lei 93].

Troncature modale

Lors de la simulation numérique, quelques compléments s'imposent dans la reconstitution de l'effort. L'expression de l'effort radial est une approximation résultant d'un compromis pour l'ordre de troncature. Celui-ci doit être suffisamment élevé pour que la reconstitution des efforts et des déplacements converge, et cependant suffisamment bas pour qu'il n'apporte pas un bruit numérique important. Pour limiter le bruit numérique les contributions des ordres supérieurs à $m = 50$ ne sont pas calculées.

Par la suite la notation suivante est adoptée : \tilde{X} pour la variable modale X tronquée et \bar{X} pour l'AMC1 de X .

	Théorique		Simulation	
Modèle direct reconstitution modale	$\begin{cases} F_u = 0 \\ F_v = 0 \\ F_w \text{ avec} \\ Q = 1N \end{cases}$  $\begin{cases} u \\ v \\ w \end{cases}$	l'équation de mouvement permet d'exprimer les déplacements	$\begin{cases} \tilde{F}_u \rightarrow 0 \\ \tilde{F}_v \rightarrow 0 \\ \tilde{F}_w \rightarrow F_w \end{cases}$  $\begin{cases} \tilde{u} \\ \tilde{v} \\ \tilde{w} \end{cases}$	<p>L'effort appliqué tend vers un effort radial.</p> <p>Les déplacements sont connus à la troncature modale près.</p>
Mesure (simulée) des déplacements radiaux et projections selon les modes circonférentiel $n = 1$.				
Discrétisation de l'équation de mouvement de coque.	$\begin{cases} ? \\ ? \\ \bar{w} \end{cases}$  $\begin{cases} \bar{u}(\bar{w}) \\ \bar{v}(\bar{w}) \\ \bar{w} \end{cases}$  $\begin{cases} 0 \\ 0 \\ \bar{F}_w, \text{ avec} \\ Q = 1N \end{cases}$	En discrétisant l'opérateur de coque et avec l'hypothèse d'un effort purement radiale ($\bar{F}_u = 0$ et $\bar{F}_v = 0$).	$\begin{cases} ? \\ ? \\ \tilde{w} \end{cases}$  $\begin{cases} \tilde{u}(\tilde{w}, \tilde{F}_u, \tilde{F}_v) \\ \tilde{v}(\tilde{w}, \tilde{F}_u, \tilde{F}_v) \\ \tilde{w} \end{cases}$  $\begin{cases} \tilde{\tilde{F}}_u \rightarrow 0 \\ \tilde{\tilde{F}}_v \rightarrow 0 \\ \tilde{\tilde{F}}_w \rightarrow \bar{F}_w \end{cases}$	<p>Du fait de la troncature modale l'effort n'est pas uniquement radial, $\tilde{F}_u \neq 0$ et $\tilde{F}_v \neq 0$. Il est nécessaire d'utiliser ces termes pour reconstruire les déplacements selon u et v.</p>

TAB. 5.5 – Synopsis de la simulation numérique

Identification de force tournante

Dans cette simulation, les déplacements recueillis correspondent à ce que les moyens de mesures permettent d'obtenir. L'utilisation d'un vibromètre laser, que nous ferons plus tard (cf. § 6), donne accès à une grande quantité de points de mesures, mais seuls les déplacements normaux à la surface sont accessibles. Les données introduites dans le modèle d'identification correspondent donc aux déplacements radiaux du tube le long de plusieurs génératrices. Nous avons vu qu'un effort tournant n'excite que les modes circonférentiels d'ordre $n = 1$, l'équation de mouvement est donc projetée suivant cet ordre (cf. éq. 5.47). La figure 5.10 résume les grandes étapes de la reconstitution de la distribution de l'effort tournant appliqué par le moteur sur le tube.

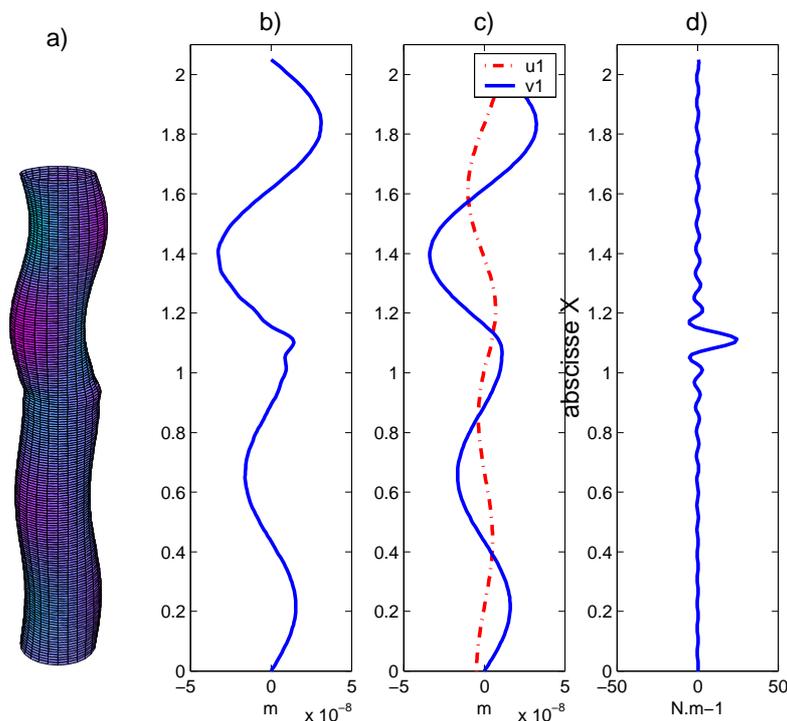


FIG. 5.10 – Étapes principales de la reconstitution de l'effort : -a) : mesure déformée du tube, -b) : AMC1 de w , -c) : AMC1 de u v , -d) : AMC1 de F linéique.

Le premier traitement de ces données consiste à extraire l'AMC1 des déplacements radiaux des déplacements mesurés le long des génératrices. Un minimum de quatre génératrices est nécessaire pour quantifier le mode $n = 1$ (cf. fig. 5.10 a). L'hypothèse d'un effort tournant purement radial, un opérateur discrétisé projeté suivant les modes $n = 1$ et la réorganisation des lignes de celui-ci (cf. chap. 5.5.2), permettent de déduire les AMC1 des déplacements longitudinaux et transversaux (notées $u1$ et $v1$ sur la fig. 5.10 c). A chaque étape de la simulation les données reconstituées sont comparées aux données théoriques du modèle. L'opérateur de coque est ensuite réutilisé, pour effectuer le calcul de l'AMC1 de l'effort linéique imposé au tube par la source (notée $Fw1$ sur la fig. 5.10 d)). L'identification de l'AMC1 de l'effort linéique est exprimée en chaque point du tube, elle est ensuite intégrée spatialement pour déterminer le module Q_α de la distribution (cf. eq. 5.32).

Conséquence de la troncature sur l'identification de force

La troncature a pour conséquence que les AMC1 des forces $F_{u,\alpha}^{\sim}$ et $F_{v,\alpha}^{\sim}$ ne convergent pas suffisamment vers 0 pour être négligeables. L'écart à la valeur limite théorique peut cependant être quantifié. Ce résidu est alors introduit dans le calcul de reconstitution des déplacements longitudinaux et transversaux. En utilisant dans le modèle ces AMC1 de déplacement tronquées et leurs résidus, la reconstitution de l'AMC1 de la force $F_{w,\alpha}^{\sim}$ tend vers la valeur théorique.

Il est important de noter que cette correction intervient uniquement en raison de la troncature modale du modèle direct. Lors de la mesure réelle cette compensation n'est pas à réaliser. En effet dans la simulation la troncature modale correspond à un filtre passe bas dans l'espace des nombres d'ondes. Dans le cas de la mesure réelle, le phénomène est différent, il y a échantillonnage spatial des déplacements. La contribution des hauts nombres d'onde existe donc. Un repliement spatial peut exister, mais étant donné la faible amplitude des ordres élevés, ils sont noyés dans le bruit de mesure et leurs contributions seront minimisées par la régularisation exposée par la suite.

5.6.5 Reconstitutions des AMC1 de déplacements \bar{u} et \bar{v}

Comparaison des déplacements reconstitués et calculés

L'observation de la figure 5.11 permet de comparer les AMC1 des déplacements théoriques (trait continu) et celle des déplacements recalculés (pointillé) à partir de la mesure (simulée) des déplacements radiaux w et de l'hypothèse d'effort tournant purement radial.

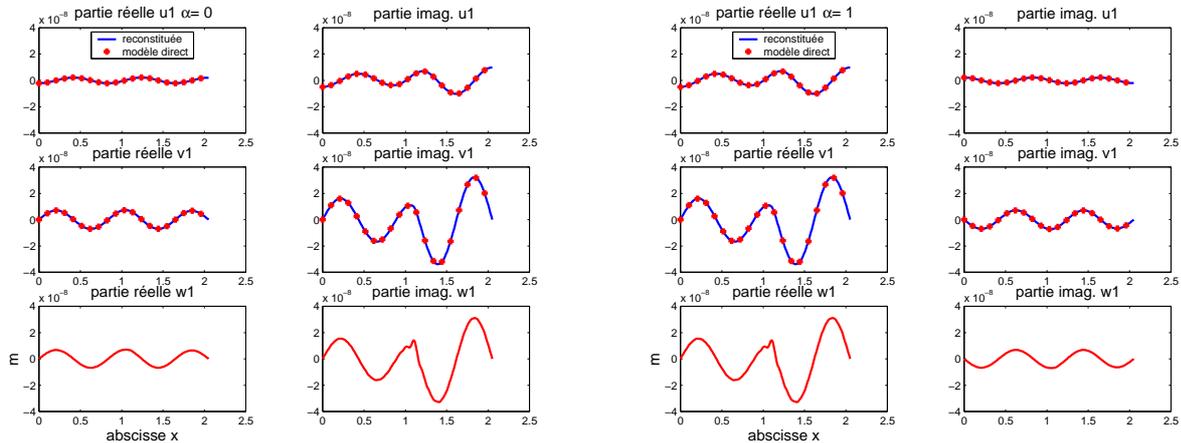


FIG. 5.11 – AMC1 des déplacements reconstitués et issues du modèle direct (+). A gauche : $\alpha = 1$. A droite : $\alpha = 0$

La figure de droite correspond aux amplitudes modales pour $\alpha = 0$ et celle de gauche pour $\alpha = 1$. Les six graphiques de chaque figure représentent pour la moitié gauche la partie réelle de ces amplitudes et à droite la partie imaginaire. De haut en bas figurent les résultats concernant \bar{u} , \bar{v} et \bar{w} et les abscisses correspondent à la position du point sur l'axe x du tube. La méthode de reconstitution des AMC1 des déplacements, se montre particulièrement efficace, car les AMC1 théoriques (+) et reconstituées (traits pleins) sont très comparables (l'affichage des résultats présente ici des courbes confondues).

Type de mouvement du tube

Nous pouvons remarquer que l'amplitude de l'AMC1 \bar{u} est réduite et que celles de \bar{v} et \bar{w} sont de formes similaires. Il s'agit d'un mouvement type flexion de poutre. Pour une abscisse donnée le déplacement radial d'un point du tube dans le plan de flexion est le même que le déplacement tangentiel d'un point appartenant au plan passant par le centre du tube et orthogonal à la flexion. La figure 5.12 illustre l'égalité des déplacements $v(\theta = \frac{\pi}{2}) = w(0)$ dans le cas d'un mouvement de flexion.

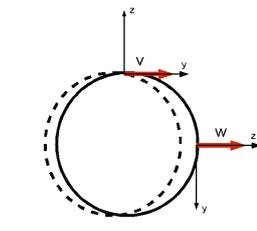


FIG. 5.12 – Mouvement de flexion d'une section du tube. Déplacements $v(\theta = \frac{\pi}{2}) = w(0)$

Comparaisons des déformées symétrique et antisymétrique

La représentation en partie réelle/imaginaire fait apparaître des propriétés d'égalité entre la partie imaginaire des AMC1 en $\alpha = 0$ et la partie réelle des AMC1 en $\alpha = 1$. D'autre part la partie imaginaire des AMC1 en $\alpha = 1$ est opposée à la partie réelle des AMC1 en $\alpha = 0$. L'importance que prend ces deux derniers termes est liée au fort amortissement structural du PVC ($\eta = 0.05$ pour $f_{ex} = 564 \text{ Hz}$). Dans le cas d'une force tournante, nous savons par Eq. 5.29 et Eq. 5.30 que nous avons :

$$F_{w,1,0}(x) = jF_{w,1,1}(x). \quad (5.59)$$

Cette relation se retrouve sur l'amplitude modale (cf. Eq. G.15) :

$$a_{10mj} = j.a_{11mj}, \quad (5.60)$$

où $a_{n\alpha mj}$, correspond à l'amplitude modale du mode (n, α, m, j) (cf. annexe G). La partie imaginaire de l'amplitude modale a_{11mj} est liée à l'amortissement de la structure (cf. éq. G.15). La notation suivante est adoptée pour la suite :

$$a_{11mj} = \delta_{11mj} + j\gamma_{11mj}(\eta). \quad (5.61)$$

avec $\delta_{11mj} = \Re(a_{11mj})$ et $\gamma_{11mj}(\eta) = \Im(a_{11mj})$ qui est fonction de η , amortissement structural.

Pour $n = 1$, les déplacements (cf. Eq. G.14) s'écrivent :

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{u}_{10} \sin(\theta) + \bar{u}_{11} \sin(\theta + \frac{\pi}{2}) \\ \bar{v}_{10} \cos(\theta) + \bar{v}_{11} \cos(\theta + \frac{\pi}{2}) \\ \bar{w}_{10} \sin(\theta) + \bar{w}_{11} \sin(\theta + \frac{\pi}{2}) \end{pmatrix} \cdot e^{-j\omega t}, \quad (5.62)$$

où les AMC1 sont définies par :

$$\begin{pmatrix} \bar{u}_{10} \\ \bar{v}_{10} \\ \bar{w}_{10} \end{pmatrix} = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{j=0}^3 \underbrace{j \cdot (\delta_{1mj} + j\gamma_{1mj}(\eta))}_{j\delta_{1mj} - \gamma_{1mj}(\eta)} \begin{pmatrix} B_{1mj} \cos(\frac{m\pi}{L}x) \\ C_{1mj} \sin(\frac{m\pi}{L}x) \\ e_{1mj} \sin(\frac{m\pi}{L}x) \end{pmatrix} \quad (5.63)$$

et

$$\begin{pmatrix} \bar{u}_{11} \\ \bar{v}_{11} \\ \bar{w}_{11} \end{pmatrix} = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{j=0}^3 (\delta_{1mj} + j\gamma_{1mj}(\eta)) \begin{pmatrix} B_{1mj} \cos(\frac{m\pi}{L}x) \\ C_{1mj} \sin(\frac{m\pi}{L}x) \\ e_{1mj} \sin(\frac{m\pi}{L}x) \end{pmatrix}. \quad (5.64)$$

Il est possible alors de remarquer que :

$$\Re \left(\begin{pmatrix} \bar{u}_{11} \\ \bar{v}_{11} \\ \bar{w}_{11} \end{pmatrix} \right) = \Im \left(\begin{pmatrix} \bar{u}_{10} \\ \bar{v}_{10} \\ \bar{w}_{10} \end{pmatrix} \right) \quad (5.65)$$

et la part due à l'amortissement :

$$\Im \left(\begin{pmatrix} \bar{u}_{11} \\ \bar{v}_{11} \\ \bar{w}_{11} \end{pmatrix} \right) = -\Re \left(\begin{pmatrix} \bar{u}_{10} \\ \bar{v}_{10} \\ \bar{w}_{10} \end{pmatrix} \right). \quad (5.66)$$

Ce qui explique les symétries observables sur la figure 5.11.

5.6.6 AMC1 de la distribution de force

La figure 5.13 représente l'AMC1 de l'effort linéique en module (vs. abscisse de $x = 0.95$ à 1.25 m) pour $\alpha = 0$.

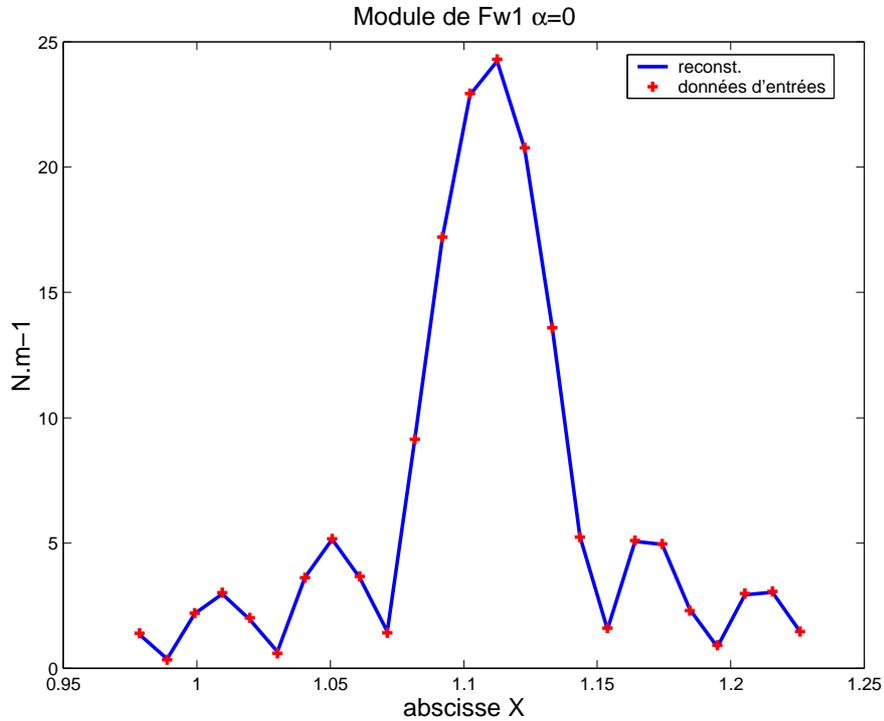


FIG. 5.13 – Module de l'AMC1 de l'effort de $x = 0.95$ à 1.25 m pour $\alpha = 0$. - : distribution calculée, + : données d'entrées du modèle direct

Elle compare les données d'entrées et les résultats de la simulation numérique (cf. tab. 5.5), à savoir l'AMC1 de \tilde{F}_w introduite dans le calcul direct (croix) et \tilde{F}_w AMC1 de la force obtenue par identification (trait plein) (l'AMC1 \tilde{F}_w est notée $Fw1$ sur la figure). Ces deux distributions linéiques y sont confondues. La méthode proposée permet donc de réaliser le calcul inverse du modèle de Donnell.

Comparaison avec l'identification sans la reconstitution de $\bar{u}(\bar{w})$ et $\bar{v}(\bar{w})$

Il est intéressant de comparer $\bar{F}_w(\bar{u}(\bar{w}), \bar{v}(\bar{w}), \bar{w})$, AMC1 de la distribution de l'effort calculée avec les AMC1 des déplacements dans les trois directions et l'AMC1 $\bar{F}w(o, o, \bar{w})$ calculée sans la reconstitution des AMC1 des déplacements longitudinaux et tangentiels. La figure 5.14 présente le module des AMC1 $\bar{F}w(\bar{u}(\bar{w}), \bar{v}(\bar{w}), \bar{w})$ et $\bar{F}w(o, o, \bar{w})$ avec pour abscisse la position du point sur l'axe x .

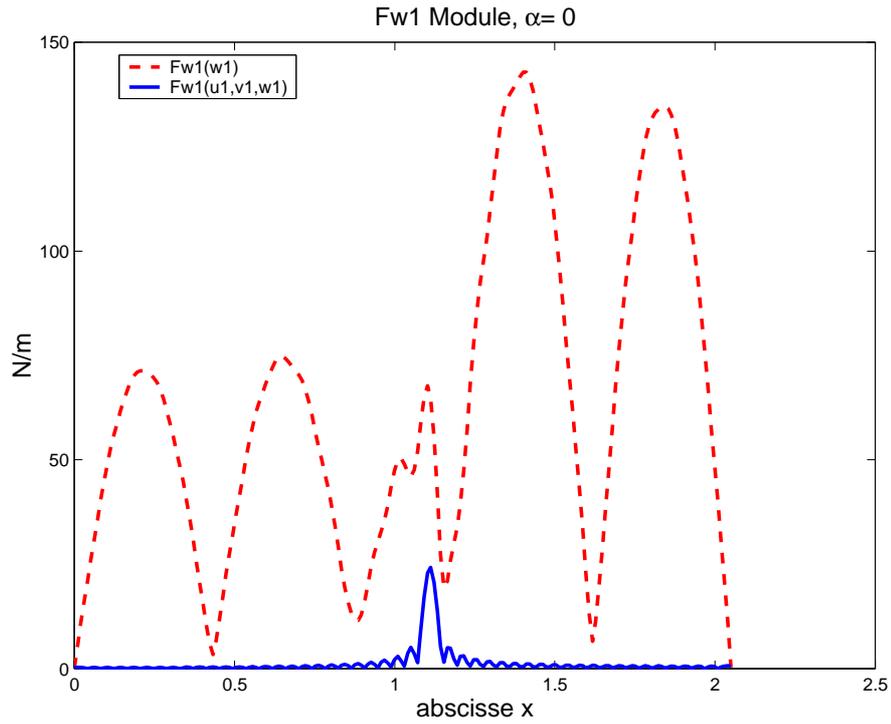


FIG. 5.14 – AMC1 de l’effort linéique reconstitué, en tenant compte soit uniquement de \bar{w} , soit des trois AMC1 de déplacements $(\bar{u}(\bar{w}), \bar{v}(\bar{w}), \bar{w})$

Il y apparaît que $\bar{F}(o, o, \bar{w})$ s’écarte énormément de l’effort théorique, et ne tend pas vers une excitation ponctuelle de l’AMC1 de l’effort comme le fait $\bar{F}w(\bar{u}(\bar{w}), \bar{v}(\bar{w}), \bar{w})$ et $\bar{F}w(o, o, \bar{w})$. Nous montrons ainsi *a posteriori* le bien fondé des reconstitutions de $\bar{u}(\bar{w})$ et $\bar{v}(\bar{w})$. La fréquence d’excitation du tube est en effet bien en dessous de la fréquence d’anneau (cf. fig. 5.8), les déplacements \bar{u} , \bar{v} et \bar{w} sont donc couplés (en particulier les deux derniers). Il apparaît ici, de manière évidente, qu’il est nécessaire de considérer l’ensemble des déplacements pour reconstituer l’amplitude modale de l’effort linéique $\bar{F}w$. Celle-ci, reconstituée à partir de \bar{w} uniquement, s’écarte considérablement de la solution théorique. En utilisant les trois amplitudes modales des déplacements en chaque point, l’effort reconstitué tend effectivement vers une distribution d’effort localisé en x_F .

5.6.7 Intégration spatiale de l'AMC1 de la distribution de force

Pour quantifier cet effort, il faut l'intégrer spatialement. Cette intégration est effectuée de l'abscisse $i_{inf}\Delta$ à $i_{sup}\Delta$ selon :

$$Q_\alpha = \sum_{i=i_{inf}}^{i_{sup}} \text{trapz} (F\bar{w}_\alpha(i\Delta)) \cdot \Delta [N], \quad (5.67)$$

où Δ est le pas de discrétisation longitudinale et *trapz* représente l'intégration en trapèze d'une fonction donnée, soit pour une fonction $X(i\Delta)$:

$$\text{trapz}(X(i\Delta)) = \frac{X(i\Delta) + X((i + 1)\Delta)}{2}. \quad (5.68)$$

Par la suite l'intégration spatiale est présentée en fonction du nombre de points du domaines d'intégration.

Celui-ci s'élargit alternativement de part et d'autre du point d'application de l'effort (noté x_F sur figure). Les chiffres sur la figure 5.15 présentent les points successivement pris en considération lors de l'intégration. Par exemple les flèches délimitent ici un domaine d'intégration de quatre points.

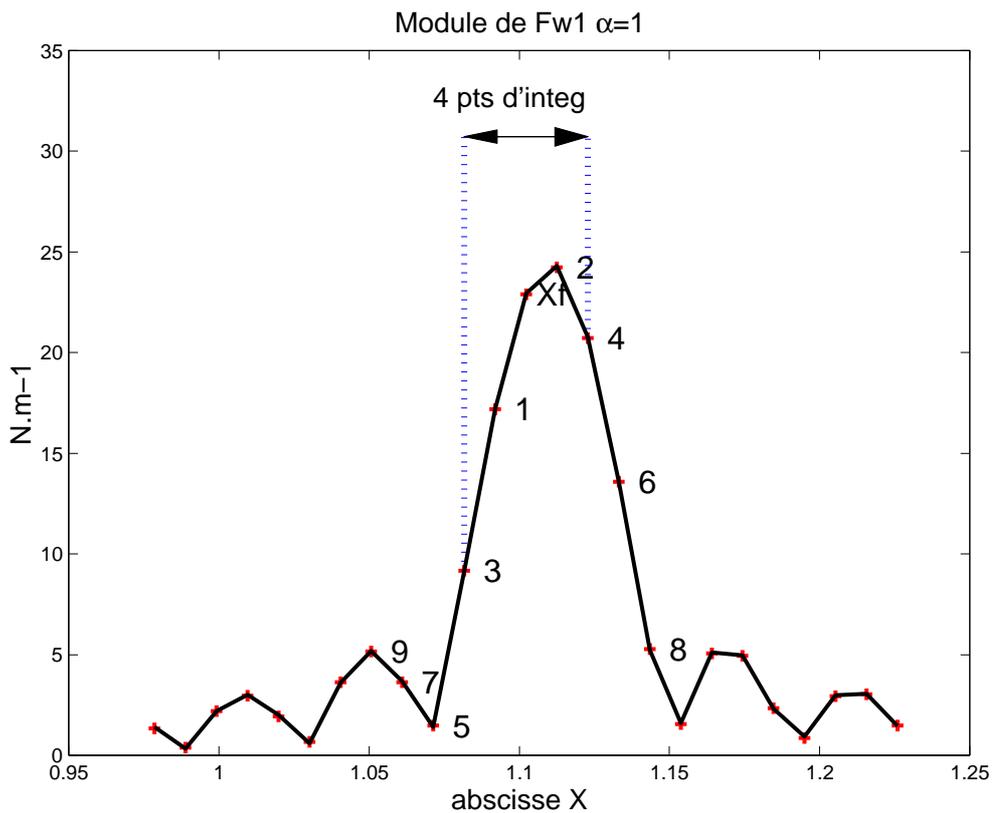


FIG. 5.15 – Distribution de la force $\alpha = 1$ et indice des points d'intégration (chiffre sur la courbe)

Les figures 5.16 présentent donc le module et la phase de Q_α , intégration de l'AMC1 (vs. nombre de points d'intégration autour du point d'application).

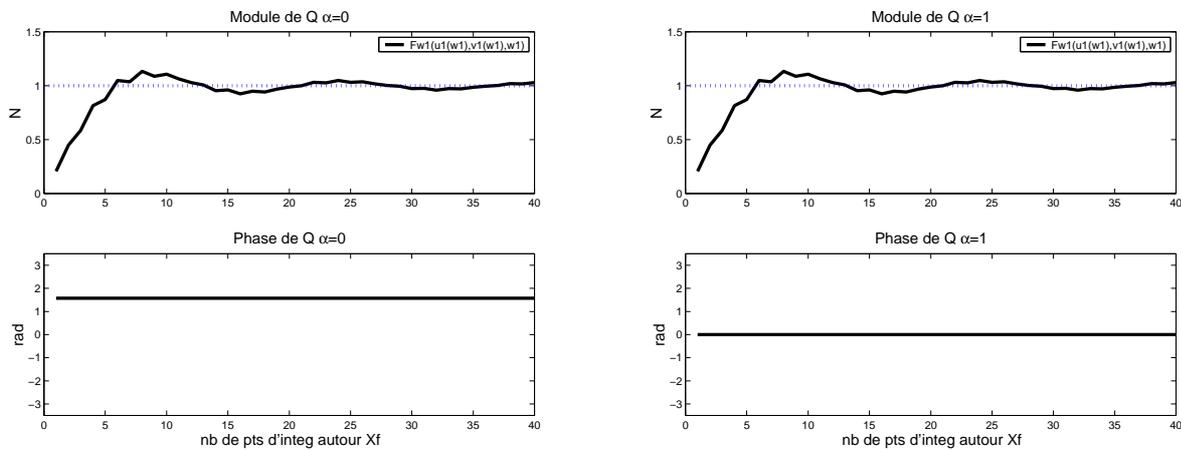


FIG. 5.16 – Intégration de l'effort, à gauche $\alpha = 0$ et à droite $\alpha = 1$

Ce calcul permet de retrouver les données d'entrée du calcul direct : $Q_1 = 1 N$ et $Q_0 = 1.e^{j\frac{\pi}{2}} N$ (cf. tab. 5.5). L'observation de la phase indique que conformément aux données d'entrée, l'AMC1 est purement imaginaire pour $\alpha = 0$ et purement réelle pour $\alpha = 1$.

5.6.8 Bruitage et régularisation

Pour tester la sensibilité de la méthode au bruit de mesure, le déplacement w a été artificiellement bruité en module et en phase par deux variables Gaussiennes indépendantes :

$$w^{bruité}(i) = w^{exact}(i) \cdot \vartheta_w \cdot e^{j\vartheta_\phi}, \quad (5.69)$$

où ϑ_w est une variable aléatoire d'espérance $E[\vartheta_w] = 1$ et d'écart type pour chaque point correspond à un pourcentage de la norme du déplacement en ce même point ($\sigma_{\vartheta_w} = \frac{p_{module}}{100} \|w(i)\|$). La phase est une autre variable aléatoire de moyenne $m_{\vartheta_\phi} = 0$ et d'écart type $\sigma_{\vartheta_\phi} = \arctan \frac{p_{phase}}{100}$. Par la suite, il a été choisi d'appliquer un bruitage relativement important, avec $p_{module} = 10\%$ et $p_{phase} = 10\%$.

Il est important de noter que les termes de correction des schémas aux différences finies décentrées qui sont aux frontières du domaine de calcul $[\delta^1]$ et $[\delta^2]$ (cf. Annexe J) apportent un gain de précision non négligeable dans les calculs de données non bruitées.

Mais la reconstitution des amplitudes \bar{u} et \bar{v} devient particulièrement sensible aux bruits de mesures. En effet, cette correction agrandit la différence entre les termes diagonaux du corps de la matrice et ceux des points frontières, car elle augmente considérablement le conditionnement de

$$\begin{bmatrix} [Em11] & [Em12] \\ [Em21] & [Em22] \end{bmatrix}, \quad (5.70)$$

dont l'inverse est utilisée pour la reconstitution \bar{u} et \bar{v} (cf. éq.5.54).

D'autre part, une discrétisation longitudinale trop fine conduit à un petit pas longitudinal Δ (cf. eq. 5.51) et à un plus grand conditionnement. Ces deux aspects font que la correction des schémas décentrés n'est donc pas appliquée pour les deux dérivées présentes dans eq. 5.70 et un choix empirique est fait pour les paramètres de discrétisation. Il s'agit d'un compromis entre le temps nécessaire à la mesure des points, la précision spatiale désirée et la sensibilité au bruit engendrée par une discrétisation trop fine [Pez 96].

Par la suite, les traitements de l'AMC1 de l'effort sont appliqués sur l'ensemble du domaine mesuré. Contrairement à la méthode RIFF [Pez 96], la régularisation des données est classiquement appliqué en une fois à l'ensemble des points mesurés. L'aspect local de la régularisation de RIFF serait aisément applicable, mais dans le contexte de cette thèse, le faible nombre de points à analyser (moins de 200) ne justifiait pas cette démarche. Un filtrage spatial conventionnel utilisant une FFT est donc appliqué.

Fenêtrage spatial

Pour éviter l'apport de hauts nombres d'ondes dus aux discontinuités du déplacement aux limites du domaine de calcul, un fenêtrage spatial est appliqué à l'AMC1 de la force linéique obtenue à partir des données bruitées. Il s'agit d'une fenêtre rectangulaire dont les bords sont adoucis par des demi-fenêtres de Hanning. C'est la solution adoptée pour RIFF par Pézerat [Pez 96]. La fenêtre ψ est définie par les expressions suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \psi(x) = 0.5(1 - \cos(\frac{\pi x}{\gamma})) & \text{pour } x \in [0; \gamma] \\ \psi(x) = 1 & \text{pour } x \in [\gamma; L - \gamma] \\ \psi(x) = 0.5(1 - \cos(\frac{\pi(x-L+2\gamma)}{\gamma})) & \text{pour } x \in [L - \gamma; L] \\ \psi(x) = 0 & \text{pour } x \in]-\infty; 0[\cup]L; +\infty[. \end{array} \right. \quad (5.71)$$

La distance γ est choisie empiriquement par l'opérateur, il s'agit seulement de ne pas modifier les valeurs à proximité du point d'application de l'effort. La figure 5.17 représente de haut en bas le module de l'AMC1 de l'effort linéique (pour $\alpha = 0$) bruité (trait pointillé) et non bruité (trait plein), le gabarit du filtre spatial et l'AMC1 de l'effort fenêtré. Les flèches soulignent l'effet de lissage du fenêtrage.

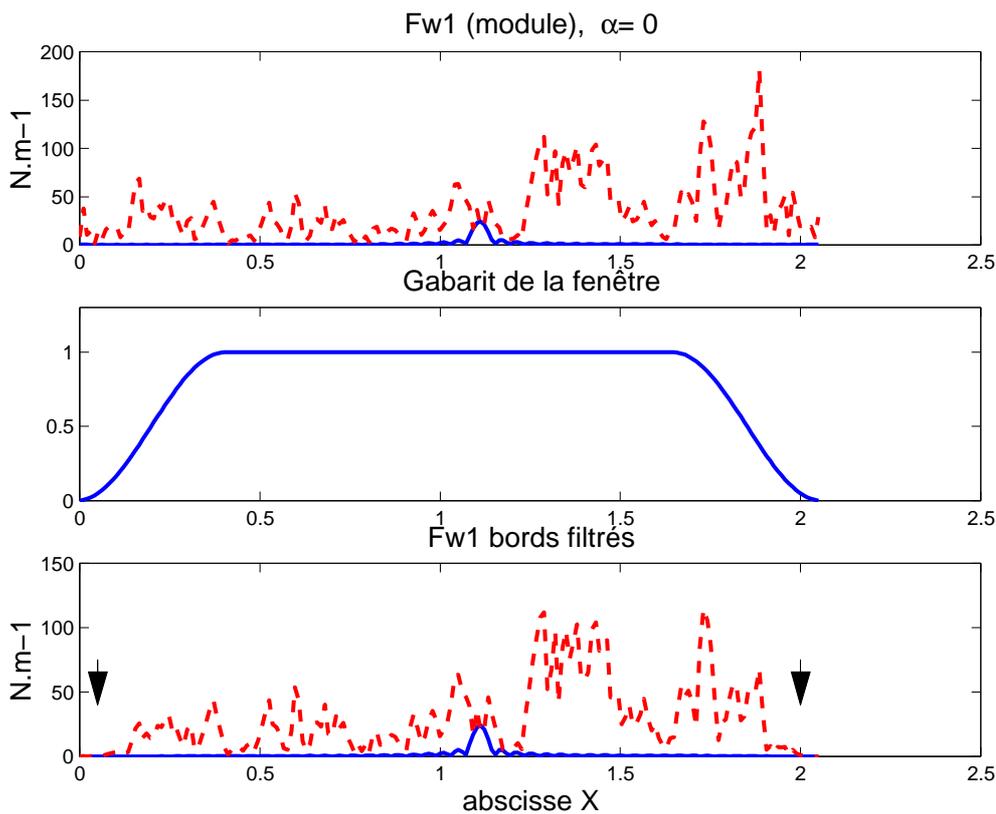


FIG. 5.17 – Fenêtrage spatiale des bords de la structures par $\psi(x)$, $\alpha = 0$

Filtrage dans l'espace des nombres d'onde

Ce filtrage est ensuite appliqué à l'AMC1 de l'effort linéique :

$$\tilde{F}_{w,\alpha}^{filtr}(k) = \tilde{F}_{w,\alpha}(k) \cdot \zeta(k) \cdot \mu, \quad (5.72)$$

où $\zeta(k)$ est un filtre coupant à la fois les hauts nombres d'onde, et la composante continue.

Les caractéristiques de $\zeta(k)$ sont réglées empiriquement, de manière à permettre une localisation aisée de l'effort recherché. La constante μ est choisie de manière à normaliser l'aire de la réponse de $\zeta(k)$. Un gabarit simple a été adopté pour $\zeta(k)$, il est constitué d'éléments de fenêtres de Hanning adoucissant ses arrêtes :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \zeta(k) = 0.5 \cdot [1 - \cos(\frac{\pi k}{k_{cp}})] & \text{pour } k \in [0; k_{cp}] \\ \zeta(k) = 1 & \text{pour } k \in [k_{cp}; k_c - k_{cp}] \\ \zeta(k) = 0.5 \cdot [1 - \cos(\frac{\pi(k - k_c + 2k_{cp})}{k_{cp}})] & \text{pour } k \in [k_c - k_{cp}; k_c] \\ \zeta(k) = 0 & \text{pour } k \in [k_c; k_e - k_c] \\ \zeta(k) = 0.5 \cdot [1 - \cos(\frac{\pi(k - (k_e - k_c)})}{k_{cp}})] & \text{pour } k \in [k_e - k_c; k_e + k_{cp} - k_c] \\ \zeta(k) = 1 & \text{pour } k \in [k_e - 2k_{cp} - k_c; k_e - k_{cp}] \\ \zeta(k) = 0.5 \cdot [1 - \cos(\frac{\pi(k - k_e + 2k_{cp})}{k_{cp}})] & \text{pour } k \in [k_e - k_{cp}; k_e] \end{array} \right. , \quad (5.73)$$

où $k_e = \frac{1}{\Delta}$ est le nombre d'onde d'échantillonnage, k_{cp} celui de coupure de la composante continue et k_c celui de coupure des hauts nombres d'onde. La figure 5.18 présente un exemple de filtre $\mu \cdot \zeta(k)$. Cette forme de filtre permet alors de s'affranchir d'une éventuelle composante continue et de la contribution des hauts nombres d'onde.

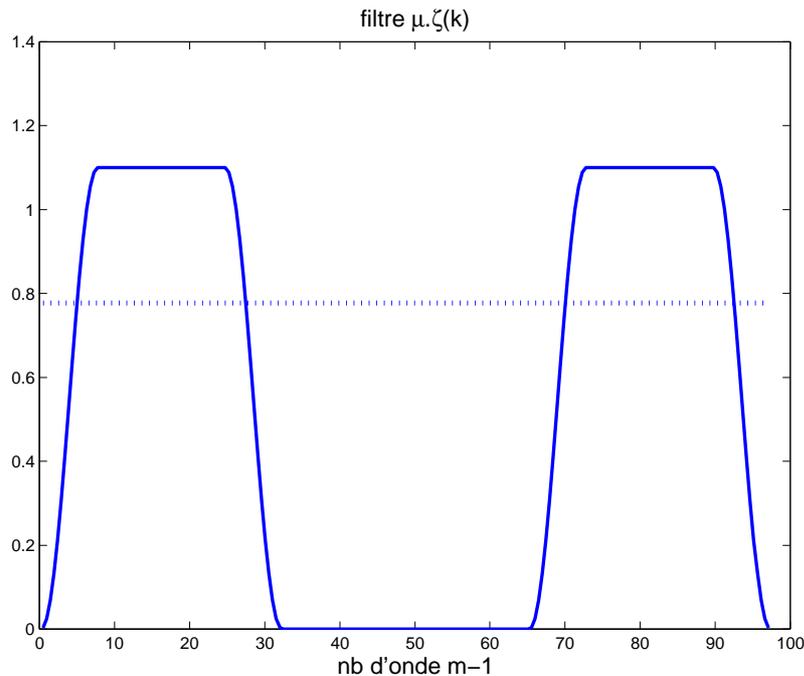


FIG. 5.18 – Forme du filtre $\mu \zeta(k)$

Fenêtrage et filtrage de l'AMC1

La figure 5.19 résume les étapes de ce filtrage en nombre d'onde (ici pour $\alpha = 0$).

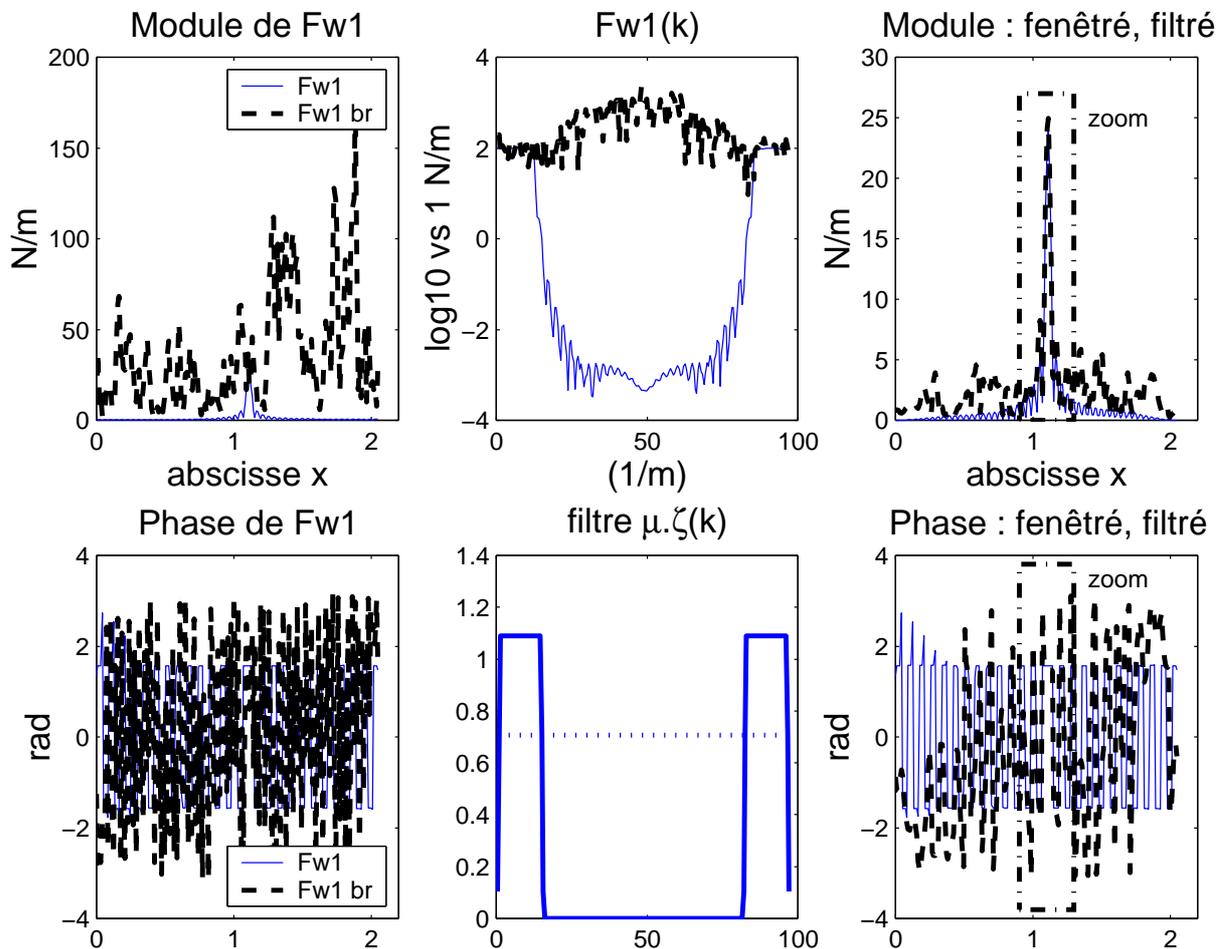


FIG. 5.19 – Filtrage du bruit, $\alpha = 0$

Les deux graphiques de gauche exposent le module et la phase de l'AMC1 de l'effort linéique. Les figures centrales présentent le spectre dans l'espace des nombres d'onde (1 dB vs. $N.m^{-1}$). La figure immédiatement en dessous présente le gabarit du filtre $\mu.\zeta(k)$, qui est convolué avec l'AMC1 de la force linéique bruitée. Les figures de droite présentent les résultats filtrés. Sur toutes ces figures, les données bruitées sont en traits pleins et celles non bruitées en traits fins. Malgré un bruit de mesure important, la position de l'effort devient alors aisément identifiable après filtrage et la distribution de force tend vers un effort localisé.

La figure 5.20 présente, autour de l'effort localisé, un détail de l'AMC1 de l'effort filtré .

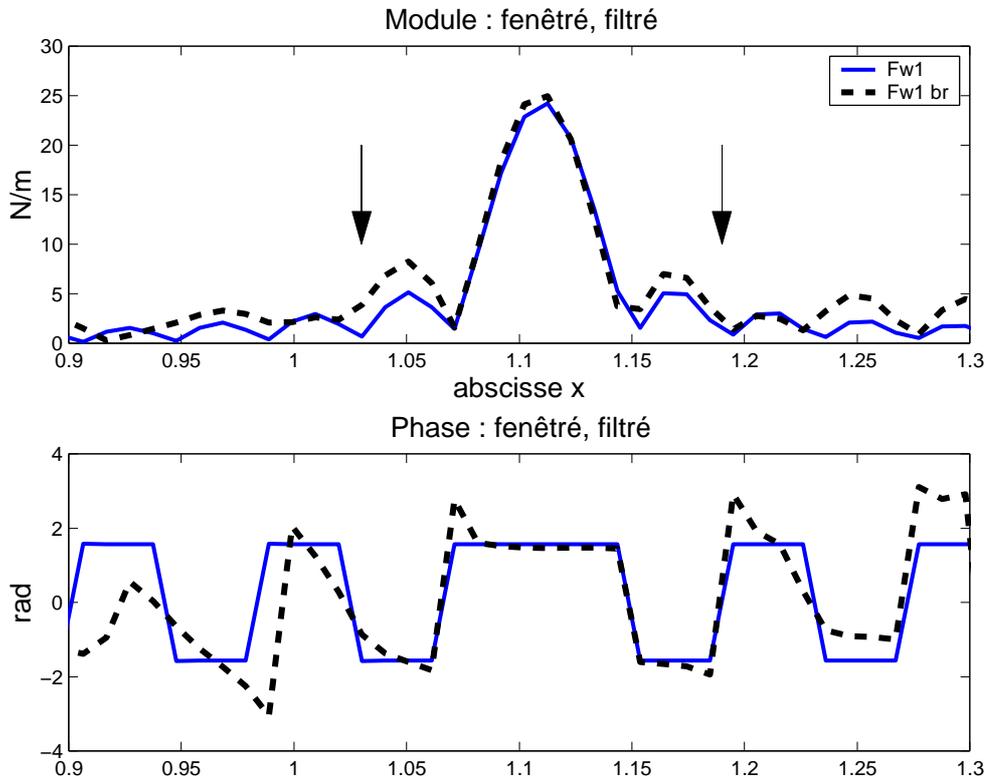


FIG. 5.20 – Module et phase de l'AMC1 de l'effort filtré, $x = 0.9$ à 1.3 , $\alpha = 0$

L'affichage des abscisses de $x = 0.9$ à 1.3 permet de mieux apprécier la qualité de l'identification en module et en phase, cette dernière étant plus délicate à observer lorsqu'on affiche la totalité des points de mesures. La phase est conforme aux valeurs théoriques jusqu'aux premiers lobes secondaires de $|\bar{F}_{w,0}(i\Delta)|$ ($x = 1.03$ à 1.18 délimité par des flèches sur la figure). Au-delà de ces limites les valeurs sont noyées dans le bruit et ne sont plus réellement exploitables.

Quantification de l'effort tournant

Cette AMC1 de l'effort linéique est ensuite intégrée spatialement à l'aide de l'équation 5.67 selon la méthode décrite plus haut. La figure 5.21 montre l'intégration de l'effort en fonction du nombre de points d'intégration autour de son point d'application.

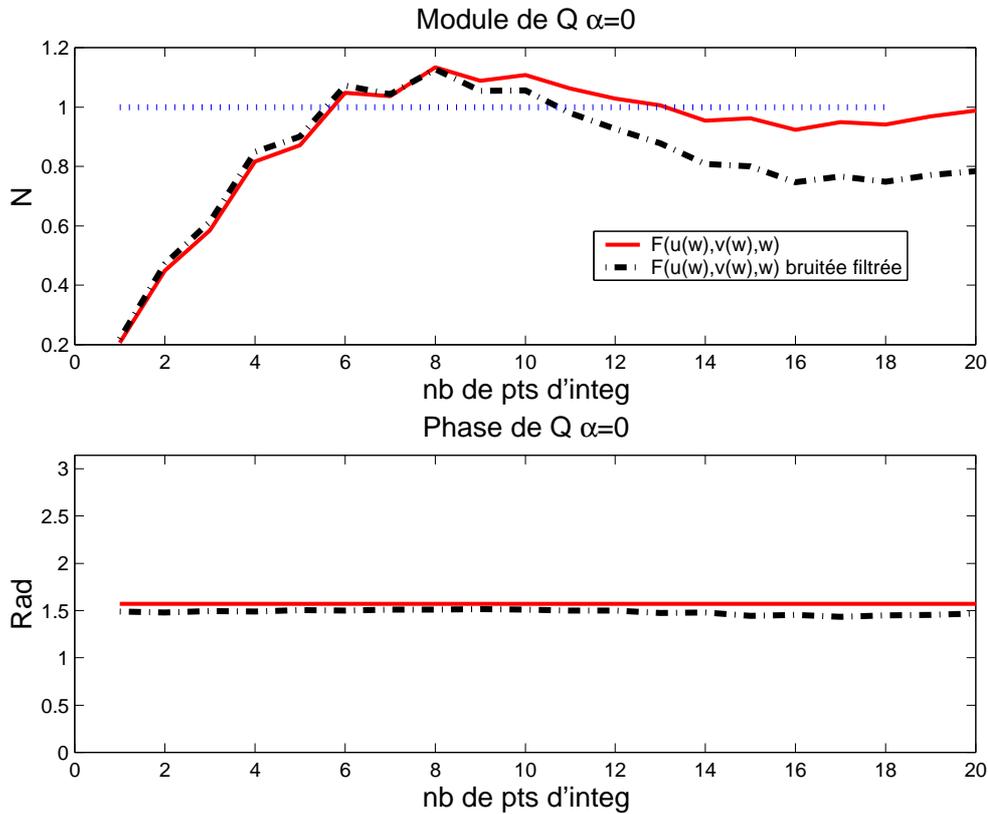


FIG. 5.21 – Intégration de l'effort bruité filtré $\alpha = 0$

Il apparaît nettement que l'intégration de l'AMC1 de la force bruitée-filtrée s'approche rapidement de la valeur non bruitée. Pour une zone d'intégration plus large (à partir de dix points, ce qui correspond ici à la largeur du lobe principal), le résultat est plus sensible au bruit résiduel et s'écarte de la valeur théorique. Par la suite nous ne considérerons donc que la zone d'intégration correspondant au lobe principal.

Les résultats pour $\alpha = 1$ ne sont pas exposés ici car ils ne présentent pas de différence notable avec ceux de $\alpha = 0$.

5.7 Puissance caractéristique

Nous proposons ici une extension à une situation de contact multiponctuel, du descripteur de source de Mondot et Petersson [MP 87]. Nous profitons de la forme projetée suivant les modes $n = 1$ des efforts identifiés pour utiliser une forme projetée de la puissance caractéristique. Ce choix présente un grand intérêt permet de tenir compte de l'aspect surfacique du contact de la source avec la structure réceptrice.

5.7.1 Identification de l'effort tournant

Les chapitres précédents (cf. § 5.5 et 5.6) ont proposé une méthode d'identification de l'amplitude de l'effort tournant. C'est le point le plus délicat à mettre en oeuvre dans cette méthode de caractérisation, principalement en raison des forts couplages entre les directions de déplacements de coque cylindrique. Avec cette méthode d'identification la mesure des déplacement radiaux de la coques permet d'obtenir Q_α amplitudes de la distribution d'effort tournant.

5.7.2 Vitesse libre projetée

Par définition la vitesse libre d'une source est la vitesse de celle-ci face à une impédance infinie. Il est possible d'approcher sa quantification en mesurant la vitesse lorsque la source n'est en contact d'aucun récepteur. En pratique la mesure est réalisée sur la source suspendue isolée autant que possible de toute influence extérieure.

La vitesse libre est projetée suivant les ordres circonférentiels ($n = 1, \alpha$), pour extraire $v_{sf, 1, \alpha}$, AMC1 de vitesse libre. Le chapitre 5.6.3 a montré que quatre points de mesure équi-réparties était nécessaire pour calculer une AMC1 Le principe de la recherche des AMC1 de déplacement est alors appliqué au calcul de vitesse libre d'ordre $n = 1$ pour une régime de rotation correspondant à celui du moteur dans le banc de mesure .

L'éq.5.58 devient donc :

$$\bar{v}_{sf, 1, \alpha} = \frac{\sum_{j=1}^{N=4} \phi_{1,\alpha,j} v_{sf}(j)}{\sum_{j=1}^{N=4} \phi_{1,\alpha,j}^2}. \quad (5.74)$$

où $\bar{v}_{sf, 1, \alpha}$ est la vitesse libre projetée sur les modes ($n = 1, \alpha$), $\phi_{1,\alpha,j}$ la déformée discrétisée d'ordre ($n = 1, \alpha$) avec j l'indice des points de discrétisation de 1 à N (ici $N = 4$).

5.7.3 Calcul de mobilité sur le tube

La mobilité modale du tube au point d'application de la force est obtenue par calcul (cf. §5.6.4). Elle correspond au ratio de deux amplitudes modales en ce point : l'amplitude modale circonférentiel de la vitesse sur celle de la force. Pour un effort ponctuel en $x = x_F$, on définit la mobilité modale par :

$$Y_{r,1,\alpha} = \frac{\frac{\partial \bar{w}_{1,\alpha}(x_F)}{\partial t}}{Q_\alpha}. \quad (5.75)$$

où Q_α est définie dans

$$Q_\alpha = \int_{x=0}^L F_{w,1,\alpha} \cdot dx, \quad (5.76)$$

avec $Q_0 = j \cdot Q$ et $Q_1 = Q$.

On obtient donc pour $\alpha = 0$:

$$Y_{r,1,0} = \frac{-j\omega \bar{w}_{1,0}(x_F)}{jQ}, \quad (5.77)$$

et pour $\alpha = 1$

$$Y_{r,1,1} = \frac{-j\omega \bar{w}_{1,1}(x_F)}{Q}, \quad (5.78)$$

où $\bar{w}_{1\alpha}(x_F)$ est AMC1 des déplacements radiaux obtenues par calcul.

De plus nous avons la relation $\bar{w}_{1,0}(x_F) = j\bar{w}_{1,1}(x_F)$ ce qui conduit à :

$$Y_{r,1,0}(x_F) = Y_{r,1,1}(x_F), \quad (5.79)$$

ce qui est conforme à la symétrie de révolution de la structure. Nous écrivons donc à partir de maintenant :

$$Y_{r,1} = Y_{r,1,0}(x_F) = Y_{r,1,1}(x_F). \quad (5.80)$$

Pour le calcul de $\bar{w}_{1\alpha}(x_F)$, on choisit un effort d'amplitude unitaire, $Q = 1 \text{ N}$. La mobilité modale d'ordre $n = 1$ au point d'application de l'effort x_F se réduit à connaître :

$$Y_{r,1} = -j\omega \bar{w}_{1,1}(x_F). \quad (5.81)$$

5.7.4 Puissance caractéristique d'ordre circonférentiel $n = 1$

La mobilité de la source et son conjugué $Y_{s,1,\alpha}^*$ sont exprimés à l'aide de l'éq. 5.3 qui devient :

$$Y_s = \left(\frac{v_{sf}}{F} - Y_r \right). \quad (5.82)$$

En l'écrivant sous une forme modale et tenant compte des repères locaux, on a en x_F :

$$Y_{s,1,\alpha} = - \left(\frac{\bar{v}_{sf,1,\alpha}}{Q_\alpha} - \text{bar}Y_{r,1} \right). \quad (5.83)$$

Le changement de signe est dû à notre choix de même orientation de normales pour la source et le récepteur (vers l'extérieur dans les deux cas car la source est dans le tube). Dans la convention de signe habituelle que nous conservons pour les termes de mobilité, les normales en un point commun de la source et du récepteur s'opposent (cf. fig. 5.1). Il n'était pas justifié d'utiliser des valeurs rms, les calculs s'effectuent donc avec les valeurs de crêtes.

L'indicateur de puissance caractéristique devient donc :

$$S_{1\alpha} = \frac{|\bar{v}_{sf,1,\alpha}|^2}{\text{bar}Y_{s,1,\alpha}^*}. \quad (5.84)$$

Il convient de remarquer que dans le cas d'une simulation numérique où la structure et les excitations sont de symétrie de révolution parfaite, les termes symétriques et antisymétriques d'AMC1 de déplacements, de vitesses libres et d'amplitudes d'efforts sont en quadrature. Cette propriété conduit à l'égalité suivante : $S_{10} = S_{11}$. C'est cet indicateur intrinsèque à la source, présenté sous une forme modale, qui nous permet de comparer différents moteurs.

5.8 Conclusion

Ce chapitre a vu le développement théorique d'une méthode de caractérisation d'une source solide symétrique de révolution. Nous avons choisi d'étudier l'excitation de la raie du régime moteur qui correspond à un maximum dans la gamme de fréquences de 0 à 1000 Hz. L'indicateur intrinsèque, puissance caractéristique [MP 87] [Moo 01] est utilisé pour cette caractérisation. Il nécessite notamment la connaissance de l'effort que la source impose à une structure réceptrice de mobilité connue. Ce point est particulièrement délicat à réaliser car compte tenu de la géométrie de la source une mesure directe n'est pas possible. Cette difficulté nous a conduit à concevoir une méthode d'identification indirecte de force sur coque cylindrique basée sur une discrétisation de l'équation de mouvement. Sur ce type de coque les couplages entre les directions de déplacement peuvent être très importants. L'identification nécessiterait donc de connaître le champ de déplacement d'un grand nombre de points dans l'ensemble des directions. Ce chapitre propose une méthode pour s'affranchir de ces mesures fastidieuses et compliquées. La source génère un effort tournant. Placée dans une structure réceptrice cylindrique ; ce type de distribution de force n'excite que les modes circonférentiels d'ordre 1 de celle-ci. Nous tirons parti de cette propriété et projetons l'équation de mouvement selon ces modes. Cette projection simplifie l'expression de l'équation de mouvement discrétisé. D'autre part l'effort que nous étudions est purement radial. Nous avons montré qu'il est alors possible d'utiliser l'amplitude modale circonférentielle d'ordre 1 (AMC1) des déplacements radiaux pour exprimer les AMC1 des déplacements longitudinaux et tangentiels puis l'AMC1 de l'effort radial recherché. En pratique l'AMC1 des déplacements radiaux peut être aisément calculée à partir des vitesses vibratoires mesurées le long des génératrices du tube, à l'aide d'un vibromètre laser à balayage. Le nombre de ces génératrices peut être de plus limité à quatre, nombre suffisant pour quantifier l'AMC1 du déplacement radial.

Cette démarche a été validée à partir d'une estimation directe des déplacements, obtenus par un calcul utilisant lui aussi l'opérateur différentiel de Donnell. De plus, la présence d'un bruit de mesure a été simulée ; un filtrage dans l'espace des nombres d'onde permet de retrouver des résultats satisfaisants. Il est intéressant de remarquer qu'une régularisation intrinsèque à la méthode apparaît en effet lors du choix d'un nombre limité de génératrices et dans la projection des mesures sur les modes circonférentiels $n = 1$. En effet ceci concourt déjà à moyenner $w(\bar{\Delta}i)$. L'indicateur de puissance caractéristique est ensuite exprimé : avec la force identifiée, la vitesse libre de la source mesurée et la mobilité du tube calculée. Toutes ces quantités sont exprimées du point de vue des AMC1, ce qui rend possible l'utilisation directe des résultats de l'identification de force tournante. Cette puissance caractéristique de mode circonférentiel $n = 1$ peut être alors comparée avec celle d'un autre moteur. Le chapitre suivant sera donc consacré à une validation expérimentale de la méthode et à la fabrication du banc de caractérisation.

Chapitre 6

Mise en oeuvre expérimentale

Le chapitre suivant est consacré à l'application pratique de la méthode d'identification de source appliquée aux coques cylindriques avec une hypothèse d'effort tournant radial. Il expose d'abord le protocole opératoire puis quelques traitements de données supplémentaires imposés par l'aspect expérimental. Les résultats et les éléments de caractérisation de source sont développés ensuite.

6.1 Montage expérimental

6.1.1 Vue d'ensemble du banc de caractérisation

Le moteur et son joint d'élastomère sont placés au milieu d'un tube en PVC faisant office de structure réceptrice. Celle-ci est suspendue verticalement à une potence (cf. fig. 6.1).



FIG. 6.1 – Vue d'ensemble de la structure et de sa potence

La figure 6.2 décrit les grandes lignes du banc de caractérisation vibratoire du moteur d'aspirateur.

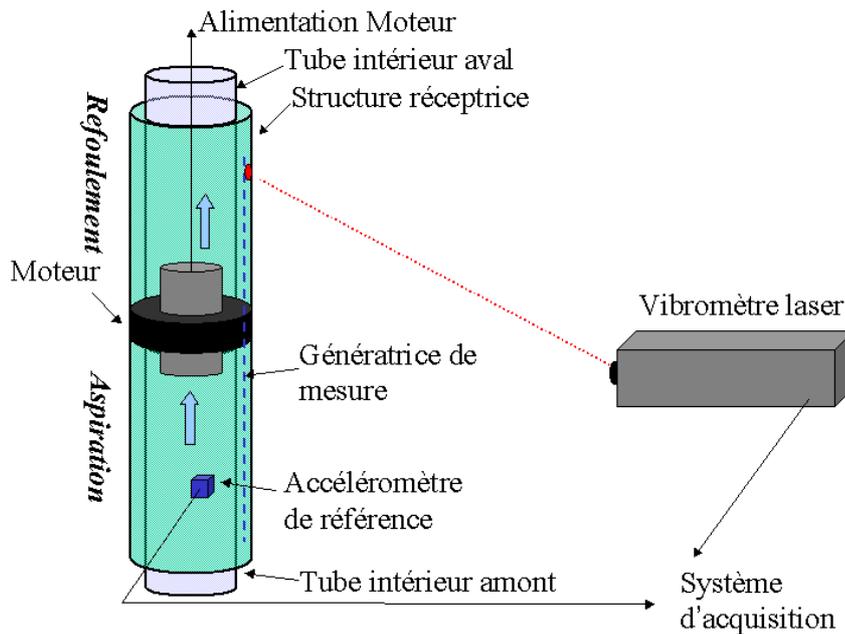


FIG. 6.2 – Schéma du banc de mesure

Un vibromètre laser à balayage mesure les vitesses le long d'une génératrice des parois du tube. Celui-ci est ensuite tourné sur lui même pour mesurer les vitesses d'une autre génératrice. Un accéléromètre placé sur un ventre de vibration (à la fréquence de rotation) sert de référence commune à toutes les mesures, et permet une relation de phase entre chaque génératrice.

6.1.2 Structure réceptrice

Les mesures des vibrations du tube imposent quelques contraintes. En effet le tube extérieur dédié aux mesures vibratoires doit être isolé autant que possible des excitations aérauliques du moteur. À cet effet un cloisonnement est réalisé à l'aide de deux tubes intérieurs (cf. fig. 6.3).

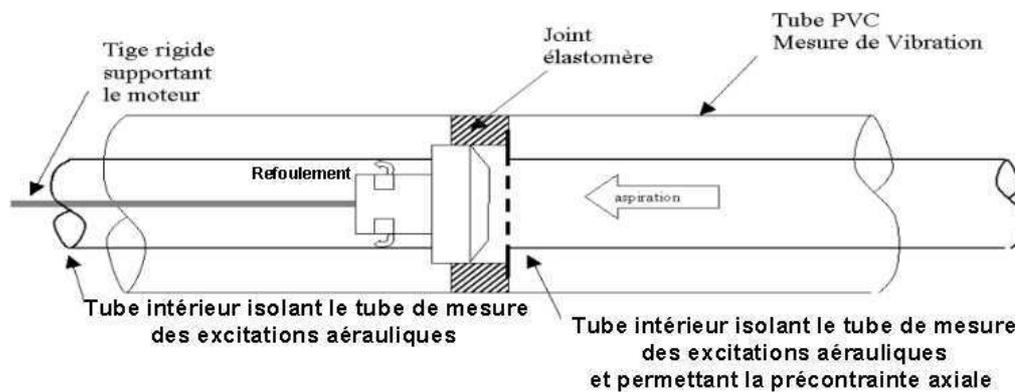


FIG. 6.3 – Schéma de la structure réceptrice

Ceux-ci ne sont pas en contact avec le tube de mesure et l'air est aspiré à l'intérieur du tube amont (en bas) puis rejeté dans le tube aval (en haut). Dans l'aspirateur une contrainte axiale est imposée au joint. Celle-ci apparaît lorsque l'aspiration du moteur le presse contre la paroi contiguë au compartiment du sac à poussière. Pour reconstituer cette contrainte, le joint élastomère repose sur une plaque percée, située à l'extrémité intérieure du tube amont. Cette plaque percée obture partiellement l'arrivée d'air. Le régime de rotation du moteur correspond alors à ce que l'on peut obtenir dans un aspirateur, ce qui nous permet vérifier que le montage conduit à sensiblement la même perte de charge d'aspiration que dans des conditions normales de fonctionnement.

La figure 6.4 montre le moteur en position dans le tube de mesure. Les deux tubes intérieurs sont visibles, on note en particulier la plaque percée (en PVC opaque) du tube amont et le tube aval collé au gel silicone sur le moteur.

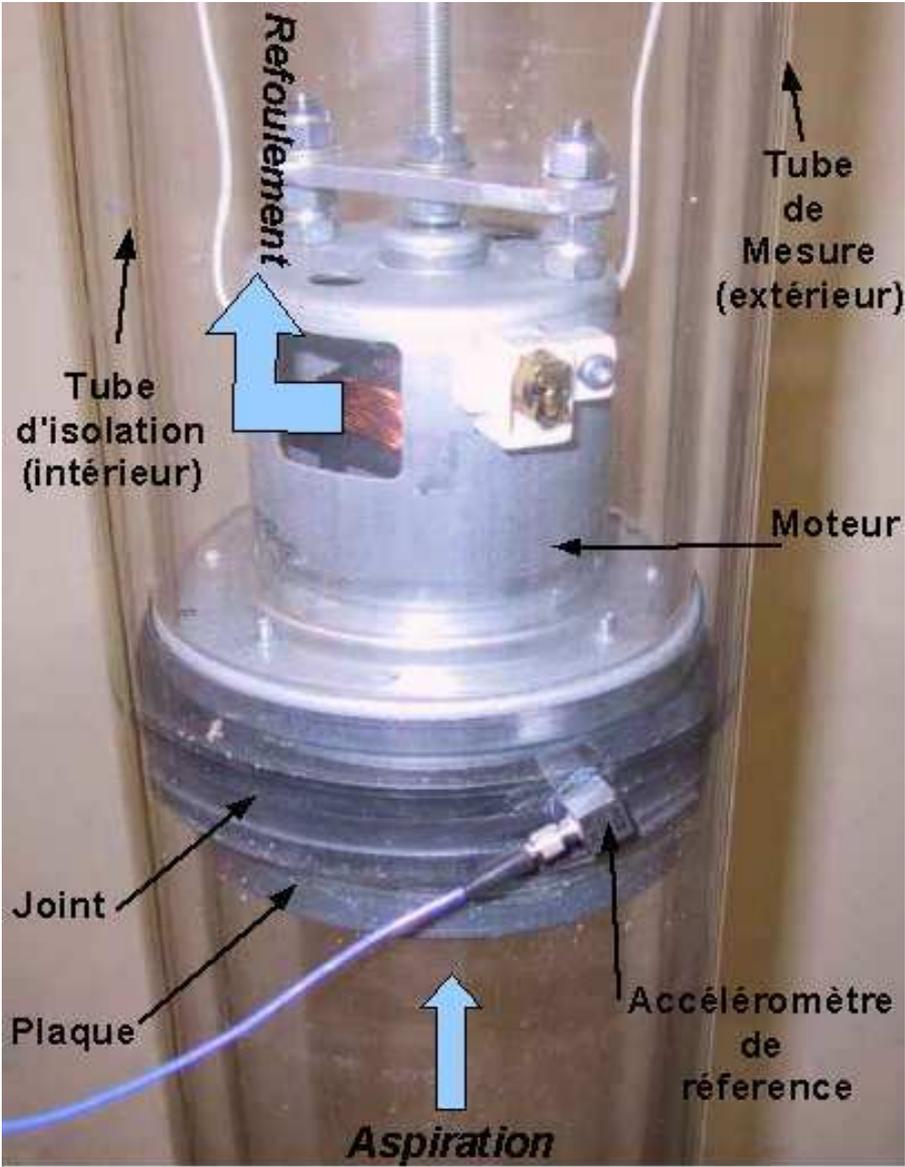


FIG. 6.4 – Moteur dans la structure réceptrice

6.1.3 Mesures des vitesses radiales

Pour permettre la mesure du vibromètre laser les parois à mesurer doivent être réfléchissantes, une solution pratique a été adoptée ici. Un film de polyester métallisé d'une épaisseur inférieure au dixième de millimètre a été déposé sur le tube. Le tube est humidifié avant d'y placer le film pour que la tension superficielle de l'eau maintienne ce dernier en position (cf. fig. 6.5).



FIG. 6.5 – Humidification du tube et collage du film réfléchissant

Il faut signaler que la présence du film plastique ne perturbe pas les vibrations mesurées, car compte tenu de son épaisseur, la masse ajoutée à la structure est très faible (masse volumique du film : 1300kg.m^{-3}). Pour chaque génératrice, la visée du vibromètre laser est réalisée à l'aide d'un fil à plomb (cf. fig. 6.6).



FIG. 6.6 – Réglage de la position et de la visée du laser (fil à plomb)

6.2 Prétraitements des données

6.2.1 Fluctuation de la fréquence de rotation du moteur

Au cours des mesures, la fréquence de rotation du moteur fluctue légèrement. Des opérations sont donc nécessaires avant tout post-traitement sur une fréquence unique. Cette fluctuation doit rester faible, car on considère, par la suite, un modèle harmonique du tube (cf. annexe § G.6).

Pour chaque point de mesure d'abscisse $i\Delta$ on évalue $H_{vibrom-ref}(i\Delta)$, fonction de transfert vitesse mesurée - accéléromètre de référence.

Lors de la mesure en un point d'abscisse $i\Delta$, le régime de rotation f peut être légèrement différent de f_t , la première étape consiste donc à identifier pour chaque abscisse la valeur de la raie correspondante à la fréquence de rotation $f(i\Delta)$ au moment de la mesure en $i\Delta$ et de déduire $H_{vibrom-ref}(i\Delta, f(i\Delta))$. C'est le module de cette valeur qui (ici pour la quatrième génératrice) est présenté en figure 6.7. Les axes horizontaux correspondent à la fréquence et à l'abscisse du point de mesure et l'axe vertical à son module (dB vs. $1m.s^{-1}$).

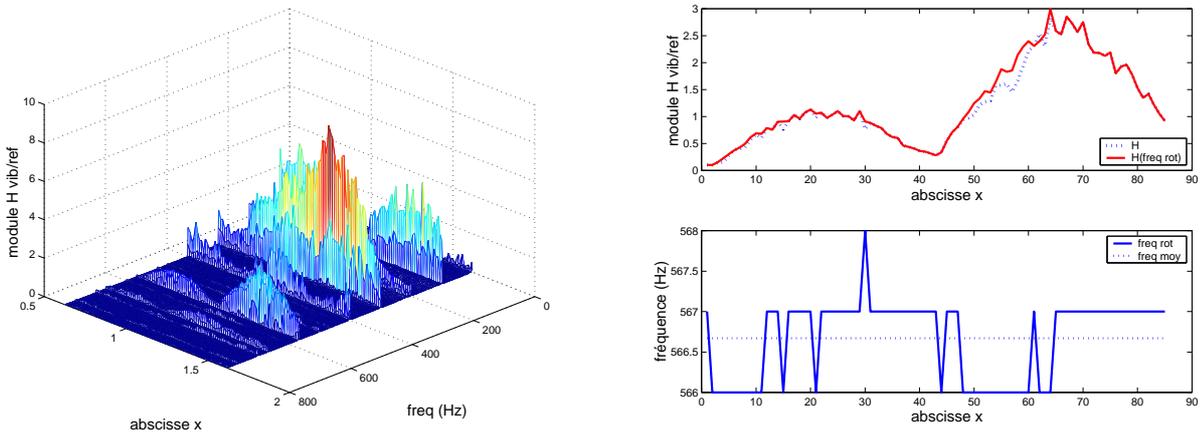


FIG. 6.7 – $H_{vibrom-ref}(i\Delta)$ de la quatrième génératrice et comparaison des modules de $H_{vibrom-ref}(i\Delta, f_m)$ (pointillé) $H_{vibrom-ref}(i\Delta, f(i\Delta))$ (trait plein)

La partie de droite de la figure présente les différences entre $H_{vibrom-ref}(i\Delta, f(i\Delta))$ fonction de transfert qui suit le régime de rotation réel du moteur et $H_{vibrom-ref}(i\Delta, f_m)$ calculée pour un régime de rotation moyen. Le régime de rotation réel du moteur est obtenu par la recherche de maxima de la norme de $H_{vibrom-ref}$ dans la plage du régime de fonctionnement de celui-ci. La partie inférieure de la figure montre la fréquence moyenne et les variations du régime de rotation au cours de la mesure. Un autospectre de l'accéléromètre de référence est choisi comme autospectre type S_t (DSP), car il possède une raie de fréquence de rotation f_t proche de f_m fréquence de rotation moyenne de l'ensemble des mesures. Par la suite nous admettrons donc $f_t = f_m$. La vitesse en $i\Delta$ (en $m.s^{-1}$) est ensuite calculée selon :

$$V(i, f_m, f) = H_{vibrom-ref}(i\Delta, f(i\Delta)) \cdot \sqrt{\langle S_t(f_m) \rangle} \cdot \Delta_f, \quad (6.1)$$

où Δ_f est le pas en fréquence.

La figure 6.8 illustre, en fonction de l'abscisse sur le tube, les vitesses mesurées (en pointillé) au régime moteur et celles recalculées (traits pleins) par rapport à l'autospectre moyen (vs. abscisse x). Les variations du régime moteur au cours de la mesure sont ainsi compensées pour les quatre génératrices.

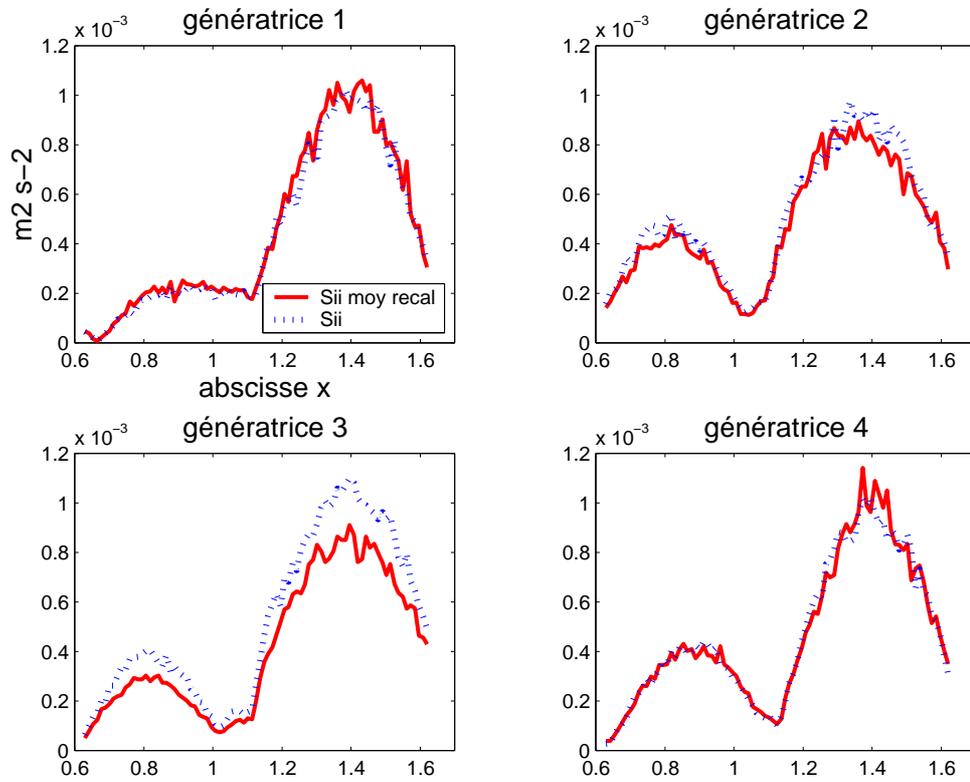


FIG. 6.8 – Vitesses mesurées et vitesses recalculées par éq. 6.1

6.2.2 Correction de la phase des mesures

Pour éviter d'être un obstacle à la visée du vibromètre laser, l'accéléromètre correspondant à la référence au cours des quatre mesures de vibrations n'est pas placé sur une génératrice. La figure 6.9 illustre la position des génératrices et de l'accéléromètre de référence dans le repère de mesure R_m , définie par (X_m, Y_m, Z_m) .

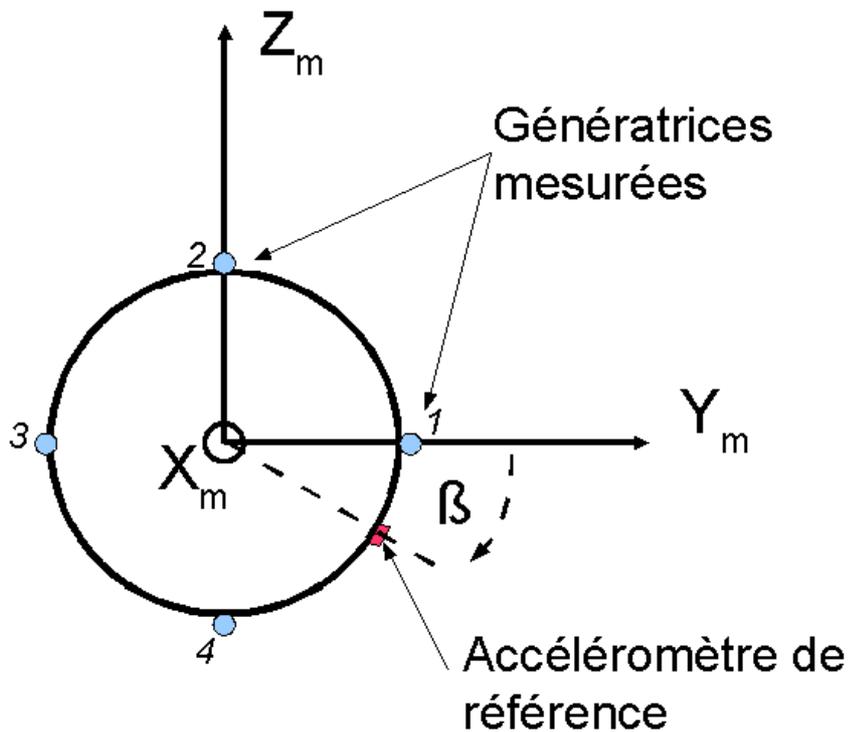


FIG. 6.9 – Repère des mesures sur le tube

L'accéléromètre de référence est placé une génératrice repérée par l'angle β . Son abscisse est choisie de manière à ce qu'elle corresponde à un ventre de vibration (au régime moteur), ce qui permet d'obtenir les meilleures fonctions de transferts $H_{ref-vibromètre}(i, f)$ possibles (rapport signal/bruit important). La phase de $w_{R_m\beta}(\Delta i, j)$, déplacement de l'abscisse Δi de la j ème génératrice, est donc décalée d'un angle β . Il convient alors d'appliquer la formulation suivante :

$$w_{R_m}(\Delta i, j) = w_{R_m\beta, j}(\Delta i, j) \cdot e^{j\beta}. \quad (6.2)$$

Avec la convention de signe adoptée sur la figure 6.9, β est négatif. Au cours des mesures nous avons une configuration similaire où $\beta = -\frac{\pi}{4}$. Les résultats obtenus sont ensuite projetés selon les déformées $\phi_{1,0}$ et $\phi_{1,1}$ pour obtenir les AMC1 des déplacements (cf. § 5.6.3).

6.2.3 Recherche d'un repère principal

Une absence de symétrie de révolution des déplacements du tube a été observée. Elle peut être due à une dissymétrie de la source (joint torique hétérogène) ou à un défaut de la structure ou de ses fixations.

Au moins un plan de flexion privilégié apparaît alors. Le repère de mesure R_m ne convient plus pour décrire aux mieux les déplacements du tube. Nous proposons ici une méthode pour rechercher un repère principale R_0 lorsque le tube présente un plan de flexion privilégié n'appartenant pas aux axes du repère de mesure R_m .

Principe

La figure 6.10 décrit un exemple où l'AMC1 des déplacements radiaux possède un maximum dans la direction \vec{Y}_0 . Le mouvement du centre du tube est alors de nature elliptique.

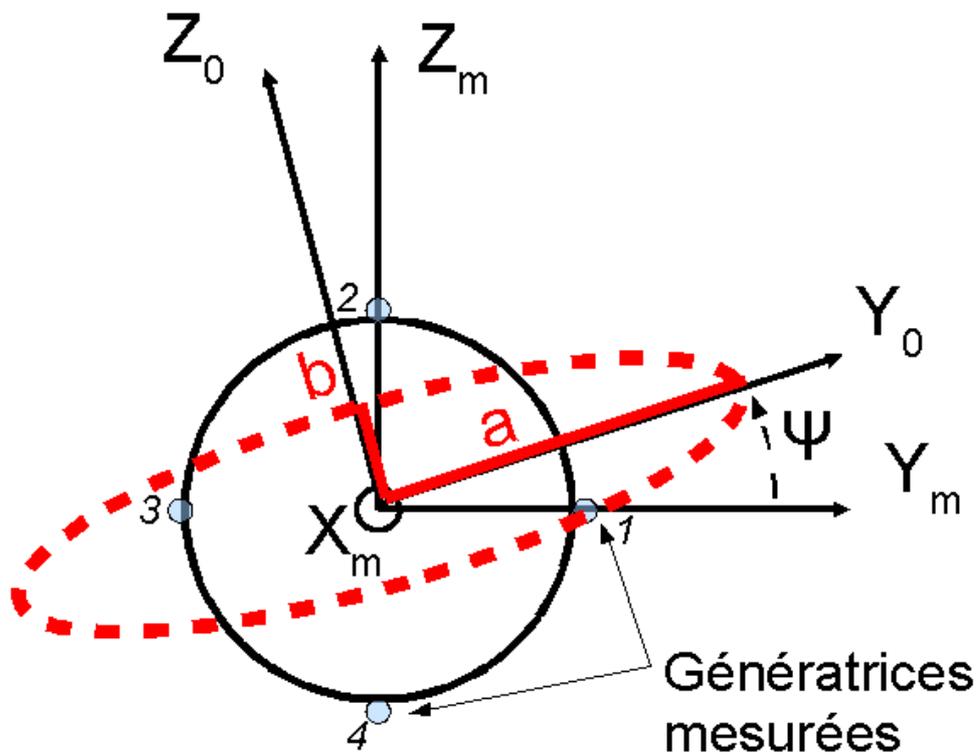


FIG. 6.10 – Repère de mesure R_m et repère principal R_0

Le changement de base, R_m vers R_0 , nécessaire pour que l'expression des déplacements soit la plus simple, est défini par l'angle ψ .

Pour alléger l'écriture, le développement suivant est proposé pour une seule abscisse. On écrit les déplacements dans le repère principal R_0 de la manière suivante :

selon \vec{Y}_0

$$\bar{w}_{1,R_0}(T) = a \cos(T + \phi) \quad (6.3)$$

et selon \vec{Z}_0

$$\bar{w}_{0,R_0}(T) = b \sin(T + \phi), \quad (6.4)$$

avec $T = -\omega t$, ϕ déphasage introduit par l'amortissement du matériau, l'incertitude sur la position du capteur de référence. Les termes a et b sont les normes des AMC1 de déplacements selon respectivement \vec{Y}_0 et \vec{Z}_0 .

Dans la base R_m les équations 6.3 et 6.4 deviennent :

selon \vec{Y}_m ,

$$\bar{w}_{1,R_m}(T) = a \cos(T + \phi) \cos(\psi) - b \sin(T + \phi) \sin(\psi) \quad (6.5)$$

et selon \vec{Z}_m ,

$$\bar{w}_{0,R_m}(T) = a \cos(T + \phi) \sin(\psi) + b \sin(T + \phi) \cos(\psi). \quad (6.6)$$

On tire a^2 , b^2 et ϕ d'une recherche des extrema de :

$$\bar{w}_{1,R_m}^2(T) + \bar{w}_{0,R_m}^2(T) = a^2 \cos^2(T + \phi) + b^2 \sin^2(T + \phi). \quad (6.7)$$

En effet on a, pour $T = -\phi$,

$$\bar{w}_{1,R_m}^2(T) + \bar{w}_{0,R_m}^2(T) = a^2 \quad (6.8)$$

et pour $T = \frac{\pi}{2} - \phi$,

$$\bar{w}_{1,R_m}^2(T) + \bar{w}_{0,R_m}^2(T) = b^2. \quad (6.9)$$

Il est alors possible de déduire ψ d'une des quatre relations suivantes :

$$\cos(\psi) = \frac{\bar{w}_{1,R_m}(-\phi)}{\sqrt{a^2}}, \quad (6.10)$$

$$\sin(\psi) = \frac{\bar{w}_{0,R_m}(-\phi)}{\sqrt{a^2}}, \quad (6.11)$$

$$\sin(\psi) = \frac{\bar{w}_{1,R_m}(\frac{\pi}{2} - \phi)}{\sqrt{b^2}} \quad (6.12)$$

et

$$\cos(\psi) = \frac{\bar{w}_{0,R_m}(\frac{\pi}{2} - \phi)}{\sqrt{b^2}}. \quad (6.13)$$

On exprime alors les déplacements dans le repère principal R_0 par :

$$\bar{w}_{1,R_0}(T) = \bar{w}_{1,R_m}(T) \cos(\psi) + \bar{w}_{0,R_m}(T) \sin(\psi) \quad (6.14)$$

et

$$\bar{w}_{0,R_0}(T) = \bar{w}_{0,R_m}(T) \cos(\psi) - \bar{w}_{1,R_m}(T) \sin(\psi). \quad (6.15)$$

Application aux mesures

En pratique, un angle ϕ est fonction de l'abscisse sera recherché sur l'ensemble $i\Delta$ du tube. La figure 6.11 illustre cette démarche :

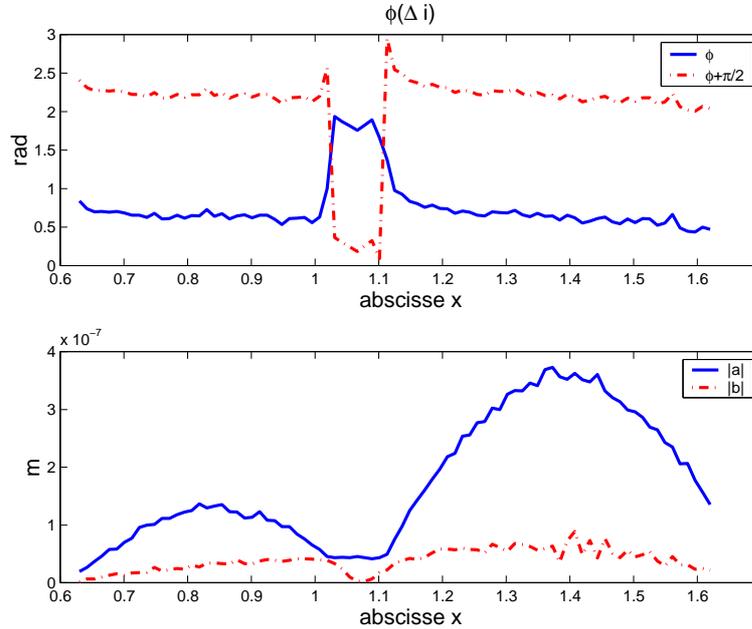


FIG. 6.11 – Recherche de $\phi(i\Delta)$ (cf. éq. 6.7)

La partie supérieure de la figure présente la recherche (suivant $i\Delta$) des extrema de l'équation 6.7. Si $a < b$, les minima correspondent à $\phi(i\Delta)$ et les maxima à $\phi(i\Delta) + \frac{\pi}{2}$ (et inversement si $a > b$). La partie inférieure du graphique montre $|a|$ et $|b|$, normes des AMC1 de déplacements issues de la recherche de $\phi(i\Delta)$. Une direction privilégiée apparaît ici nettement car $|a|$ est supérieure $|b|$.

L'angle $\phi(i\Delta)$ est ensuite introduit dans l'une des quatre équations 6.10 à 6.13. Par exemple sur la gauche de la figure 6.12, l'équation 6.10 a été utilisée pour estimer $\cos(\psi(i\Delta))$.

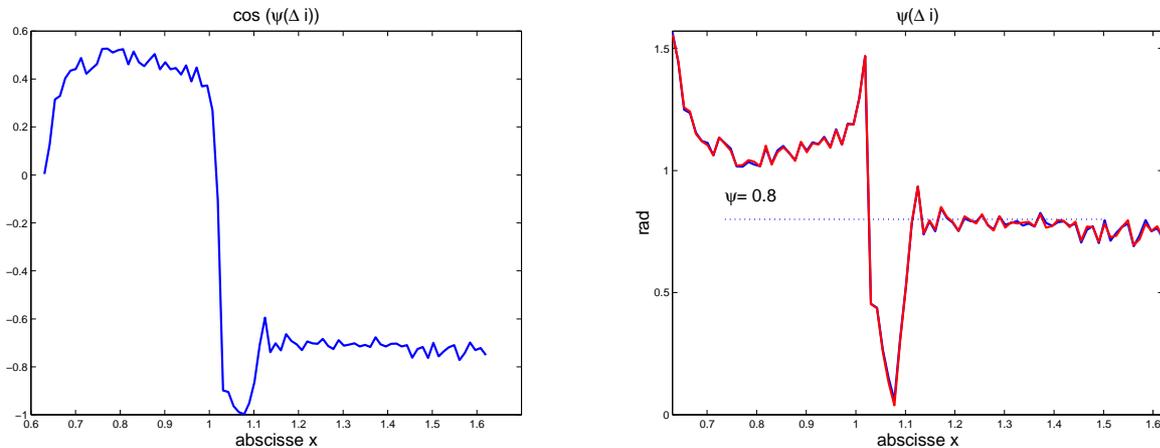


FIG. 6.12 – Recherche de ψ

La figure de droite 6.12, présente $\psi(i\Delta)$ obtenu des éq. 6.10, en restreignant les domaines de définition des fonctions réciproques arccos et arcsin à $[0, \frac{\pi}{2}]$. L'angle de rotation ψ est alors choisi parmi $\psi(i\Delta)$. La valeur est à peu près constante pour $x = 1.1$ à 1.6 m, c'est celle que nous prenons pour la suite : $\psi = 0.8$ rad. En pratique, les phases de Q_α (en théorie $Q_0 = j.Q$ et $Q_1 = Q$), intégration des AMC1 de Fw calculées, peuvent indiquer *a posteriori*, s'il faut effectuer une rotation supplémentaire du repère R_o de $\frac{\pi}{2}$, π ou $\frac{3\pi}{2}$. La figure 6.13 compare les AMC1 des déplacements dans le repère de mesure R_m et le repère principal R_0 . Le mode symétrique ($\alpha = 1$) y apparaît maintenant comme nettement prédominant.

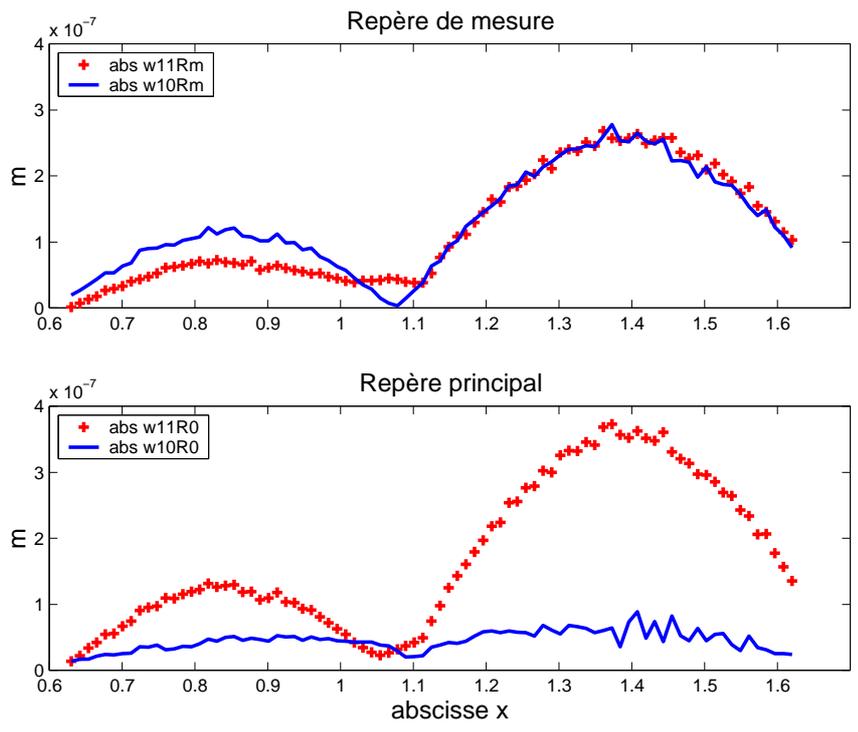


FIG. 6.13 – Comparaison des modules des deux projections, dans R_m et R_0

6.2.4 Régularisation lors du calcul de $u_{1\alpha}^-$ et $v_{1\alpha}^-$

L'utilisation de la TSVD sur la matrice inversée dans l'équation 5.54, nous permet ici de corriger éventuellement la reconstitution des AMC1 longitudinales et radiales, pour que malgré le bruit de mesure, elles restent conformes à la cinématique du phénomène. Elle nécessite donc de connaître en partie le type de mouvement que nous observons. Par modélisation, nous savons que nous sommes bien en dessous de la fréquence d'anneau et en présence d'un mouvement de type flexion de poutre (cf. § 5.5.2). Dans ce cas, les AMC1 $v_{1\alpha}^-$ et $w_{1\alpha}^-$ sont d'amplitudes et de formes très proches.

En effet, pour une abscisse donnée, lorsque l'ordre circonférentiel $n = 1$ est le seul présent, le déplacement radial d'un point du tube dans le plan de flexion est le même que le déplacement tangentiel d'un point appartenant au plan passant par le centre du tube et orthogonal à la flexion (cf. fig5.12). En revanche, l'amplitude de l'AMC1 longitudinale $u_{1\alpha}^-$ est plus réduite.

Reconstitution de $u_{1,0}^-$ et $v_{1,0}^-$

La figure 6.14 illustre cet apport.

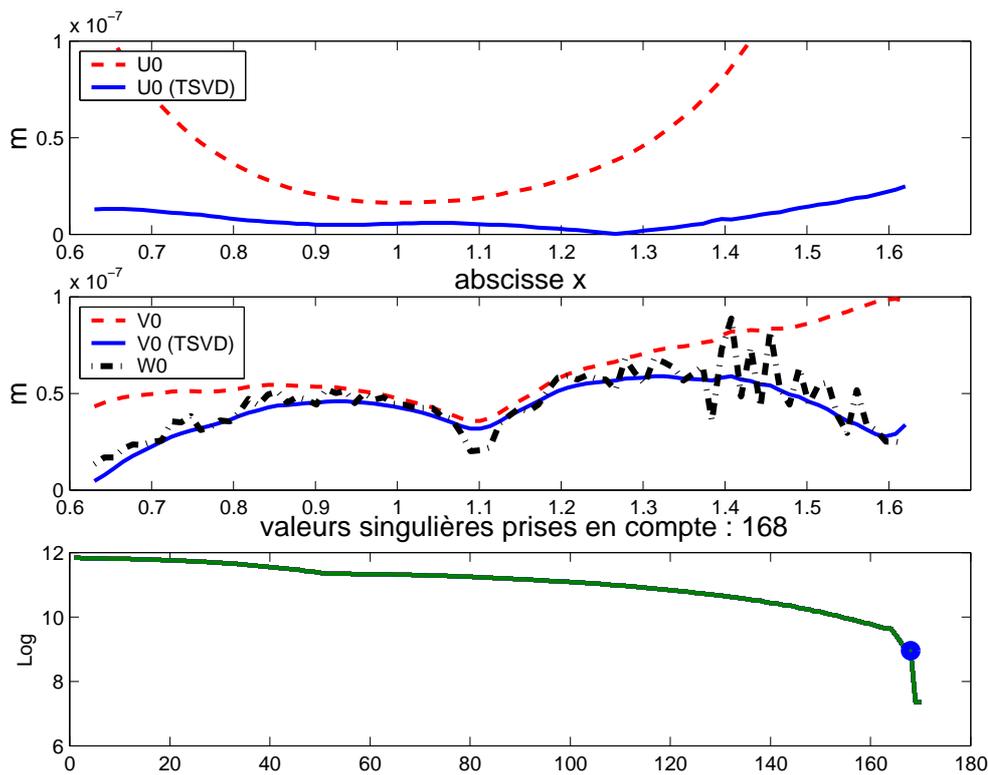


FIG. 6.14 – Application d'une TSVD sur le calcul de $u_{1,0}^-$ et $v_{1,0}^-$, les 168 premières valeurs singulières sont conservées

De haut en bas y sont présentées \bar{u} , \bar{v} (vs. abscisse) avec en traits pleins les données avec TSVD et en pointillés les données sans son utilisation. D'autre part le second graphique superpose \bar{w} (traits -.) à \bar{v} . Le dernier graphique présente les valeurs singulières de la matrice inversée. Elles sont présentées sur une échelle logarithmique et le point rouge sur la courbe correspond à la dernière plus petite

valeur singulière utilisée dans l'inversion. Ces figures comparent les reconstitutions de \bar{u}_{10} et \bar{v}_{10} avec et sans troncature et \bar{w}_{10} . En prenant les 168 plus grandes valeurs singulières, la reconstitution est considérablement améliorée, et correspond à la configuration d'un mouvement de flexion. Ce sont ces valeurs qui vont être utilisées pour évaluer \bar{F}_0 .

Reconstitution de $\bar{u}_{1,1}$ et $\bar{v}_{1,1}$

La figure 6.15 montre que le cas pour $\alpha = 1$ est légèrement différent. En effet la reconstitution de \bar{v}_{11} est déjà très proche de \bar{w}_{11} .

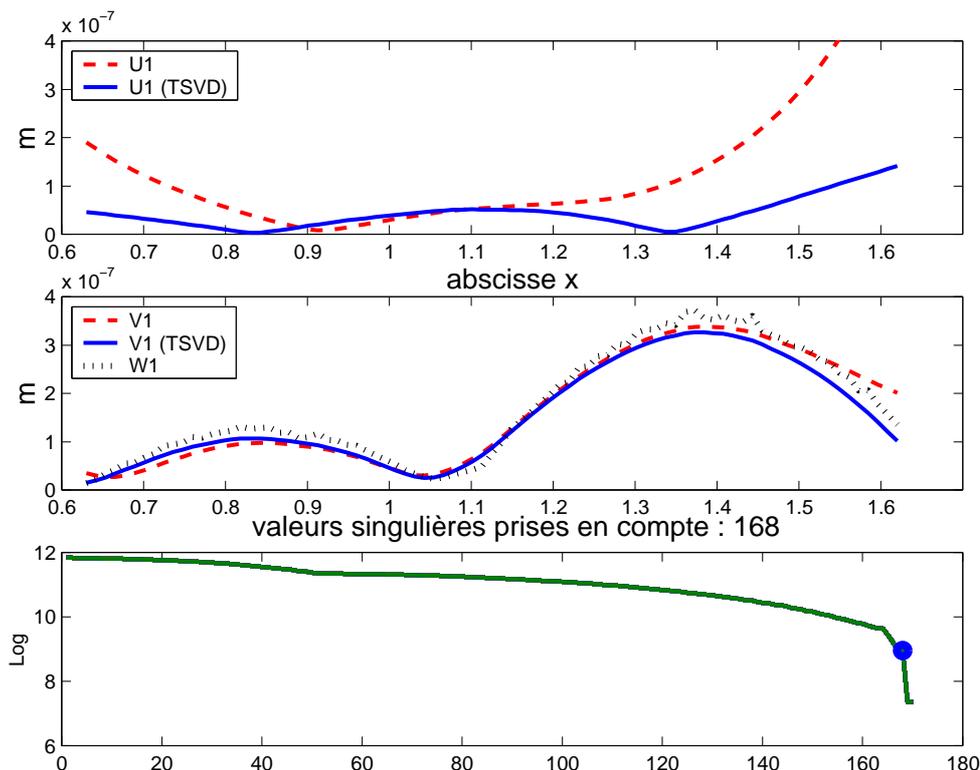


FIG. 6.15 – Application d’une TSVD sur le calcul de \bar{u}_{11} et \bar{v}_{11} , les 168 premières valeurs singulières sont conservées

Nous voyons ici que la troncature est favorable au calcul de \bar{u}_{11} , car elle la minimise. Par contre elle n’apporte presque rien à la forme de \bar{v}_{11} qui était déjà très proche de celle de \bar{w}_{11} .

On peut noter un lissage des AMC1 reconstituées. Cette régularisation est probablement liée à la matrice inversée dans l’équation 5.54. En effet, l’inversion d’une partie de l’opérateur différentiel de Donnell discrétisé conduit à un opérateur intégrateur qui limite la contribution du bruit de mesure dans la reconstitution des AMC1 manquants.

6.3 Puissance caractéristique de l'effort tournant

6.3.1 Identification de l'effort

Filtrage et fenêtrage

Au regard de l'importance du bruit de mesure, les résultats de l'identification de force ne sont pas exploitables sans l'utilisation de filtre et fenêtrage (cf. §5.6.8). Les réglages appliqués sont les suivants :

- fenêtrage $\psi(x)$: le coefficient de la fenêtrage est choisi de manière à limiter la discontinuité au bord du domaine. Au regard de leurs importances, nous prenons $\gamma = 0.45$;
- filtre $\mu.\zeta(k)$: la composante continue est rejetée en choisissant un k_{cp} tel que $\frac{k_{cp}}{k_e} = 0.07$, où k_e est le nombre d'onde d'échantillonnage. Le gabarit du filtre présente une bande passante relativement étroite $\frac{k_c}{k_e} = 0.25$, qui permet d'afficher nettement la distribution tendant vers un effort localisé. Il faut néanmoins signaler que le résultat de l'intégration spatiale de la distribution se stabilise rapidement et qu'une bande passante plus large permet d'obtenir les mêmes résultats.

La méthode proposée ici semble pouvoir quantifier les efforts malgré des mesures relativement bruitées.

Identification de l'AMC1 $\bar{F}_{w,0}(i\Delta)$

Les figures 6.16 exposent les filtrages de l'AMC1 de l'effort linéique calculé pour $\alpha = 0$.

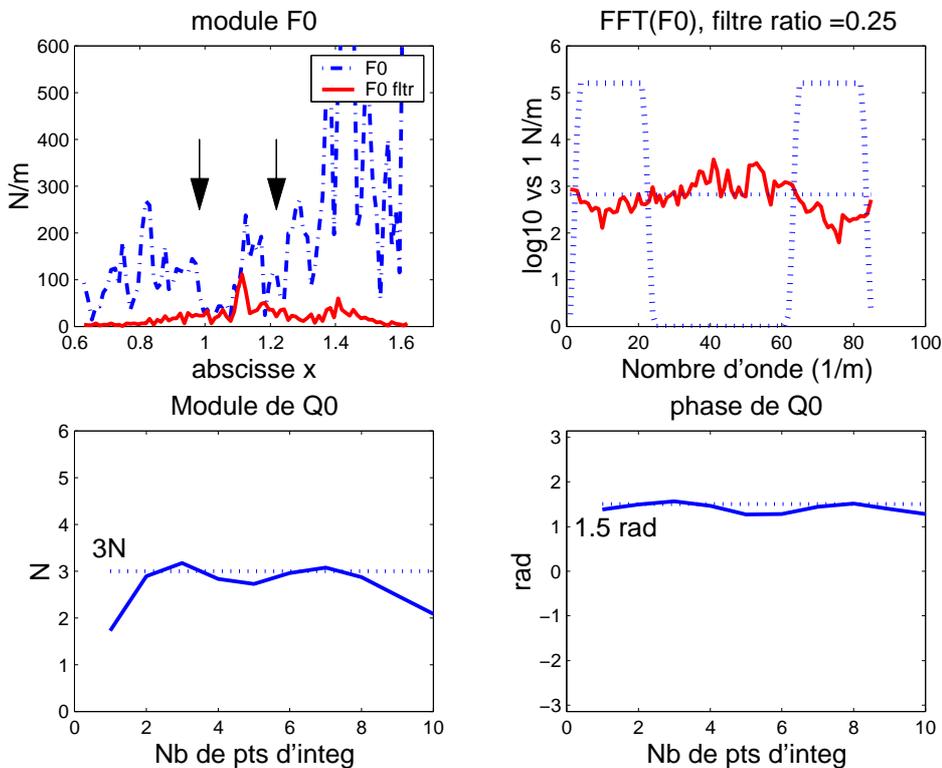


FIG. 6.16 – Filtrage de l'AMC1 de l'effort pour $\alpha = 0$ (ratio $\frac{k_c}{k_e} = 0.25$)

Elles présentent (de droite à gauche et de haut en bas) l'AMC1 $\bar{F}w_0$ avec (trait plein) et sans filtrage (pointillé); le module du spectre dans l'espace des nombres d'onde, et le gabarit du $\mu.\zeta(k)$ filtre utilisé; le module et la phase de Q_0 intégration spatiale de $\bar{F}w_0$. Les deux flèches sur le premier graphique présente la largeur maximale du domaine d'intégration (dix points). Le filtrage fait ressortir nettement la distribution tendant vers un effort localisé en $x_F = 1.1 m$. En intégrant sur la zone du lobe principale le module de Q_0 s'approche de $3.N$ et sa phase de $1.55 rad$.

Identification de l'AMC1 $\bar{F}_{w,1}(i\Delta)$

Les figures 6.17 exposent les filtrages de l'AMC1 de l'effort linéique calculé pour $\alpha = 1$.

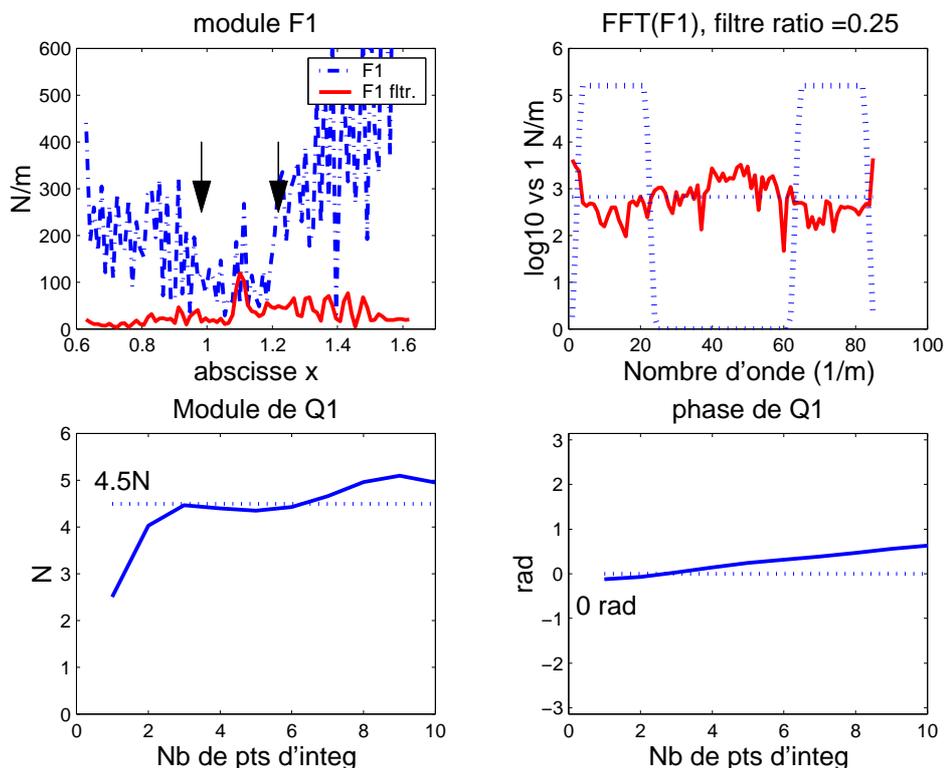


FIG. 6.17 – Filtrage de l'AMC1 de l'effort pour $\alpha = 1$ (ratio $\frac{k_c}{k_e} = 0.25$)

Le bruit de mesure est ici plus important que précédemment et la composante continue est ici nettement plus marquée. Le filtrage appliqué permet cependant d'isoler efficacement l'effort. Nous choisissons les valeurs obtenues pour quatre points d'intégration autour de x_F (lobe principal) : $Q_1 = 4.5 N$. Les phases de Q_1 et Q_0 sont conformes à la théorie car elles sont très proches de, respectivement, 0 et $\frac{\pi}{2}$.

Ces résultats récapitulés dans le tableau 6.1 vont être utilisés pour déterminer $S_{1,0} =$ et $S_{1,1}$, puissances caractéristiques du moteur pour les modes circonférentiels (1, 0) et (1, 1).

Régime de rotation :	$f_{exc} = 567 \text{ Hz}$
Amplitude de la distribution de force :	$Q_0 = 3.e^{(1,55.j)} \text{ N}$
	$Q_1 = 4,5.e^{(0.j)} \text{ N}$

TAB. 6.1 – Résultats de l’identification de force tournante

Conclusion

Ces résultats expérimentaux montre la faisabilité de la méthode d’identification de force tournante. Malgré le bruit de mesure important l’effort est aisément localisé et quantifié. Une validation supplémentaire pourrait être ajoutée en utilisant un effort tournant d’amplitude connu. Une masselotte en rotation permettrait de recalibrer éventuellement le modèle. Dans de futurs prototypes le banc pourrait être placé avec profit sur un plateau tournant. La visée du vibromètre laser en serait ainsi grandement facilitée.

6.3.2 Mesure de la vitesse libre

Protocole expérimental

Le moteur est suspendu et des accéléromètres sont équi-répartis sur son pourtour (cf. fig. 6.18).



FIG. 6.18 – Moteur suspendu et ses quatre accéléromètres

En suivant la méthode exposée paragraphe 5.6.3, quatre points de mesure sont nécessaires pour projeter la vitesse dans une base de déformées circonférentielles d'ordre $n = 1$. La variation de régime du moteur est obtenue par de différentes obturations à l'aspiration (perte de charge accrue) et l'utilisation du variateur de vitesse d'un aspirateur. Au regard de la souplesse du joint face à celle de la structure métallique, nous avons fait l'hypothèse simplificatrice que celui-ci n'intervenait que de façon négligeable sur la valeur de la vitesse libre. Cette hypothèse facilite grandement les mesures car elle permet d'utiliser quatre accéléromètres placés directement sur la structure métallique du moteur. La mesure avec le joint présente en effet de grandes difficultés techniques. Tout d'abord celui-ci devrait être précontraint pour conserver les mêmes caractéristiques mécaniques qu'en fonctionnement *in situ*. De plus le collage des accéléromètres sur une surface souple ne résiste pas mouvement de réaction au fort couple de démarrage du moteur. L'échauffement rapide du moteur lors de fortes pertes de charges n'est pas compatible avec les longues phases de réglage de la visée du vibromètre laser.

AMC1 moyenne de la vitesse libre

Dans le cas d'une excitation tournante, la relation entre les deux AMC1 de vitesse libre est la suivante :

$$\bar{v}_{sf,10} = j\bar{v}_{sf,11}. \tag{6.16}$$

Aux incertitudes près, les mesures respectent cette propriété. Nous choisissons de l'appliquer pour moyenniser la valeur mesurée. On écrit :

$$\widehat{\bar{v}}_{sf,11} = \frac{1}{2}(\bar{v}_{sf,11} - j\bar{v}_{sf,10}) \tag{6.17}$$

et nous posons ensuite

$$\widehat{\bar{v}}_{sf,10} = j\widehat{\bar{v}}_{sf,11}. \tag{6.18}$$

La figure 6.19 montre le module et la phase de $\widehat{\bar{v}}_{sf,11}$, AMC1 moyenne de la vitesse libre en fonction de la fréquence de rotation du moteur.

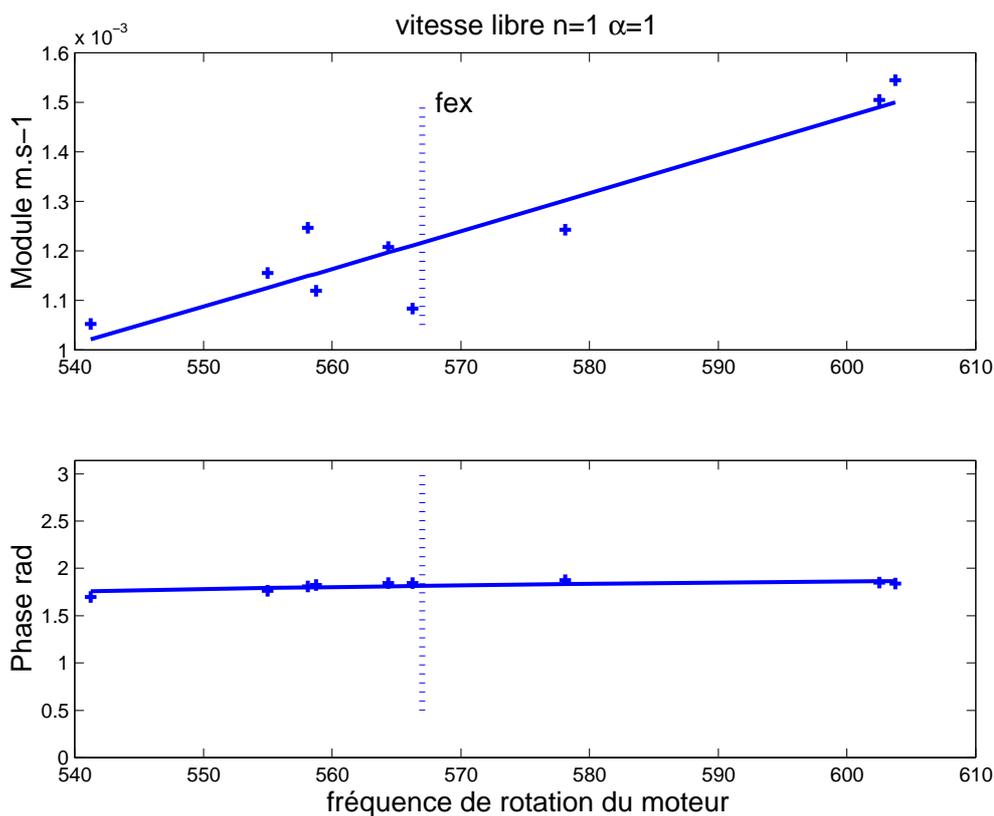


FIG. 6.19 – Vitesse libre de la source en fonction du régime moteur et Modèle de courbe de régression

Une régression linéaire est ensuite réalisée pour déterminer $\widehat{\bar{v}}_{sf,11}(f_{ex})$. Le tableau 6.2 présente les vitesses libres calculées pour $f_{ex} = 567 Hz$.

Régime de rotation :	$f_{ex} = 567 Hz$
Vitesse libre :	$\widehat{\bar{v}}_{sf,1,0} = 1,2 \cdot 10^{-4} e^{3,3j} m/s$
	$\widehat{\bar{v}}_{sf,1,1} = 1,2 \cdot 10^{-4} e^{1,8j} m/s$

TAB. 6.2 – Vitesse libre modale d’ordre $n = 1$ pour $f_{ex} = 567 Hz$

Remarque sur la référence de phase

Toutes les mesures effectuées dans ce chapitre doivent avoir une référence de temps commune. Il a été choisi que la force tournante serait la référence des phases et donc celle des accélérations créées par la source.

En posant $\frac{\partial^2 s}{\partial t^2}$ une accélération d’un point, définie en régime harmonique par $\frac{\partial^2 s}{\partial t^2} = \mathbf{a}e^{-j\omega t}$, l’expression de la vitesse $\frac{\partial s}{\partial t} = \frac{j}{\omega} \mathbf{a}e^{-j\omega t}$ de ce point est en quadrature avancée par rapport à l’accélération.

L’AMC1 de la vitesse libre est exprimée par rapport à la phase de l’accélération, ce qui explique que la phase de la $\bar{v}_{sf,11}$ soit positive et proche de $\frac{\pi}{2}$.

6.3.3 Puissance caractéristique modale

Récapitulatif des résultats des mesures et calculs

La modélisation des déplacements de la coque nous permet d'obtenir $Y_{r,1}$ mobilité modale de la structure réceptrice en x_F (cf. § 5.7.3). Différentes campagnes de mesures ont permis de quantifier $\widehat{\bar{v}}_{sf,1,\alpha}$, vitesse libre moyenne d'ordre $n = 1$ (cf. §6.3.2) et Q_α , module de la distribution de force tournante (cf. §6.3.1). Le tableau 6.3 récapitule ces résultats précédemment obtenus.

Régime de rotation :	$f_{ex} = 567 \text{ Hz}$
Vitesse libre :	$\widehat{\bar{v}}_{sf,1,0} = 1,2 \cdot 10^{-4} e^{3,3j} \text{ m/s}$ $\widehat{\bar{v}}_{sf,1,1} = 1,2 \cdot 10^{-4} e^{1,8j} \text{ m/s}$
Amplitude de la distribution de force :	$Q_0 = 3 \cdot e^{(1,55 \cdot j)} \text{ N}$ $Q_1 = 4,5 \cdot e^{(0 \cdot j)} \text{ N}$
Mobilité de structure réceptrice :	$Y_r = 0,53 \cdot 10^{-4} e^{-2j}$

TAB. 6.3 – Récapitulatif des résultats des mesures et calculs

Calcul de la puissance caractéristique modale

En suivant le développement exposé au paragraphe 5.7, la première étape consiste à calculer $Y_{s,1,\alpha}$, mobilité modale de la source.

$$Y_{s,1,\alpha} = - \left(\frac{v_{sf,1,\alpha}}{Q_\alpha} - Y_{r,1} \right). \quad (6.19)$$

Puis nous utilisons $Y_{s,1,\alpha}^*$ conjugué de $Y_{s,1,\alpha}$ pour exprimer $S_{1,\alpha}$ puissance caractéristique d'ordre $n = 1$.

$$S_{1,\alpha} = \frac{|v_{sf,1,\alpha}|^2}{Y_{s,1,\alpha}^*}, \quad (6.20)$$

où l'on note que les phases de $S_{1,\alpha}$ et $Y_{s,1,\alpha}$ sont égales.

La puissance caractéristique d'ordre $(1, \alpha)$ est suffisante pour caractériser l'effort tournant de la source. Pour présenter des quantités plus usuelles et fournir un ordre de grandeur, nous avons cependant rajouté le calcul du coefficient de couplage $C_{1,\alpha}$ et de la puissance active modale transmise au tube.

$$P_{1,\alpha} = |S_{1,\alpha}| \cdot C_{1,\alpha}, \quad (6.21)$$

$$C_{1,\alpha} = \frac{|K_{1,\alpha}|}{|1 + K_{1,\alpha}|^2} \cdot e^{j\kappa_{1,\alpha}}, \quad (6.22)$$

où K est le module du ratio des mobilités et κ la différence de phases entre le récepteur et la source, tels que

$$K_{1,\alpha} \cdot e^{j\kappa_{1,\alpha}} = \frac{Y_{r,1}}{Y_{s,1,\alpha}}. \quad (6.23)$$

Le tableau 6.4 présente les résultats et étapes du calcul.

Mobilité de la source :	$Y_{s,1,0} =$	$4,5 \cdot 10^{-4} e^{(-1,4j)}$
	$Y_{s,1,1} =$	$3,1 \cdot 10^{-4} e^{(-1,4j)}$
Coefficient de couplage :	$C_0 =$	$0,11 \cdot e^{(-0,63j)}$
	$C_1 =$	$0,16 \cdot e^{(-0,58j)}$
Puissance caractéristique :	$S_{1,0} =$	$3,3 \cdot 10^{-3} \cdot e^{(-1,4j)} \text{ W}$
	$S_{1,1} =$	$4,7 \cdot 10^{-3} \cdot e^{(-1,4j)} \text{ W}$
Puissance active associée :	mode (1, 0)	$0,3 \cdot 10^{-3} \text{ W}$
	mode (1, 1)	$0,5 \cdot 10^{-3} \text{ W}$

TAB. 6.4 – Puissance caractéristique du moteur au régime de rotation $f_{ex} = 567 \text{ Hz}$

Comportement du couple source-tube

La figure 6.20 présente le rapport de la puissance active sur la puissance caractéristique $\frac{\Re(P)}{S_{1,\alpha}}$ pour différents modules et phases du rapport $\frac{Y_{r,1}}{Y_{s,1,\alpha}}$.

Cette présentation décrit la transmission de la puissance active pour la phase de $S_{1,\alpha}$ mesurée ici.

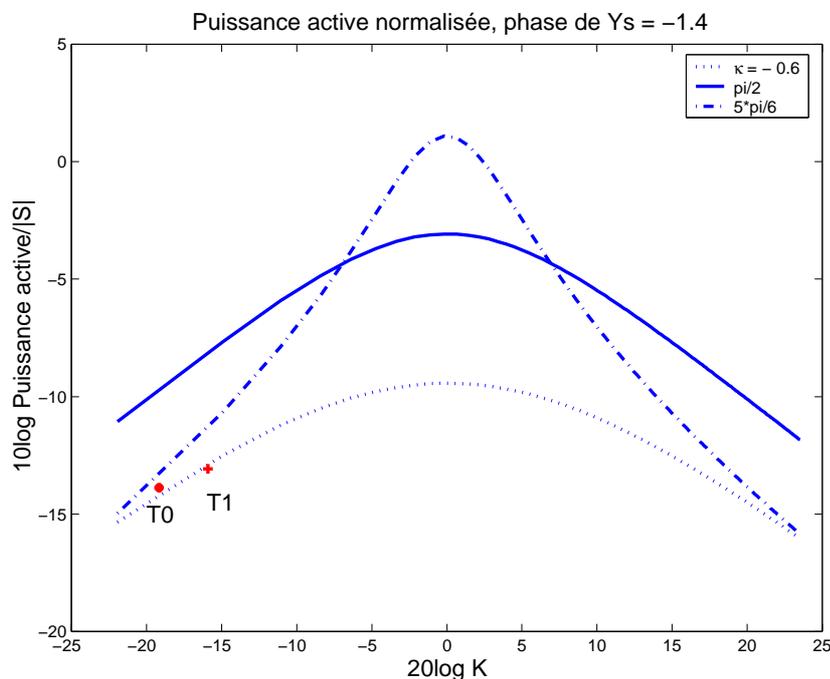


FIG. 6.20 – Puissance active normalisée pour différents K et κ . Phase de $Y_{s,1,\alpha} : -1,4 \text{ rad}$, régime moteur : 567 Hz . $T_0 : *$, $T_1 : +$.

Dans la convention de signes communément utilisée dans la littérature [MP 87], la phase de la source est distribuée sur $[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}]$ et la phase du rapport des mobilités sur $[-\pi; \pi]$. La transmission de puissance est maximale lorsque les modules des mobilités sont proches ($K_{1,\alpha} = 0dB$). A l'opposée plus les modules des mobilités sont différents plus la transmission de puissance est faible. Cette tendance est d'autant plus marquée que la différence de phase source-récepteur κ est proche de $\pm\pi$.

A titre d'illustration, les transmissions des deux modes $\alpha = 0$ et $\alpha = 1$ sont placées sur la figure (T_0 et T_1). Ils correspondent à une transmission de puissance relativement faible. La mobilité de la source est ici plus importante que celle de la structure réceptrice et le moteur tend à se comporter comme un source de vitesse. C'est typiquement dans cette zone que doivent se situer le couple moteur structure-aspirateur, car malgré une puissance caractéristique relativement importante peu de puissance est transmise (environ 10%).

Comportement de la source et préconisations

Avec l'aide de ce banc de comparaison, il est possible de choisir de manière simple entre différents moto-ventilateurs. La puissance caractéristique correspond à un majorant pratique de la puissance transmise par la plupart des sources. Pour la limiter, il convient donc de choisir un moto-ventilateur avec le module $|S_{1,\alpha}|$ le plus faible possible.

A la fréquence fonctionnement, les phases des puissances caractéristiques sont proches de $-\frac{\pi}{2}$ correspondent à un comportement dominé par les inerties. Dans ce domaine de fréquence, la source peut être décrite par sa masse, son centre de gravité, la force excitatrice et les points de liaisons [Pet 03][FG 99]. D'un point de vue industriel, il faut signaler que la transmission d'une source au comportement dominé par les inerties, est plus sujet à la dispersion que celle dont la phase de la mobilité est plus petite [MP 87]. Une variation de la mobilité du récepteur peut donc avoir des conséquences importantes sur le bruit rayonné par l'aspirateur. Dans la mesure du possible, un soin particulier pour diminuer la différence de phase κ aurait pour conséquence de limiter les variations de transmission de la puissance vibratoire de l'effort tournant d'un modèle à l'autre d'aspirateur.

6.4 Conclusion

Ce chapitre avait pour but la conception et la fabrication d'un banc de caractérisation vibratoire de source à effort tournant. La fabrication du banc est simple. La source est placée au milieu d'un tube de PVC suspendu, recouvert d'un film plastique réfléchissant. Deux tubes intérieurs isolent les mesures des excitations aéraulique du moteur. Un vibromètre laser permet la mesure des vitesses vibratoires radiales.

Avant toute utilisation de l'opérateur de coque discrétisé, différents prétraitements de données sont nécessaires. Tout d'abord, au cours des mesures, la vitesse de rotation du moteur varie légèrement, nous avons donc cherché à compenser cette fluctuation de fréquence de l'excitation. Dans tout ce document la référence du temps correspond au passage de l'effort devant la première génératrice. Or il n'est pas possible de placer sur cette dernière l'accéléromètre servant de référence de phase commune à toutes les mesures. Un décalage des phases des mesures permet d'y replacer artificiellement la référence temporelle. Il est apparu que le mouvement du tube présentait un plan de flexion privilégié. L'hypothèse d'une dissymétrie de la source a été faite. En effet elle présente l'intérêt d'apporter un complément à la d'identification sur banc, en développant une méthode de recherche de repère principal de déplacement. Par manque de temps pour des expérimentations supplémentaires, il n'a cependant pas été possible de déterminer la cause de cette dissymétrie. *A posteriori*, l'absence de direction privilégiée dans les mesures de vitesses libres, nous conduise cependant à soupçonner un défaut dans la structure réceptrice (mauvais alignement ou positionnement de la source...). Pour améliorer l'identification de l'effort tournant nous avons utilisé une régularisation par TSVD dans le calcul reconstitution de $u_{1\alpha}^-$ et $v_{1\alpha}^-$. Cette étape est délicate car elle demande de connaître *a priori* le type de mouvement observé. Grâce à la simulation numérique nous savons qu'il s'agit d'un mouvement de type flexion de tube. Le paramétrage de la régularisation est choisi de façon que les AMC1 $u_{1\alpha}^-$ et $v_{1\alpha}^-$ respectent au mieux la cinétique du mouvement du tube.

Ces prétraitements effectués, l'opérateur de coque discrétisé est utilisé pour le calcul de l'AMC1 de l'effort tournant. Un filtrage dans l'espace des nombres d'onde permet ensuite d'affiner la quantification de l'effort. La mesure de l'AMC1 de la vitesse libre a ensuite permis le calcul de la puissance caractéristique des modes circonférentiels $n = 1$.

Ce chapitre a montré la faisabilité de la caractérisation de l'effort tournant du moteur et en particulier de l'identification de force sur coque cylindrique qui était le point délicat de la méthode. Pour affiner les résultats, un recalage du modèle de coque pourrait être envisager avec une force tournante d'amplitude connue, telle une masselotte en rotation. Le banc peut maintenant être utilisé pour d'autres moteurs et permettre au fabricant de choisir le modèle ayant la puissance caractéristique la plus faible.

Conclusions et perspectives

Dans le cadre de la partie acoustique perceptive du projet aspirateur silencieux il fallait tout d'abord s'interroger sur la validité des futurs tests perceptifs. Les aspirateurs étudiés ont-ils des sons suffisamment différents pour se prêter à des comparaisons ? Nous avons mis en évidence que chaque aspirateur possède un timbre qui lui est propre et que les différences entre les sons peuvent être notables, malgré des géométries extérieures parfois très proches. Forts de cette constatation, les tests d'acoustique perceptive, utilisant des sons d'aspirateurs enregistrés à l'aide d'un mannequin acoustique, sont susceptibles d'apporter des jugements différents pour chaque modèle.

Nous avons ensuite interrogé des auditeurs sur le son de huit aspirateurs traîneaux disponibles dans le commerce. Ils devaient juger de l'agrément et l'impression d'efficacité. Il s'agit, sur ce dernier point uniquement, d'étudier une impression causée par un son et il se peut tout à fait qu'elle soit sans rapport avec l'efficacité réelle de l'appareil. Différentes études existantes montrent qu'une augmentation du niveau sonore s'accompagne d'une plus grande impression d'efficacité au détriment de l'agrément du bruit. La question que nous nous posons est donc la suivante : est-il possible de rendre ces deux paramètres (niveau sonore et impression d'efficacité) indépendants ?

Il apparaît que la partie des auditeurs, qui parvient le mieux à juger de l'efficacité du son, construit son jugement tel que les sons les plus désagréables sont aussi les plus efficaces. Sans qu'il y ait forcément un rapport de cause à effet, il existe un lien statistique entre le désagrément et l'efficacité. Pour l'autre partie de la population, la tâche semble particulièrement délicate, elle ne semble pas arriver à juger de l'efficacité de l'aspirateur. Il est possible de modifier les caractéristiques d'un son pour procurer la sensation de plus grande efficacité à une partie de la population d'auditeurs. Mais c'est au prix d'une nuisance sonore plus importante, car l'efficacité et l'agrément ne sont pas des notions indépendantes. À l'heure actuelle, il ne paraît donc pas intéressant de chercher à augmenter l'impression d'efficacité d'un aspirateur en jouant sur le son qu'il émet et il faut jouer sur d'autres caractéristiques que le son pour favoriser l'impression d'efficacité. L'aspect visuel de l'appareil, par exemple, est probablement crucial dans ce contexte [SV 02]. En effet, nous savons que les auditeurs ont une idée *a priori* de la qualité sonore de l'appareil par son aspect visuel.

La construction de modèles d'agrément et d'efficacité à partir des réponses des auditeurs s'est montrée délicate. Des éléments difficilement quantifiables avec nos outils semblent intervenir. En effet, lors de la verbalisation les auditeurs ont évoqué : le bruit de souffle, le bruit de poussière dans le tuyaux... Cependant le critère qui ressort des modèles est le dB(A) complété, dans un cas, par la tonalité.

Différents critères des sons ont été mis en évidence dans les questionnaires. Nous avons alors cherché à quantifier leur contribution dans l'agrément. Le son d'un des modèles les plus agréables a été modifié en faisant varier les paramètres suivants : le niveau de pression pondéré A, l'équilibre médium-aigu, et la présence de l'émergence de la fréquence de passage de pales. Une utilisation de plans d'expériences fractionnaires a permis de quantifier l'importance de ces différents facteurs indépendamment les uns des autres.

Le niveau global du son apparaît tout naturellement comme le facteur intervenant de la manière la plus importante. L'équilibre médium-aiguë et, dans une moindre mesure, l'émergence à la fréquence de passage de pales viennent ensuite. La réduction du niveau global est donc l'objectif premier à atteindre et le gain sur l'agrément sera d'autant plus important que la réduction du niveau est marquée en hautes fréquences (supérieures à 2KHz). Par contre, il ne semble pas qu'il y ait intérêt à chercher à diminuer l'émergence de la fréquence de passage de pales, si celle-ci ne représente pas déjà une gêne particulière, ce qui était le cas pour la plupart des modèles présentés.

Nous avons créé une méthode de caractérisation vibratoire du moteur, principale source vibratoire du corps de l'aspirateur, dans la zone inférieure à 1500 Hz . La seconde partie a vu la réalisation d'un banc de mesure de caractérisation vibratoire de moteur d'aspirateur.

Pour connaître intrinsèquement une source solidienne, il faut disposer de couples vitesse-force dans deux conditions différentes. Concrètement nous avons choisi ici de mesurer les vitesses du moteur lorsque celui-ci est face à une impédance nulle et les efforts face à une impédance connue. La mesure de ces efforts n'est pas possible de manière directe car les matériaux (élastomère) et la géométrie (contact circulaire) de la liaison source-structure ne permettent pas l'utilisation de capteurs d'efforts.

Pour cela une partie conséquente de cette thèse est consacrée à la création d'une méthode simplifiée d'identification indirecte d'efforts radiaux sur coque cylindrique, basée sur une extension de la méthode d'identification d'efforts proposée par Pézerat [Pez 96]. Les développements mathématiques apportés ici permettent de se limiter à la mesure des déplacements radiaux au vibromètre laser à balayage. Les déplacements tangentiels et longitudinaux importants pour la reconstitution de l'effort sont ensuite déduits par calcul. Dans le cadre de la création de cette méthode nous nous sommes limités à l'identification d'un effort radial tournant. Cette constatation nous permet de limiter grandement la quantité de mesures nécessaires, car nous avons vu que ce type d'effort n'excite que les modes circonférentiels d'ordre 1. Elle nous a aussi conduit à proposer une approche de l'indicateur de puissance caractéristique S sous un aspect d'amplitude modale circonférentielle d'ordre 1, quantité directement utilisable dans le cadre d'une comparaison de différents couples joint-moteur.

Il serait intéressant dans des études futures d'améliorer la conception du banc. En effet dans le cadre de mesure systématique un mécanisme permettant la rotation du tube sur son axe faciliterait énormément les visées laser. Mais une étape prochaine peut être son utilisation pour d'autres types d'efforts.

Dans le contexte de cette étude, il s'agissait de développer une méthode de caractérisation de source, et nous nous sommes restreint à quantifier un effort tournant. Mais d'autres types d'efforts sont observables en augmentant au besoin le nombre de génératrices nécessaires à l'identification des modes circonférentiels excités. Un effort uniformément réparti sur la circonférence du tube, provoquant des mouvements de respiration, peut déjà être isolé avec les données utilisées ici. Si l'on cherche à quantifier précisément une distribution d'effort, il est important de savoir si elle constitue la seule excitation présente à la fréquence étudiée. En effet d'autres distributions peuvent éventuellement exciter aussi le mode mesuré, et cela peut entraîner un biais dans l'identification de la distribution. Ce n'est pas forcément gênant dans le cadre d'une caractérisation globale de la source, mais peut l'être si l'on cherche à quantifier chaque distribution de force connue. Dans ce cas il faut ajouter un développement supplémentaire, estimant les amplitudes modales circonférentielles de différentes distributions de force et identifiant ensuite la part de chacune dans la mesure globale. A partir de là, il est possible d'imaginer des solutions pour quantifier des efforts ponctuels ou des moments. Toutes ces propositions ont en commun que la distribution de l'effort est connue *a priori*, le choix du nombre de génératrices à mesurer peut être alors optimisé. Mais il est évidemment possible d'appliquer cette méthode à une excitation radiale de distribution inconnue.

Le banc permet de caractériser intrinsèquement l'ensemble joint-moteur en fonctionnement. Avec un même moteur il peut être vu comme une aide à la conception, en permettant la comparaison *in situ* de plusieurs moteurs ou bien de joints différant par leur géométrie (torique ou ponctuelle) et

leurs propriétés mécaniques. En faisant varier la charge d'aspiration, une caractérisation en fonction de la fréquence de rotation serait aussi possible.

Ce travail de thèse illustre une possibilité d'un travail complémentaire d'acoustique perceptive et de vibro-acoustique. L'étude perceptive a permis d'orienter le travail de caractérisation de source vers une excitation qui avait une grande importance dans l'évaluation du confort acoustique.

En juin 2007, Rowenta a mis en vente le Silence Force (cf. fig. 6.21). Cet appareil a été conçu en suivant les préconisations du projet Aspirateur Silencieux.



FIG. 6.21 – Silence Force (Rowenta)

Bibliographie

- [AKB 99] ALTINSOY E., KANCA G. et BELEK H.T. A comparative study on the sound quality of wet-and-dry type vacuum cleaners. **In** : Sixth International congress on sound and vibration, Copenhagen, Denmark, 5-8 July 1999, pp 3079–3086.
- [Ale 95] ALEXIS J. *Pratique industrielle de la méthode Taguchi*. Paris : AFNOR, 1995.
- [All 01] ALLEVARD T. *Conception d'un banc d'essai pour une caractérisation de sources vibratoires indépendante de la structure de réception*. Mémoire de dea, Ecole doctorale MEGA, Lyon : INSA de Lyon, LVA, 2001.
- [Ame 60] AMERICAN STANDARDS ASSOCIATION . *Acoustical Terminology*. New York : American Standards Association, 1960.
- [Anq 05] ANQUETIN O. *Etude du bruit rayonné par un aspirateur*. Projet de fin d'étude, Lyon : INSA de Lyon, LVA, juin 2005.
- [Bea 96] BEAUFILS B. *Statistiques appliquées à la psychologie, tome 2, Statistiques inférentielles*. Paris : Breal, 1996.
- [BGG 79] BOISSON C., GAY B. et GOTTELAND M. *Différences finies*. Lyon : CAST-INSA, 1979.
- [Bis 74] BISMARCK G.VON. Sharpness as an attribute of the timbre of steady sounds. *ACUSTICA*, 1974, vol 30, pp 159–172.
- [BJ 97] BLAUERT J. et JEKOSCH U. Sound-quality evaluation - a multi-layered problem. *Acta Acustica united with Acustica*, 1997, vol 83, pp 747–753.
- [Bor 99] BORELLO G. Détermination hautes fréquences des efforts exercés par un composant sur un ensemble de structures. **In** : les notes scientifiques et techniques de l'INRS, Vandoeuvre-les-Nancy, France, 1999. INRS.
- [BS 75] BURKHARD M. D. et SACHS R. M. Anthropometric manikin for acoustic research. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1975, vol 58, pp 214–222.
- [BT 52] BRADLEY R.A. et TERRY M.E. Rank analysis of incomplete block designs, i. the method of paired comparisons. *Biometrika*, 1952, vol 39, pp 324–345.
- [CA 95] CHAMPAGNE A. et AMMAN S. Vehicule closure sound quality. *SAE 951370*, 1995.
- [CB 99] CHATEL G. et BARBE H.-P. Méthode simplifiée de caractérisation d'un composant par un descripteur énergétique. **In** : les notes scientifiques et techniques de l'INRS, Vandoeuvre-les-Nancy, France, 1999.
- [Che 93] CHEVALIER A. *Guide du dessinateur industriel*. Paris : Hachette technique, 1993.
- [Che 06] CHESNE S. *Identification d'efforts aux limites des poutres et plaques en flexion par méthode indirecte*. Thèse de doctorat, Lyon, Institut National des Sciences Appliquée de Lyon, Décembre 2006.

- [CP 06] CUDINA M. et PREZELJ J. Noise generation by vacuum cleaner suction units. *Applied Acoustics*, 2006.
- [Dav 88] DAVID H.A. *The method of paired comparison*. New York : Oxford University Press, 1988.
- [Dja 06] DJAMAA M. C. *Résolution du problème inverse de rayonnement d'une coque cylindrique finie et baflée avec écoulement interne*. Thèse de doctorat d'état, Université Badji Mokhtar, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Département de Génie Mécanique, Algérie : Annaba, Décembre 2006.
- [DMBS 79] DONGARRA J. R., MOLER G. W., BUNCH J. R. et STEWART G. W. *Linpack user's guide*. Philadelphia : SIAM, 1979.
- [DO 06] DJAMAA M. C. et OUELAA N. Mechanical radial force identification of a finite cylindrical shell by an inverse method. *Acta Acustica united with Acustica*, 2006, vol 92, pp 398–405.
- [FG 99] FULFORD R. A. et GIBBS B.M. Structure-borne sound power and source characterization in multi-point-connected systems. part 2 : about mobility functions and free velocities. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, vol 225, pp 239–282.
- [Flü 62] FLÜGGE W. *Statik und Dynamik der Schalen*. Berlin/Göttingen/Heidelberg : Springer-Verlag, 1962.
- [FW 95] FORBES J. et WALES R. Test process for best-in-class door closing sound quality. **In** : IBEC 95, USA : Detroit, 1995.
- [Guy 96] GUYOT F. *Étude de la perception sonore en terme de reconnaissance et d'appréciation qualitative : une approche par la catégorisation*. Thèse de doctorat, Le Mans, Université du Maine, Juin 1996.
- [Guy 02] GUYADER J.-L. *Vibrations des milieux continus*. Paris : Hermes Science Publications, 2002.
- [Ham 02] HAMZAOUI N. *Contribution à la résolution des problèmes de rayonnement acoustique : Prédiction du bruit, diagnostic vibro-acoustique des défauts, perception sonore*. Mémoire d'habilitation à diriger des recherches, Lyon, Institut national des sciences appliquées, 2002.
- [HB 96] HAMZAOUI N. et BOISSON C. *Calcul du rayonnement acoustique par une méthode intégrale simplifiée*. Rapport de contrat entre l'inrs nancy et le lva insa lyon, convention n° 595155565951556, Lyon : Insa de lyon, LVA, Lyon, 1996.
- [ILJS 02] IH J-G., LIM D-H., JEONG H. et SHIN S-H. Investigation on the correlation between sound quality and spectral composition of vacuum cleaner sound by using the orthogonal array. **In** : Sound Quality Symposium 2002, Dearborn, Michigan, august 2002.
- [ILSP 03] IH J-G., LIM D-H., SHIN S-H. et PARK Y. Experimental design and assessment of product sound quality : application to a vacuum cleaner. *Noise Control Eng. J.*, Jul-Aug 2003, vol 51, n°4, pp 244–252.
- [Jan 99] JANSSENS M.H.A. Using "pseudo-forces" for studying structure-borne sound sources. **In** : les notes scientifiques et techniques de l'INRS, Vandoeuvre-les-Nancy, France, 1999.

- [JB 96] JEKOSCH U. et BLAUERT J. A semiotic approach towards product-sound quality. **In** : Proceedings of Internoise 96, Liverpool, GB, 1996, pp 2283–2286.
- [Jou 03] JOURNAL OFFICIEL DE L'UNION EUROPÉENNE . *Décision de la Commission du 11 février 2003 établissant des critères écologiques pour l'attribution du label écologique communautaire aux aspirateurs*, 11 février 2003.
- [KFN⁺ 02] KUNWANO S., FASTL H., NAMBA S., NAKAMURA S. et UCHIDA H. Subjective evaluation of car door sound. **In** : Sound Quality Symposium 2002, Dearborn, Michigan, august 2002.
- [KJ 01] KYNCL L. et JIRICEK O. Psychoacoustic product sound quality evaluation. **In** : 17th International Congress on acoustics, volume IV, Rome, Italie, september 2-7 2001.
- [KNH⁺ 91] KUWANO S., NAMBA S., HASHIMOTO T., BERGLUND B., RUI ZHENG DA, SCHICK A., HOEGE H. et FLORENTINE M. Emotional expression of noise : a cross-cultural study. *Journal of sound and vibration*, 1991, vol 151, n°3, pp 421–428.
- [Koe 05] KOEHL V. *Influence des dispersions de structure sur la perception sonore*. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, Lyon, Décembre 2005.
- [Lau 89] LAULAGNET B. *Rayonnement acoustique des coques cylindriques, finies raidies, revêtues d'un matériau de masquage*. Thèse de doctorat, Lyon, Institut national des sciences appliquées, juin 1989.
- [Lei 93] LEISSA A. *Vibration of Shells*. NASA SP-288 : US Gouv't Printing office, 1993.
- [Les 88] LESUEUR C. *Rayonnement acoustique des structures : vibroacoustique, interactions fluide-structure*. Paris : Eyrolles, 1988.
- [LMP 00] LEBART L., MORINEAU A. et PIRON M. *Statistique exploratoire multidimensionnelle*. Paris : Dunod, 2000.
- [LSJ 06] LIU YI et SHEPARD JR. W. S. An improved method for reconstruction of a distributed force acting on a vibrating structure. *Journal of sound and vibration*, 2006, vol 291, pp 369–387.
- [Luc 59] LUCE R.D. *Individual Choice Behaviours : A Theoretical Analysis*. New York : Wiley, 1959.
- [Möl 92] MÖLLER H. Fundamentals of binaural technology. *Applied Acoustics*, 1992, vol 36, pp 171–218.
- [Moo 01] MOORHOUSE A. T. On the characteristic power of structure-borne sound sources. *Journal of sound and vibration*, 2001, vol 248(3), pp 441–459.
- [MP 87] MONDOT J. M. et PETERSSON B. Characterization of structure-borne sound sources : The source descriptor and the coupling function. *Journal of sound and vibration*, 1987, vol 114(3), pp 507–518.
- [MPPA 01] MOORHOUSE A.T., PEZERAT C., PAVIC G. et ALLEVARD T. Independent characterisation of a structure-borne sound source using rff techniques. **In** : Proceedings of Internoise 2001, The Hague, PAYS-BAS, 2001.
- [MS 93] MALEN D. et SCOTT R. Improving automobile door-closing sound for customer preference. *Noise Control Eng.*, 1993, vol 41, n°1, pp 261–271.

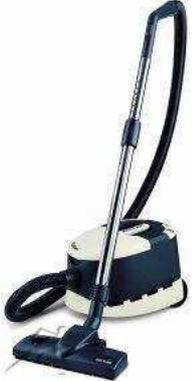
- [Par 02] PARIZET E. Paired comparison listening tests and circular error rates. *Acta Acustica united with Acustica*, 2002, vol 88, pp 594–598.
- [Par 06] PARIZET E. Perception acoustique et qualité sonore. *Techniques de l'ingénieur*, 2006, vol R6140.
- [Pet 03] PETERSSON B. A. T. Characterization of sources of structure-borne sound. **In** : Proceedings of DAGA03, Aachen, 2003.
- [Pez 96] PEZERAT CH. *Méthode d'identification des efforts appliqués sur une structure vibrante, par résolution et régularisation du problème inverse*. Thèse de doctorat, Lyon, Institut national des sciences appliquées, décembre 1996.
- [PG 00] PEZERAT C. et GUYADER J.L. Force analysis technique : Reconstruction of force distribution on plates. *Acta Acustica united with Acustica*, 2000, vol 86, pp 322–332.
- [PHS 05] PARIZET E., HAMZAOUI N. et SABATIÉ G. Comparison of some listening test methods : a case study. *Acta Acustica united with Acustica*, 2005, vol 91, pp 356–364.
- [POAS 01] PETNIUNAS A., OTTO N.C., AMMAN S. et SIMPSON R. Door system design for improved closure sound quality. *Society of automotive engineers*, 1999 01, pp 1681.
- [SMW⁺ 04] SUSINI P., MCADAMS S., WINSBERG S., PERRY I., VIEILLARD S. et RODET X. Characterizing the sound quality of air-conditioning systems. *Applied acoustics*, 2004, vol 65, n°8, pp 763–790.
- [Ste 73] STEWART G. W. *Introduction to matrix computations*. New-York : Academic, 1973.
- [SV 02] SÖDERHOLM M. et VÄSTFJÄLL D. The influence of sound quality on expected visual impression. *Acta Acustica united with Acustica*, 2002, vol 85, n°263.
- [TAI 05] TAKADA M., ARASE S. et IWAMIYA S-I. Economic valuation of the sound quality of machinery noise using conjoint analysis. **In** : Forum Acusticum 2005, Budapest, 2005.
- [Ter 82] TERHARDT E. Algorithm for extraction of pitch and pitch salience from complex tonal signals. *Journal of Acoustical Society of America*, 1982, vol 71, n°3, pp 679–688.
- [THU 27a] THURSTONE L.L. A law of comparative judgement. *Psychological Review*, 1927, vol 34, pp 273–286.
- [THU 27b] THURSTONE L.L. Psychophysical analysis. *American Journal of Psychology*, 1927, vol 38, pp 368–389.
- [Tou 99] TOURET J. La méthode de la plaque de réception réverbérante appliquée à la caractérisation du bruit solidien émis par les petits composants. **In** : les notes scientifiques et techniques de l'INRS, Vandoeuvre-les-Nancy, France, 1999.
- [Via 00] VIALATTE A. *Chroniques de La Montagne (2)*. New York : Robert Laffont Bouquins, 2000.
- [ZMI 96a] ZHANG Y. et MANN III J. A. Examples of using structural intensity and the force distribution to study vibrating plates. *Journal of Acoustical Society of America*, 1996, vol 99(1), pp 354–361.
- [ZMI 96b] ZHANG Y. et MANN III J. A. Measuring the structural intensity and force distribution in plates. *Journal of Acoustical Society of America*, 1996, vol 99(1), pp 345–353.
- [Zwi 82] ZWICKER E. *Psychoakoustik*. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 1982.

Annexes

Annexe A

Aspirateurs enregistrés

Huit aspirateurs différents ont été choisis pour les enregistrements (Cf tab : A.1). Ce sont des aspirateurs dits traîneaux, disponibles sur le marché français, exception faite de l'Artec V2 qui est un prototype mis au point par Rowenta. Il est extérieurement très proche de l'Artec Delta. Tous les modèles existant dans le commerce appartiennent à une gamme de prix équivalente qui va de 200 à 300€. Cela correspond à du matériel loin des premiers prix, le client s'attend donc à une grande qualité et confort d'utilisation. Le Collecto constitue un extrême dans les niveaux sonores mis en jeu, mais il est destiné à un usage extérieur et peu de soin a été apporté au son qu'il produit. Les 7 autres modèles sont quand à eux dévolus à un usage intérieur.

Artec Delta (Rowenta) ART	Artec V2 (Rowenta) AV2	Collecto (Rowenta) COL	Dynapower (Siemens) DYN
			
Neo (Rowenta) NEO	C20 (Nilfisk) NIL	UltraSilencer (Electrolux) SIL	Spécialiste (Philips) SPE
			

TAB. A.1 – Différents modèles d'aspirateurs

Annexe B

Caracteristiques des sons enregistrés

positions	Modèles d'aspirateur							
	Artec Delta ART	Artec V 2 AV2	Collecto COL	Dynapower DYN	Neo NEO	Nilfisk NIL	Silencer SIL	Spécialiste SPE
SPL (dB lin)								
Pos 1	79.8	72.8	85.6	76.3	82.8	76.4	67.9	79.9
Pos 2	79.3	73.3	85.6	76.8	83.8	75.3	67.3	80.8
Pos 3	79.4	72.8	85	75.9	80.8	74.6	66.5	78.9
Pos 4	79.1	73.3	85.6	76.8	82.2	78.7	66.8	80.2
SPL (dB(A))								
Pos 1	79.8	71.8	85.5	76.3	82.9	76.8	65.3	78.9
Pos 2	79.1	72.5	85.7	76.7	84.1	75.2	66	79.8
Pos 3	78.2	71.8	85	75.9	80.8	74.6	64.9	78.1
Pos 4	78.9	72.2	85.3	76.9	82.3	79.1	65.3	79.1
Sonie (phone) ISO532B								
Pos 1	94.1	88.8	99.8	92.9	95.9	90.8	82.9	93.2
Pos 2	95.3	90.9	102	91.8	97.6	89.8	83	94.2
Pos 3	94.8	89.2	100.3	92.2	98.1	89.8	83.8	94.8
Pos 4	94.5	89.1	100.4	92.2	96.8	91.3	83.3	94.2
Acuité (acum) Bismarck [Bis 74]								
Pos 1	1.70	1.85	2.02	2.10	1.78	1.92	1.74	1.53
Pos 2	1.72	1.83	1.97	2.11	1.80	1.94	1.75	1.50
Pos 3	1.73	1.87	2.02	2.12	1.86	1.88	1.75	1.49
Pos 4	1.72	1.84	1.97	2.11	1.81	1.97	1.72	1.45
Tonalité (tu) Terhardt [Ter 82]								
Pos 1	0.095	0.065	0.029	0.065	0.146	0.440	0.081	0.046
Pos 2	0.137	0.043	0.038	0.026	0.185	0.361	0.112	0.046
Pos 3	0.112	0.053	0.025	0.024	0.265	0.332	0.065	0.050
Pos 4	0.126	0.040	0.056	0.056	0.196	0.470	0.067	0.067

TAB. B.1 – Caractéristiques des sons enregistrés

Analyse de proéminence sur les sons des tests T5 T5

	voix	fréquence détectée	PR cf. eq. B.2
Son111		ϕ (pas détectée)	
Son122		ϕ	
Son133		ϕ	
Son212		ϕ	
Son223	G	4104Hz	3.33dB
	D	4104Hz	3.28dB
Son231		ϕ	
Son313	G	4104Hz	3.30dB
	D	4104Hz	3.28dB
Son321		ϕ	
Son332		ϕ	

TAB. B.2 – Analyse de proéminence sur les sons du test T5. Suivant la norme ANSI S1.13 (1995)

	voix	fréquence détectée	PR cf. eq. B.2
Son111		ϕ (pas détectée)	
Son122		ϕ	
Son133		ϕ	
Son212		ϕ	
Son223	G	4104Hz	5.28dB
	D	4104Hz	5.69dB
Son231		ϕ	
Son313	G	4104Hz	5.28dB
	D	4104Hz	5.55dB
Son321		ϕ	
Son332		ϕ	

TAB. B.3 – Analyse de proéminence sur les sons du test T6. Suivant la norme ANSI S1.13 (1995)

Rappel des définitions :

TNR (*Tone to noise Ratio*). Norme : DIN 45681-E (2002) :

$$TNR = \frac{\textit{Puissance son}}{\textit{Puissance de la bande critique} - \textit{Puissance son}} \quad (\text{B.1})$$

PR (*Prominence ratio*). Norme : ANSI S1.13 (1995) :

$$PR = \frac{\textit{Puissance bande critique du son}}{\textit{Puissance des 2 bandes critiques} - \textit{adjacentes}} \quad (\text{B.2})$$

L'émergence est considérée comme détectable lorsqu'elle dépasse 7dB.

Annexe C

Protocoles des tests perceptifs

Question :	similarité
Échelle :	identiques à très différents
Type de test :	comparaisons par paires
Réponses :	échelle continue
Enregistrement des sons :	binaural
Restitution :	casque HD600 Sennheiser carte son Gina24 (Fe=44100Hz)
Caractéristiques des sons :	égalisé en sonie
Nombre de sons différents :	8
Nombre de sons présentés :	32 paires (Série de Ross + 4 sons tests)
Durée des sons :	5s
Durée du test :	≈15 min
Nombre d'auditeurs :	15
Caractéristiques de la population :	étudiants du laboratoire
Lieu du test :	salle d'écoute
Remarques :	auditeur seul, contexte explicité avant le test réponses des auditeurs non normées

TAB. C.1 – Récapitulatif du test de similarité **T1**

Questions :	agrément, efficacité
Échelles :	très agréable-agr.-neutre-désagr.-très désagr. très efficace-eff.-neutre-peu eff.- très peu eff.
Type de test :	mixte ou évaluation comparée
Réponses :	échelle continue graduée
Enregistrement des sons :	binaural
Restitution :	casque HD600 Sennheiser carte son Gina24 (Fe=44100Hz)
Caractéristiques des sons :	sons réels
Nombre de sons différents :	8
Nombre de sons présentés :	8
Durée des sons :	5s
Durée du test :	≈15 min
Nombre d'auditeurs	20
Caractéristiques de la population	étudiants du laboratoire
Lieu du test	salle d'écoute
Remarques	auditeur seul contexte de l'étude explicité avant le test réponses des auditeurs non normées (cf. 2.2.1)

TAB. C.2 – Récapitulatif du test Agr-Eff niveaux réels **T2**

Échelles :	très agréable-agr.-neutre-désagr.-très désagr. très efficace-eff.-neutre-peu eff.- très peu eff.
Type de test :	mixte ou évaluation comparée
Type de Question :	agrément, efficacité
Réponses :	échelle continue graduée
Enregistrement des sons :	binaural
Restitution :	casque HD600 Sennheiser carte son Gina24 (Fe=44100Hz)
Caractéristiques des sons :	5 sons réels 3 sons aux niveaux modifiés
Nombre de sons différents :	8
Nombre de sons présentés :	8
Durée des sons :	5s
Durée du test :	≈15 min
Nombre d'auditeurs :	20
Caractéristiques de la population :	personnel du laboratoire
Lieu du test :	salle d'écoute
Remarques :	auditeur seul, contexte de l'étude explicité avant le test réponses des auditeurs non normées (cf. 2.2.1)

TAB. C.3 – Récapitulatif du test Agr-Eff niveaux modifiés **T3**

Échelles :	très agréable-agr.-neutre-désagr.-très désagr. très efficace-eff.-neutre-peu eff.- très peu eff.
Type de test :	mixte ou évaluation comparée
Type de Question :	agrément, efficacité
Réponses :	échelle continue graduée
Enregistrement des sons :	binaural
Restitution :	casque HD600 Sennheiser carte son Gina24 (Fe=44100Hz)
Caractéristiques des sons :	5 sons réels 3 sons aux niveaux modifiés
Nombre de sons différents :	8
Nombre de sons présentés :	8
Durée des sons :	5s
Durée du test :	≈15 min
Nombre d'auditeurs :	61
Caractéristiques de la population :	panel : 70% de femme 50% vivent en appartement Homogènement répartis de 25 à 65 ans.
Lieu du test :	salle d'écoute
Remarques :	auditeur seul, contexte de l'étude explicité avant le test réponses des auditeurs non normées (cf. 2.2.1)

TAB. C.4 – Récapitulatif du test Agr-Eff niveaux modifiés **T4**

Échelle :	A plus agréable, B plus agréable
Type de test :	comparaison par paires
Type de Question :	agrément
Réponses :	5 choix
Enregistrement des sons :	binaural
Restitution :	casque HD600 Sennheiser
Caractéristiques des sons :	sons modifiés sur Sound quality
Nombre de sons différents :	9
Nombre de sons présentés :	40 (série de Ross + 4 sons tests)
Durée des sons :	5s
Durée du test :	≈30 min
Nombre d'auditeurs :	20
Caractéristiques de la population :	étudiants et personnel du laboratoire
Lieu du test :	salle d'écoute
Remarques :	auditeur seul, contexte explicité avant le test réponses des auditeurs non normées (cf. 2.2.1)

TAB. C.5 – Récapitulatif du premier test plan d'expérience **T5**

Échelle :	A plus agréable, B plus agréable
Type de test :	comparaison par paires
Type de Question :	agrément
Réponses :	5 choix
Enregistrement des sons :	binaural
Restitution :	casque HD600 Sennheiser
Caractéristiques des sons :	sons modifiés sur Sound quality
Nombre de sons différents :	9
Nombre de sons présentés :	40 (série de Ross + 4 sons test)
Durée des sons :	5s
Durée du test :	≈30 min
Nombre d'auditeurs :	60
Caractéristiques de la population :	étudiants Insa
Lieu du test :	salle d'écoute
Remarques :	auditeur seul, contexte explicité avant le test réponses des auditeurs non normées (cf. 2.2.1)

TAB. C.6 – Récapitulatif du second test plan d'expérience **T6**

Annexe D

Résultats et Modèles T4

Les résultats de recherche de sous populations par méthode du **K means** [LMP 00] sont exposés dans les tableaux D.1 et D.2.

	ART	AV2	COL	DYN	NEO	NIL	SIL	SPE
agrément (pop1agr)	0.28	0.78	0.05	0.50	0.23	0.56	0.88	0.25
intervalle de confiance à 5%	±0.05	±0.04	±0.03	±0.05	±0.04	±0.08	±0.03	±0.06
agrément (pop2agr)	0.35	0.82	0.19	0.55	0.20	0.16	0.90	0.56
intervalle de confiance à 5%	±0.04	±0.03	±0.05	±0.04	±0.03	±0.05	±0.02	±0.06
efficacité (pop1agr)	0.65	0.42	0.71	0.53	0.64	0.31	0.43	0.63
intervalle de confiance à 5%	±0.05	±0.09	±0.08	±0.07	±0.06	±0.08	±0.09	±0.06
efficacité (pop2agr)	0.72	0.48	0.69	0.54	0.68	0.33	0.49	0.76
intervalle de confiance à 5%	±0.07	±0.16	±0.11	±0.12	±0.09	±0.13	±0.15	±0.11

TAB. D.1 – Résultats des deux sous populations construites sur les réponses d’agrément, POP1AGR (40 pers), POP2AGR (21 pers)

	ART	AV2	COL	DYN	NEO	NIL	SIL	SPE
agrément (pop1eff)	0.31	0.81	0.13	0.51	0.2	0.41	0.91	0.60
intervalle de confiance à 5%	±0.08	±0.05	±0.08	±0.06	±0.04	±0.11	±0.03	±0.09
agrément (pop2eff)	0.30	0.78	0.07	0.52	0.24	0.43	0.86	0.33
intervalle de confiance à 5%	±0.05	±0.04	±0.04	±0.06	±0.05	±0.11	±0.04	±0.09
efficacité (pop1eff)	0.66	0.72	0.52	0.68	0.58	0.41	0.71	0.60
intervalle de confiance à 5%	±0.08	±0.07	±0.10	±0.08	±0.09	±0.10	±0.08	±0.09
efficacité (pop2eff)	0.69	0.22	0.85	0.41	0.71	0.24	0.24	0.72
intervalle de confiance à 5%	±0.05	±0.05	±0.05	±0.06	±0.05	±0.09	±0.07	±0.07

TAB. D.2 – Résultats des deux sous populations construites sur les réponses d’efficacité, pop 1 (27 pers), pop 2 (34 pers)

	dB(A)	constante
coefficients	-0.56	-4.848
erreur-type	0.007	0.543
t	-8.156***	-7.084***
intervalle de confiance à 95% du coefficient :		
borne supérieure	-0.040	-3.519
borne inférieure	-0.73	-6.177
$r^2_{ajusté}$ = coefficient de détermination ajusté	0,903	
statistique F ²	66.5***	

TAB. D.3 – Modèle linéaire d’agrément population POP1AGR

	dB(A)	tonalité	constante
coefficients	-0.040	-1.339	-2.796
erreur-type	0.011	0.456	0.862
t	-3.64*	-2.933*	-3.245*
intervalle de confiance à 95% du coefficient :			
borne supérieure	-0.012	-0.165	-1.581
borne inférieure	-0.068	-2.512	-6.011
$r^2_{ajusté}$ = coefficient de détermination ajusté	0,746		
statistique F ²	11*		

TAB. D.4 – Modèle linéaire d’agrément population POP2AGR

	dB(A)	tonalité	constante
coefficients	-0.065	-0.229	-5.569
erreur-type	0.010	0.731	0.730
t	-6.598**	-0.314	-6.259**
intervalle de confiance à 95% du coefficient :			
borne supérieure	-0.038	1.799	-3.542
borne inférieure	-0.092	-2.258	-7.596
$r^2_{ajusté}$ = coefficient de détermination ajusté	0,917		
statistique F ²	34**		

TAB. D.5 – Modèle linéaire d’agrément population POP2AGR sans le NIL

Les tableaux D.3, D.4 et D.6 exposent respectivement des modèles linéaires d'agrément pour POP1AGR et POP1AGR, et d'efficacité pour POP2EFF. Par contre aucun modèle pertinent n'a pu être mis en évidence pour POP1EFF.

	dB(A)	constante
coefficients	0.05	3.414
erreur-type	0.007	0.546
t	7.196***	8.082***
intervalle de confiance à 95% du coefficient :		
borne supérieure	0.067	4.751
borne inférieure	0.033	2.078
r^2 =coefficient de détermination	0,879	
statistique F ²	51.77***	

TAB. D.6 – Modèle linéaire d'efficacité POP2EFF

Il existe une relation entre les variables si la statique F observée est supérieure à la valeur critique F , on note habituellement un risque à 0.05 par *, 0.01 par ** et 0.001 par ***. Dans notre cas on a

$$\begin{aligned}
 F_{(risque=0.05,ddl=4,nombre\ d'observation-ddl-1=3)} &= 9.11, \\
 F_{(risque=0.01,4,3)} &= 28.71, \\
 F_{(risque=0.001,4,3)} &= 137.08
 \end{aligned}
 \tag{D.1}$$

La statistique F est utilisée pour valider l'existence d'un lien statistique entre les variables des modèles exposés ici.

Le tableau D.7 résume les résultats du recherche de lien statistique entre les sous population POP1AGR, POP2AGR, POP1EFF et POP2EFF.

	effectif mesuré		effectif théorique	
	POP1AGR	POP2AGR	POP1AGR	POP2AGR
POP1EFF	19	8	19,032	7,967
POP2EFF	24	10	23,967	10,033

$\chi^2 = 0,0003***$ avec $\chi^2_{(0.05,ddl=1)} = 3.84$

TAB. D.7 – Tableau de contingence pour les quatre sous-populations du **T4**

Annexe E

Calcul des scores tests T5 et T6

Remarque sur les calculs de scores

Il s'agit de déterminer une valeur de la sensation U_i attachée au son i en connaissant l'ensemble des préférences P_{ij} entre les sons i et j . On trouve dans [Par 06] un résumé de plusieurs propositions de calcul de scores de sons :

- l'approche dite **linéaire** : c'est la plus simple, le score U_i se calcule de la manière suivante :

$$U_i = \frac{1}{N} \sum_{j \neq i} P_{ij} \quad (\text{E.1})$$

- les approches de **Thurstone** [THU 27a, THU 27b] : les scores sont considérés comme des variables aléatoires.
- celle dite **BTL** (pour Bradley-Terry-Luce) [BT 52] [Luc 59] qui produit une échelle de rapport entre les scores.

On se propose d'évaluer la qualité de la reconstruction des préférences des 36 paires de sons des tests **T5** et **T6**. Les préférences P_{ij} et $P_{ij}^{\text{recalculé}}(U_i)$ sont comparées en calculant l'écart quadratique moyen (eqm sur les figures E.1 et E.2) entre la préférence mesurée et la préférence recalculée à partir des scores estimés suivant les trois méthodes ci-dessus.

Pour ces deux tests, cette comparaison a montré que les approches BTL et linéaire procuraient de résultats satisfaisants et meilleurs que ceux de l'approche Thurstone. Cette comparaison est nettement postérieure au travail du chapitre 3 dans lequel l'approche linéaire a été utilisée. L'approche BTL offre cependant des résultats légèrement meilleurs que l'approche linéaire (**T5** : eqm=0.039 contre 0.043 ; **T6** : eqm=0.034 contre 0.037) mais le faible gain qu'elle propose n'a pas justifié la reprise des résultats du chapitre.

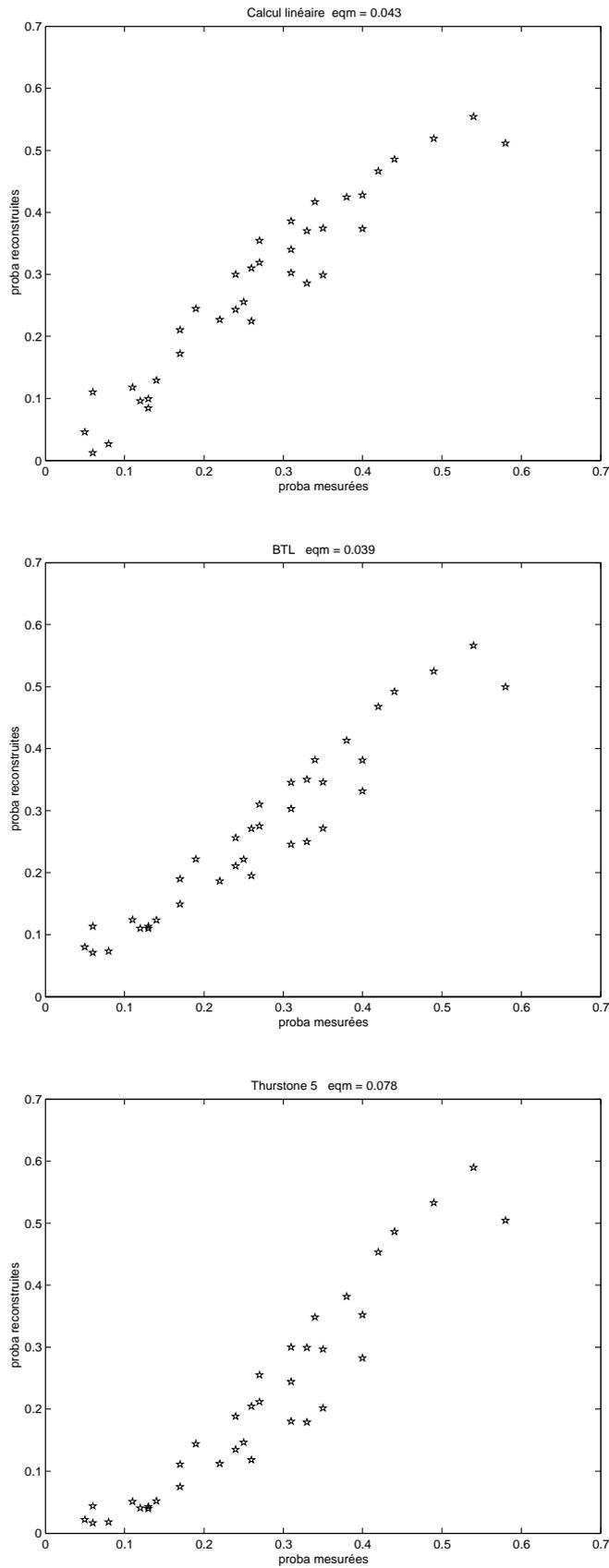


FIG. E.1 – Calcul des scores de **T5**. Comparaison P_{ij} et $P_{ij}(U_i)$ suivant (de haut en bas) une approche de calcul linéaire, BTL et Thurstone.

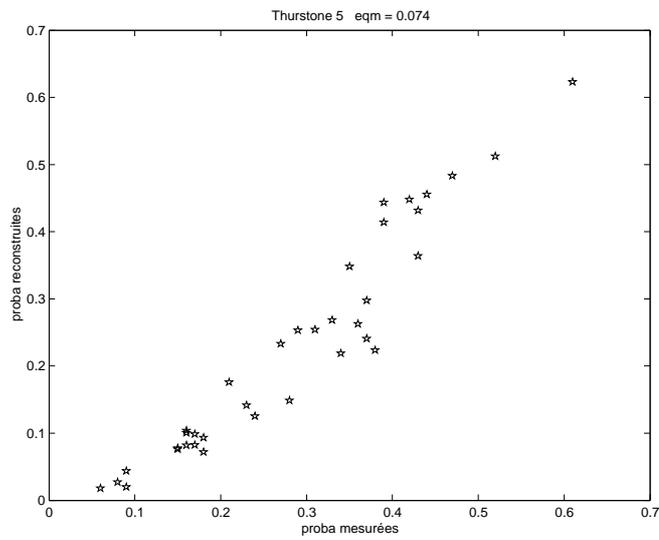
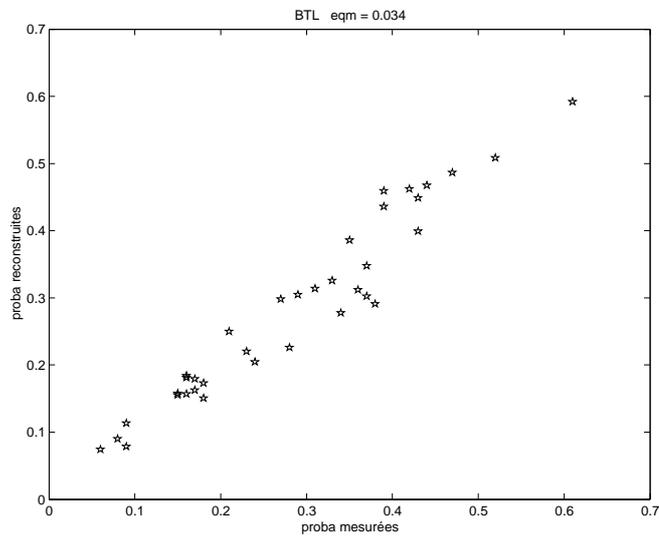
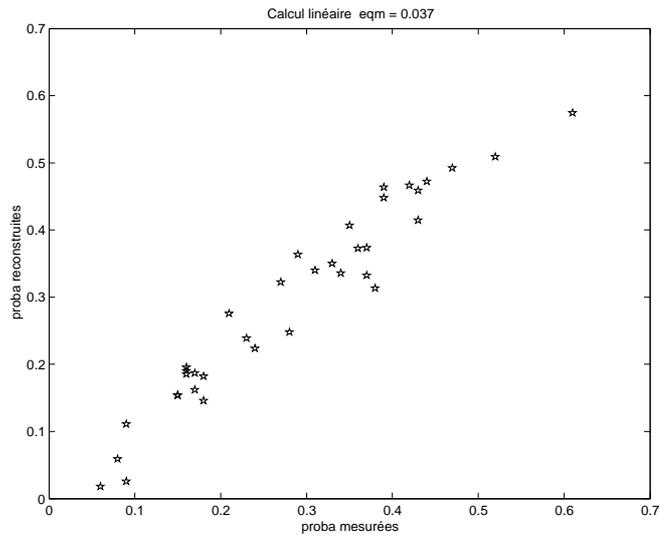


FIG. E.2 – Calcul des scores de **T6**. Comparaison P_{ij} et $P_{ij}(U_i)$ suivant (de haut en bas) une approche de calcul linéaire, BTL et Thurstone.

Annexe F

Notions sur la construction des séries de Ross

F.1 Application pour la comparaison par paires

Ross a développé en 1934 [Dav 88], une méthode permettant de construire une série de paires dont les éléments sont répartis le plus homogènement possible. Les objets identiques sont le plus espacés possible les uns des autres. La méthode est constituée de deux parties : la première consiste à créer la série proprement dite, la seconde à équilibrer le nombre d'apparitions d'un élément en première et deuxième position. La suite expose une réalisation des préconisations mentionnées par Ross. La phase d'équilibrage des séries est détaillée et nous proposons un calcul de celles-ci jusqu'à 9 objets.

F.2 Construction de la série

Pour t objets, à organiser en $n = \frac{t(t-1)}{2}$ paires (car $C_{(n,p=2)} = \frac{A_{(n,p)}}{p!} = \frac{n!}{(n-p)!p!}$).

Les paires se lisent ligne à ligne.

Soit pour t impaire :

$$\begin{array}{l}
 \left\{ \begin{array}{cccccc}
 0, 1 & t-1, 2 & t-2, 3 & t-3, 4 & \dots & \frac{1}{2}(t+3), \frac{1}{2}(t-1) \\
 0, \frac{1}{2}(t+1) & 1, 2 & t-1, 3 & t-2, 4 & \dots & \frac{1}{2}(t+3), \frac{1}{2}(t+1)
 \end{array} \right. \\
 \\
 \left\{ \begin{array}{cccccc}
 0, 2 & 1, 3 & t-1, 4 & t-2, 5 & \dots & \frac{1}{2}(t+5), \frac{1}{2}(t+1)^1 \\
 0, \frac{1}{2}(t+3) & 2, 3 & 1, 4 & t-1, 5 & \dots & \frac{1}{2}(t+5), \frac{1}{2}(t+3)
 \end{array} \right. \\
 \\
 \left\{ \begin{array}{cccccc}
 0, 3 & 2, 4 & 1, 5 & t-1, 6 & \dots & \frac{1}{2}(t+7), \frac{1}{2}(t+3) \\
 0, \frac{1}{2}(t+5) & 3, 4 & 2, 5 & 1, 6 & \dots & \frac{1}{2}(t+7), \frac{1}{2}(t+5)
 \end{array} \right. \\
 \\
 \vdots \\
 \left\{ \begin{array}{cccccc}
 0, \frac{1}{2}(t-1) & \frac{1}{2}(t-3), \frac{1}{2}(t+1) & \frac{1}{2}(t-5), \frac{1}{2}(t+3) & \frac{1}{2}(t-7), \frac{1}{2}(t+5) & \dots & 1, t-2 \\
 0, t-1 & \frac{1}{2}(t-1), \frac{1}{2}(t+1) & \frac{1}{2}(t-1), \frac{1}{2}(t+3) & \frac{1}{2}(t-1), \frac{1}{2}(t+5) & \dots & 1, t-1.
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

Prenons par exemple $t = 7$ (soient 7 éléments de 0 à 6), nous obtenons :

$$\begin{array}{l}
 \text{premier terme} \quad \left| \begin{array}{ccc} 0 & 6 & 5 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 0 & 1 & 6 & 5 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 0 & 1 & 6 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 0 & 2 & 1 & 6 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 0 & 2 & 1 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 0 & 3 & 2 & 1 \end{array} \right| \\
 \text{second terme} \quad \left| \begin{array}{ccc} 1 & 2 & 3 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 4 & 2 & 3 & 4 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 2 & 3 & 4 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 5 & 3 & 4 & 5 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 3 & 4 & 5 \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{ccc} 6 & 4 & 5 & 6 \end{array} \right|
 \end{array} \quad (F.1)$$

¹Dans [Dav 88] nous trouvons $\frac{1}{2}(t+5), \frac{1}{2}(t+3)$, mais il semble que cela soit une coquille.

Pour obtenir la série avec $t = 6$, on prend la série précédente en éliminant les termes contenant un 6. On obtient :

$$\begin{array}{l} \text{premier terme} \\ \text{second terme} \end{array} \begin{array}{c} 0 \ 5 \\ 1 \ 3 \end{array} \left| \begin{array}{c} 0 \ 1 \ 5 \\ 4 \ 2 \ 4 \end{array} \right| \begin{array}{c} 0 \ 1 \\ 2 \ 3 \end{array} \left| \begin{array}{c} 0 \ 2 \ 1 \\ 5 \ 3 \ 4 \end{array} \right| \begin{array}{c} 0 \ 2 \ 1 \\ 3 \ 4 \ 5 \end{array} \left| \begin{array}{c} 3 \ 2 \\ 4 \ 5 \end{array} \right|. \quad (\text{F.2})$$

F.3 Equilibrage de la série

La seconde partie de la construction de la série consiste à rééquilibrer le nombre d'apparitions d'un terme en première et deuxième position. Ainsi sans équilibrage, le premier terme, ici 0, apparaît toujours en première position. Cet équilibrage se fait « manuellement », et il apparaît qu'il faut retourner les termes une ligne sur deux (ligne du tableau ci-dessus) et conserver le dernier groupe inchangé. Soit $t = 7$,

$$\begin{array}{l} \text{premier terme} \\ \text{second terme} \end{array} \begin{array}{c} 0 \ 6 \ 5 \\ 1 \ 2 \ 3 \end{array} \left| \begin{array}{c} 4 \ 2 \ 3 \ 4 \\ 0 \ 1 \ 6 \ 5 \end{array} \right| \begin{array}{c} 0 \ 1 \ 6 \\ 2 \ 3 \ 4 \end{array} \left| \begin{array}{c} 5 \ 3 \ 4 \ 5 \\ 0 \ 2 \ 1 \ 6 \end{array} \right| \begin{array}{c} 0 \ 2 \ 1 \\ 3 \ 4 \ 5 \end{array} \left| \begin{array}{c} 0 \ 4 \ 5 \ 6 \\ 6 \ 3 \ 2 \ 1 \end{array} \right|. \quad (\text{F.3})$$

A noter que les série avec un t pair ne sont pas complètement rééquilibrées.

F.4 Utilisation pour les tests de comparaison par paires

Lors de la création d'une série de Ross pour un test, il peut être utile d'insérer des paires identiques et de répéter quelques paires de la série d'origine en les plaçant au début. Ces paires serviront à habituer le sujet aux tests et de s'assurer de la reproductibilité de ses réponses. Soit par exemple pour $t = 8$ lors du test **T1**,

$$\begin{array}{l} \text{premier son} \\ \text{second son} \end{array} \begin{pmatrix} \mathbf{7} \ \mathbf{5} \\ \mathbf{0} \ \mathbf{2} \end{pmatrix} \begin{array}{c} 0 \ 7 \ 6 \\ 1 \ 3 \ 4 \\ 0 \ 2 \ 1 \\ 3 \ 4 \ 5 \end{array} \left| \begin{array}{c} 5 \ 2 \ 4 \ 5 \\ 0 \ 1 \ 7 \ 6 \\ 7 \ 4 \ 5 \ 6 \\ 0 \ 3 \ 2 \ 1 \end{array} \right| \begin{array}{c} 0 \ 1 \ \mathbf{6} \ 7 \\ 2 \ 3 \ \mathbf{6} \ 5 \\ \mathbf{3} \ 0 \ 3 \ 2 \ 1 \\ \mathbf{3} \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \end{array} \left| \begin{array}{c} 6 \ 3 \ 4 \ 6 \\ 0 \ 2 \ 1 \ 7 \\ 4 \ 3 \ 2 \\ 5 \ 6 \ 7 \end{array} \right|. \quad (\text{F.4})$$

Puis pour $t = 9$ lors des tests **T5** et **T6**.

$$\begin{array}{l} \text{premier son} \\ \text{second son} \end{array} \begin{pmatrix} \mathbf{2} \ \mathbf{6} \\ \mathbf{4} \ \mathbf{7} \end{pmatrix} \begin{array}{c} 0 \ 8 \ 7 \ 6 \\ 1 \ 2 \ 3 \ 4 \\ 0 \ 2 \ 1 \ 8 \\ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \end{array} \left| \begin{array}{c} 5 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \\ 0 \ 1 \ 8 \ 7 \ 6 \\ 7 \ 4 \ \mathbf{8} \ 5 \ 6 \ 7 \\ 0 \ 3 \ \mathbf{8} \ 2 \ 1 \ 8 \end{array} \right| \begin{array}{c} 0 \ 1 \ 8 \ \mathbf{1} \ 7 \\ 2 \ 3 \ 4 \ \mathbf{1} \ 5 \\ 0 \ 3 \ 2 \ 1 \\ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \end{array} \left| \begin{array}{c} 6 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \\ 0 \ 2 \ 1 \ 8 \ 7 \\ 8 \ 4 \ 3 \ 2 \ 1 \\ 0 \ 5 \ 6 \ 7 \end{array} \right|. \quad (\text{F.5})$$

F.5 Quelques exemples de séries

Quelques exemples pour des nombres d'éléments couramment utilisés. Comme vu précédemment les séries de $t - 1$ termes (paires) se déduisent par suppression des paires contenant $t - 1$.

Soit $t = 5$

$$\begin{array}{l} \text{premier terme} \\ \text{second terme} \end{array} \quad \begin{array}{c} 0 \ 4 \ | \ 3 \ 2 \ 3 \ | \ 0 \ 1 \ | \ 4 \ 2 \ 1 \ | \\ 1 \ 2 \ | \ 0 \ 1 \ 4 \ | \ 2 \ 3 \ | \ 0 \ 3 \ 4 \ | \end{array} \cdot \quad (\text{F.6})$$

Soit $t = 7$

$$\begin{array}{l} \text{premier terme} \\ \text{second terme} \end{array} \quad \begin{array}{c} 0 \ 6 \ 5 \ | \ 4 \ 2 \ 3 \ 4 \ | \ 0 \ 1 \ 6 \ | \ 5 \ 3 \ 4 \ 5 \ | \ 0 \ 2 \ 1 \ | \ 0 \ 4 \ 5 \ 6 \ | \\ 1 \ 2 \ 3 \ | \ 0 \ 1 \ 6 \ 5 \ | \ 2 \ 3 \ 4 \ | \ 0 \ 2 \ 1 \ 6 \ | \ 3 \ 4 \ 5 \ | \ 6 \ 3 \ 2 \ 1 \ | \end{array} \cdot \quad (\text{F.7})$$

Soit $t = 9$

$$\begin{array}{l} \text{premier terme} \\ \text{second terme} \end{array} \quad \begin{array}{c} 0 \ 8 \ 7 \ 6 \ | \ 5 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ | \ 0 \ 1 \ 8 \ 7 \ | \ 6 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ | \ 0 \ 2 \ 1 \ 8 \ | \\ 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ | \ 0 \ 1 \ 8 \ 7 \ 6 \ | \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ | \ 0 \ 2 \ 1 \ 8 \ 7 \ | \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ | \\ 7 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ | \ 0 \ 3 \ 2 \ 1 \ | \ 8 \ 4 \ 3 \ 2 \ 1 \ | \\ 0 \ 3 \ 2 \ 1 \ 8 \ | \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ | \ 0 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ | \end{array} \cdot \quad (\text{F.8})$$

Annexe G

Modèle de vibrations d'un tube *in vacuo*. Méthode de Ritz

Le but de cette annexe est de préciser les notions nécessaires à la compréhension du problème inverse et d'explicitier les notations qui sont utilisées dans la thèse. Plusieurs conventions de notations existent dans la littérature, nous adopterons celle utilisée dans [Lei 93], [Lau 89] et [Flü 62].

G.1 Equation de mouvement. Opérateur de coque cylindrique

Considérons un tube de longueur L , d'épaisseur h , a le rayon de son feuillet moyen et $(0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ un repère global (cf. fig. G.1). Un repère local est utilisé pour décrire les déplacements du feuillet moyen. Les coordonnées de son origine M sont définies dans le repère cylindrique $(0, \vec{r}, \vec{\theta}, \vec{x}_0)$. Les déplacements du feuillet moyen dans le repère local $(M, \vec{x}, \vec{\theta}, \vec{z})$ sont notés u, v et w .

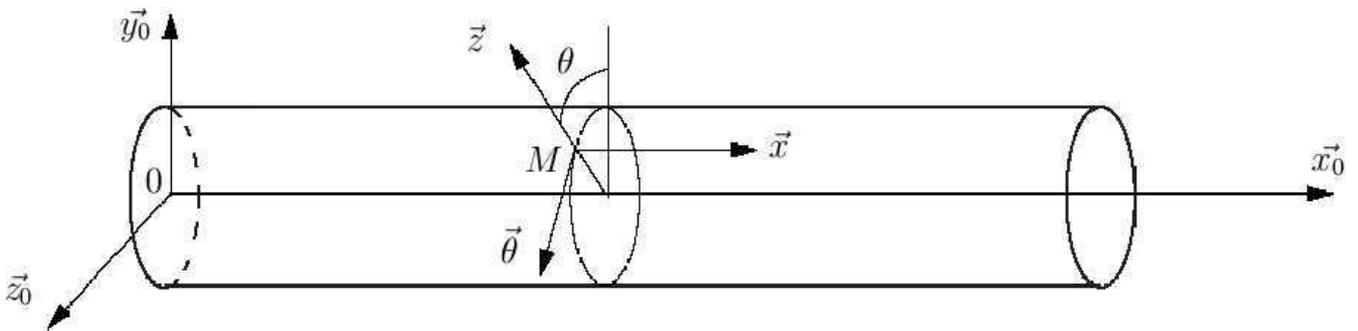


FIG. G.1 – Repères du cylindre $(0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, $(0, \vec{r} = a, \vec{\theta}, \vec{x}_0)$ et déplacement $(M, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$

L'équation de mouvement de la coque *in vacuo* est décrite par l'équation matricielle suivante :

$$D [L] \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} + \rho\omega^2 h \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (\text{G.1})$$

avec

$$D = \frac{Eh}{1 - \nu^2}, \quad (\text{G.2})$$

E le module d'Young du matériau de la coque, ν le coefficient de Poisson, h l'épaisseur de la coque, ρ la masse volumique du matériau de la coque, ω la pulsation la vibration.

L'opérateur différentiel $[L]$ est un opérateur de coques cylindriques. On propose d'utiliser celui développé par Donnell [Lei 93]. La formulation dans un repère cylindrique est :

$$[L] = \begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} & L_{13} \\ L_{21} & L_{22} & L_{23} \\ L_{31} & L_{32} & L_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} & \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x \partial \theta} & \frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{1+\nu}{2a} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x \partial \theta} & \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta^2} + \frac{1-\nu}{2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} & \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \\ -\frac{\nu}{a} \cdot \frac{\partial}{\partial x} & -\frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} & -\left(\frac{1}{a^2} + \beta \cdot \nabla\right) \end{bmatrix}, \quad (\text{G.3})$$

où, a est le rayon du feuillet moyen du tube,

$$\beta = \frac{h^2}{12} \quad (\text{G.4})$$

et

$$\nabla = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + \frac{2}{a^2} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{a^4} \frac{\partial^4}{\partial \theta^4}. \quad (\text{G.5})$$

G.2 Hypothèse de l'opérateur de coques cylindriques

Il s'agit d'un opérateur de coques cylindriques en élasticité isotrope, qui convient lorsque les quatre hypothèses suivantes dites de Love, ou encore Love-Kirchhoff sont validées :

- *petites déformations* : les déformations et les déplacements sont suffisamment petits pour que les amplitudes des termes supérieurs au second ordre soient négligeables (modèle linéaire),
- *linéarisation des déplacements suivant la normale au feuillet moyen (hypothèse de coques minces)* : l'épaisseur de la coque est petite face à celle des autres dimensions, la coque est donc supposée suffisamment mince pour négliger les puissances de $\frac{h}{a}$,
- *distorsion nulle sur la surface moyenne* : la distorsion dans tout plan contenant la normale \vec{n} est négligeable.
- *allongement transversal nul sur la surface moyenne (hypothèse dite de Kirchhoff)*

Nous sommes dans l'hypothèse de contraintes planes, il n'y a pas cisaillement dans l'épaisseur de la coque et la déformation normale $\epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = 0$. Les hypothèses de Love permettent de reconstruire le tenseur de déformations tridimensionnelles en connaissant les variations de courbures de la coque et les déformations de sa surface. Ces hypothèses peuvent éventuellement être remises en question pour construire des théories de coques plus complexes. Selon celles que l'on souhaite ou non modifier, Leissa [Lei 93] propose une synthèse des termes correctifs à apporter à l'opérateur de Donnell. Dans la théorie de Donnell et Mushtari, les résultantes de cisaillement transversal sont négligées dans l'expression des forces tangentielles et dans les équations d'équilibre des forces.

D'un point de vue dynamique, il faut aussi que le domaine fréquentiel soit suffisamment bas pour que les termes d'inertie rotationnelle soient négligeables.

Le banc de mesure devra donc respecter ces hypothèses pour être exploitable. Une particularité des coques est que les déplacements longitudinaux et transversaux sont couplés entre eux. Par exemple une excitation normale à la surface provoque des déplacements suivant toutes les directions.

G.3 Schéma modale de la coque sur appuis

Choisissons d'étudier les solutions analytiques dans la configuration de conditions aux limites appuis-appuis (annexe de [Lei 93]) :

$$\left\{ \begin{array}{ll} v = 0 & \text{condition cinématique} \\ w = 0 & \text{condition cinématique} \\ N_x = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = 0 & \text{effort longitudinal suivant } \vec{x} \text{ [Lei 93]} \\ M_y = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial v}{\partial y} + \nu \frac{\partial v}{\partial x} \right) = 0 & \text{moment fléchissant [Lei 93]} \end{array} \right. \quad (\text{G.6})$$

Les déplacements sont exprimés par séparation de variables dans une base de fonctions cinématiquement admissibles aux limites (Méthode de Ritz [Guy 02]) :

$$\left\{ \begin{array}{l} u \\ v \\ w \end{array} \right\} = F(t)G(\theta)L(x), \quad (\text{G.7})$$

avec :

- $F(t)$ une fonction harmonique,
- $G(\theta)$ une série de Fourier, car les déformations selon u , v et w sont périodiques de période 2π ,
- $L(x)$ une fonction vérifiant les conditions aux limites en $x = 0$ et $x = L$.

Les termes de $G(\theta)$ peuvent être regroupés en une partie symétrique et antisymétrique. Cette notion de symétrie se rapporte à la parité suivant θ de $G(\theta)$. Les séries de Fourier de la fonction $G(\theta)$ nécessitent cependant une légère réorganisation pour pouvoir grouper les modes suivant leur parité. Dans le cas des modes symétriques, il faut avoir $u(-\theta) = u(\theta)$ et $w(-\theta) = w(\theta)$ un développement en cosinus est donc choisi. Le cas de v est différent car pour être symétrique v doit respecter $v(-\theta) = -v(\theta)$. Il faut donc utiliser un développement en sinus. Dans la même logique les modes antisymétriques doivent vérifier $u(\theta) = -u(-\theta)$, $v(-\theta) = v(\theta)$, $w(-\theta) = -w(\theta)$ (cf. fig. G.2).



FIG. G.2 – Trièdre des repères locaux des déformées (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite).

Selon la notation traditionnelle, les déplacements du feuillet moyen peuvent s'exprimer de la manière suivante :

$$\begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \sum_{n \ m} \overbrace{\exp(-j\omega t)}^{F(t)} \left\{ \underbrace{\begin{pmatrix} (A_{nm} \cos n\theta + B_{nm} \sin n\theta) \\ (D_{nm} \sin n\theta + C_{nm} \cos n\theta) \\ (E_{nm} \cos n\theta + F_{nm} \sin n\theta) \end{pmatrix}}_{\text{symétrique} + \text{antisymétrique}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \cos \frac{m\pi}{L} x \\ \sin \frac{m\pi}{L} x \\ \sin \frac{m\pi}{L} x \end{pmatrix}}_{L(x)} \right\}, \quad (\text{G.8})$$

où n et m , sont respectivement les ordres circonférentiels et longitudinaux des déformées.

G.4 Modes propres non amortis

Considérons tout d'abord la partie antisymétrique des déformées et injectons-les dans l'équation de mouvement eq. G.1. Nous obtenons un système de trois équations à trois inconnues suivant (cf. eq. G.9) :

$$[M_{nm}] \begin{Bmatrix} B_{nm} \\ C_{nm} \\ F_{nm} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (\text{G.9})$$

La solution non triviale de ce système s'obtient si :

$$\det \left([M_{nm}] - \Omega_{nm}^2 [I] \right) = 0. \quad (\text{G.10})$$

Cette condition conduit à un polynôme du troisième degré en Ω^2 admettant trois racines positives ou nulles par couple (n, m) . Ces racines sont par la suite notées Ω_{nmj}^2 avec j variant de 1 à 3. Les Ω_{nmj} sont les pulsations propres adimensionnelles du système. Elles sont définies par la relation $\Omega = \frac{\omega}{\omega_r}$ où ω_r est la pulsation d'anneau, $\omega_r = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$. Parmi les trois solutions de l'équation G.9, les ordres de grandeurs entre les pulsations propres peuvent être très différents. D'un point de vue pratique, les contributions des pulsations élevées ne sont pas à négliger dans un modèle numérique car elles sont importantes pour la convergence des résultats. À chaque Ω_{nmj} est associé un vecteur propre $\{B_{nmj}, C_{nmj}, F_{nmj}\}$.

En procédant de la même manière avec la partie antisymétrique nous obtenons :

$$\begin{Bmatrix} B_{nmj} \\ -C_{nmj} \\ F_{nmj} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_{nmj} \\ D_{nmj} \\ E_{nmj} \end{Bmatrix}, \quad (\text{G.11})$$

ce qui permet de prendre par la suite une notation plus condensée couramment utilisée en littérature. De plus par commodité les vecteurs propres sont normés pour que $E_{nmj} = F_{nmj} = e_{nmj} = 1$. (sauf dans le cas particulier de $n = 0$, où les modes de torsion pure imposent une troisième composante nulle $E_{0mj} = F_{0mj} = 0$). La décomposition circonférentielle s'écrit alors :

$$\left\{ G(\theta)_{nmj}^\alpha \right\} = \begin{Bmatrix} u(\theta)_{nmj}^\alpha \\ v(\theta)_{nmj}^\alpha \\ w(\theta)_{nmj}^\alpha \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} B_{nmj} \sin(n\theta + \frac{\alpha\pi}{2}) \\ C_{nmj} \cos(n\theta + \frac{\alpha\pi}{2}) \\ e_{nmj} \sin(n\theta + \frac{\alpha\pi}{2}) \end{Bmatrix}, \quad (\text{G.12})$$

avec $\alpha = 1$ symétrique, $\alpha = 0$ antisymétrique, avec $E_{nmj} = F_{nmj} = e_{nmj}$ tel que $e_{nmj} = 1$ pour $n \neq 0$ et $e_{0mj} = 0$.

La figure G.3 illustre les modes symétriques et antisymétriques pour l'ordre $n = 1$ (cela correspond à une rotation des déformées de $\frac{\pi}{2}$).

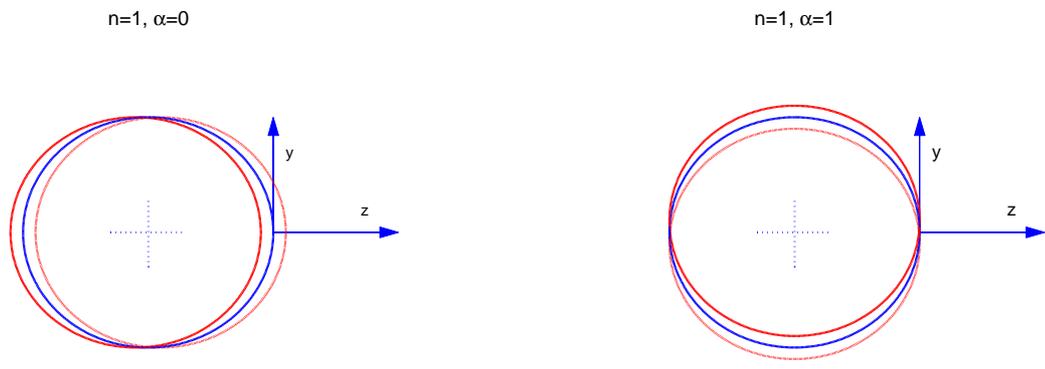


FIG. G.3 – Déformées radiale pour l'ordre $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

L'annexe H explicite quelques exemples de déformées de tube. Le cas du mode d'ordre circonférentiel $n = 0$ est particulier car la décomposition en partie symétrique et antisymétrique n'a pas de sens. La torsion est découplée du mouvement de flexion-traction pour le mode en $n = 0$. Il existe alors deux fréquences propres pour les mouvements couplés de flexion et de traction, et une fréquence distincte pour le mouvement de torsion.

G.5 Classification des modes de coques

En observant les valeurs B_{nmj} , C_{nmj} et e_{nmj} , il est possible de mettre en évidence trois comportements différents :

- si B_{nmj} et $C_{nmj} \ll e_{nmj}$: Mode de flexion prépondérant,
- si B_{nmj} et $e_{nmj} \ll C_{nmj}$: Mode de torsion prépondérant,
- si e_{nmj} et $C_{nmj} \ll B_{nmj}$: Mode de traction prépondérant.

Cette classification n'est pas toujours possible car certains modes (de bas ordres n , m) présentent des déplacements fortement couplés, avec des vecteurs propres dont au moins deux composantes ont des valeurs comparables. La figure G.4) présente la dispersion *in vacuo* des modes de coques, c'est à dire la fréquence du mode en fonction nombre d'onde mécanique de la coque cylindrique $k_{n,m} = \sqrt{(\frac{n}{a})^2 + (\frac{m\pi}{L})^2}$.

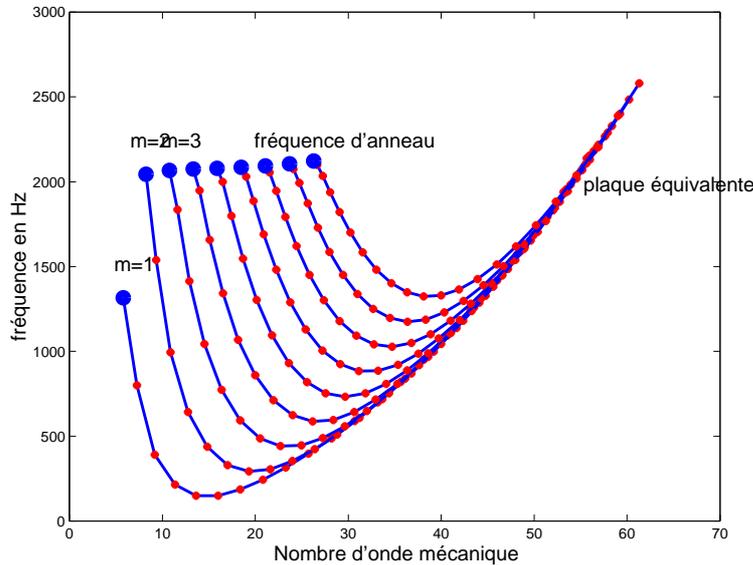


FIG. G.4 – Dispersion *in vacuo* : fréquence (Hz) en fonction du nombre d'onde mécanique de la coque cylindrique $k_{n,m} = \sqrt{(\frac{n}{a})^2 + (\frac{m\pi}{L})^2}$. Les courbes correspondent à différents modes longitudinaux, les étoiles aux différents modes circonférentiels

On constate une augmentation de la densité modale et une forte proportion de modes d'ordre circonférentiel 0, les modes d'anneau ("o" sur la figure). Cette zone correspond à la fréquence d'anneau du tube $f_r = \frac{1}{2\pi a} \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$.

Au dessus de la fréquence d'anneau, lorsque la longueur d'onde devient petite devant le rayon de courbure de la coque, les courbes de dispersion se rejoignent en une seule. La coque se comporte alors comme une plaque équivalente. Il s'agit pour cette figure d'un tube d'acier dont les caractéristiques mécaniques permettent bien de mettre en avant les comportements et tendances décrits ici. Il correspond à un de ceux étudiés par Laulagnet [Lau 89] : $E = 210^{11} \text{ N/m}^2$, $\nu = 0.35$, $a = 0.4 \text{ m}$, $L = 1.2 \text{ m}$ et $ep = 0.003 \text{ m}$. Pour les modes situés au-dessus de la fréquence d'anneau et les modes d'ordre circonférentiels supérieurs à 5, le déplacement radial w est en général prépondérant (modes de poutre). Alors que pour les modes de faible rang circonférentiel inférieur à 2, les déplacements radiaux, longitudinaux et tangentiels peuvent être comparables (modes de coque).

G.6 Réponse harmonique de la coque *in vacuo* à une excitation par force ponctuelle harmonique

Dans le cas d'une excitation harmonique de pulsation ω , l'équation de mouvement de la coque devient :

$$D [L] \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} + \rho\omega^2 h \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} F_u \\ F_v \\ F_w \end{Bmatrix}. \quad (\text{G.13})$$

En posant a_{nmj}^α , l'amplitude du mode défini par le quadruplet $n m j \alpha$, les déplacements peuvent se décomposer ainsi :

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{\alpha=0}^1 \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{j=0}^3 a_{nmj}^\alpha \begin{Bmatrix} B_{nmj} \sin(n\theta + \frac{\alpha\pi}{2}) \cdot \cos(\frac{m\pi}{L}x) \\ C_{nmj} \cos(n\theta + \frac{\alpha\pi}{2}) \cdot \sin(\frac{m\pi}{L}x) \\ e_{nmj} \sin(n\theta + \frac{\alpha\pi}{2}) \cdot \sin(\frac{m\pi}{L}x) \end{Bmatrix}. \quad (\text{G.14})$$

Le terme a_{nmj}^α est obtenu par la projection de l'équation de mouvement dans la base des modes de coque :

$$a_{nmj}^\alpha = \frac{F_{nmj}^\alpha}{m_{nmj} (\omega_{nmj}^2 (1 - j\eta) - \omega^2)}, \quad (\text{G.15})$$

avec

- η , l'amortissement structural (considéré comme indépendant de la fréquence),
- F_{nmj}^α , la force généralisée de la force d'excitation de pulsation ω ,
- m_{nmj} , la masse généralisée,
- ω_{nmj} , la pulsation propre du mode.

Annexe H

Déformées circonférentielles du tube

Pour expliciter les mouvements du tube, les déformées modales circonférentielles sont successivement présentées ici dans les trois directions. Par commodité de représentation, les amplitudes des déplacements sont amplifiées et sur chaque figure un seul mode dans une seule direction du repère local, est présenté. Dans la réalité et en particulier pour les grandes longueurs d'onde face au rayon de courbure, ces modes peuvent être fortement couplés.

H.1 Déformées radiales (selon \vec{z})

Un mode radial d'ordre $n = 0$ (cf. fig. H.1) est dit de **respiration** et ceux d'ordre $n = 2$ (cf. fig. H.3) d'**ovalisation**. Les modes radiaux d'ordre $n = 1$ (cf. fig. H.2) correspondent à des mouvements de flexion de poutre. Les figures suivantes représentent une coupe du tube dans le plan $\widehat{y0z}$ pour une abscisse donné. Le terme α correspond à la symétrie du mode (cf. eq. G.12). Le mode est symétrique pour $\alpha = 1$ et antisymétrique pour $\alpha = 0$.

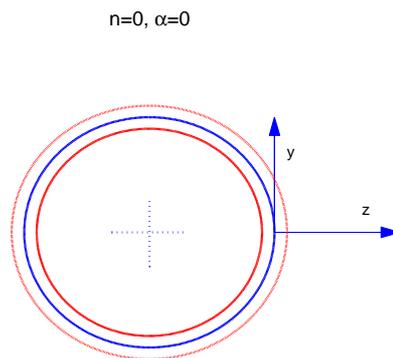


FIG. H.1 – Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=0$ (la notion de symétrie n'a pas de sens pour $n=0$)

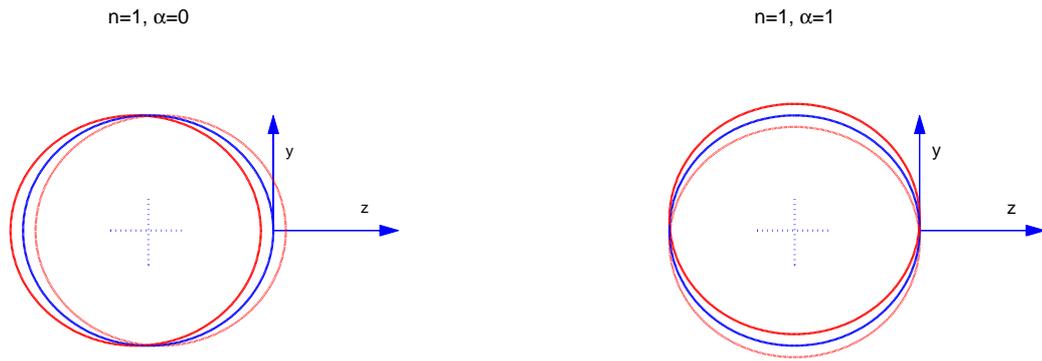


FIG. H.2 – Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

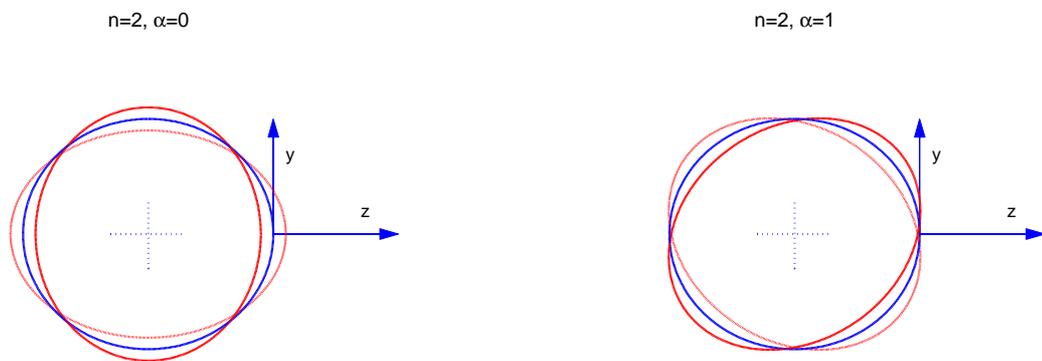


FIG. H.3 – Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=2$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

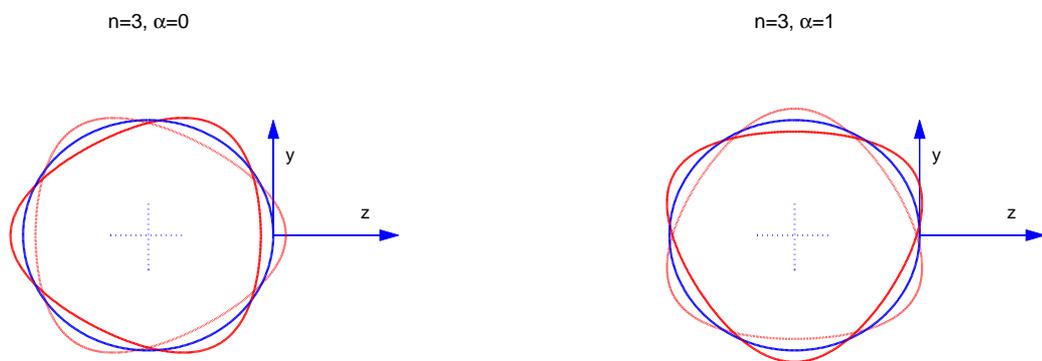


FIG. H.4 – Déformée radiale d'ordre circonférentiel $n=3$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

H.2 Déformées axiales (selon \vec{x})

Ils correspondent à des modes de traction-compression du tube. Les figures représentent une coupe du tube dans le plan $\widehat{y0z}$ pour un abscisse donné.

$n=0, \alpha=0$

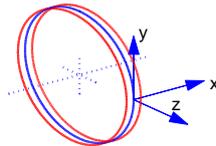
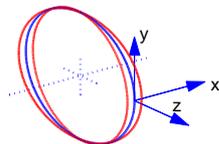


FIG. H.5 – Déformée axiale d'ordre circonférentiel $n=0$ (la notion de symétrie n 'a pas de sens pour $n=0$)

$n=1, \alpha=0$



$n=1, \alpha=1$

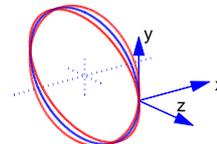
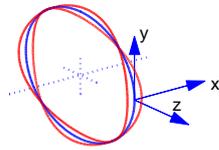


FIG. H.6 – Déformée axiale d'ordre circonférentiel $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

$n=2, \alpha=0$



$n=2, \alpha=1$

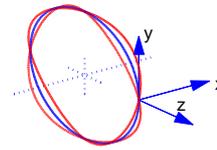


FIG. H.7 – Déformée axiale d'ordre circonférentiel $n=2$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

H.3 Déformées de torsions (selon \vec{y})

Pour faciliter la représentation du mouvement, des droites sont tracées entre les positions d'un même point (une couleur différente par point sur les figures). Les figures représentent une coupe du tube dans le plan $\widehat{y\vec{0}z}$ pour une abscisse donnée. Le troisième axe illustre les déplacements sur un cycle de vibrations.

$n=0, \alpha=0$

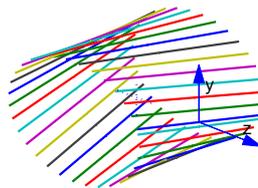


FIG. H.8 – Déformée de torsion d'ordre circonférentiel $n=0$ (la notion de symétrie n'a pas de sens pour $n=0$)

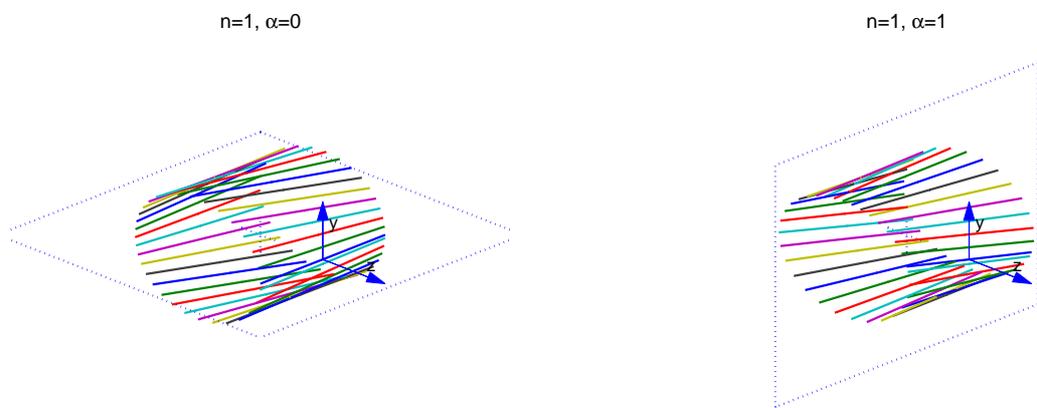


FIG. H.9 – Déformée de torsion d'ordre circonférentiel $n=1$ (mode symétrique à gauche, mode anti-symétrique à droite)

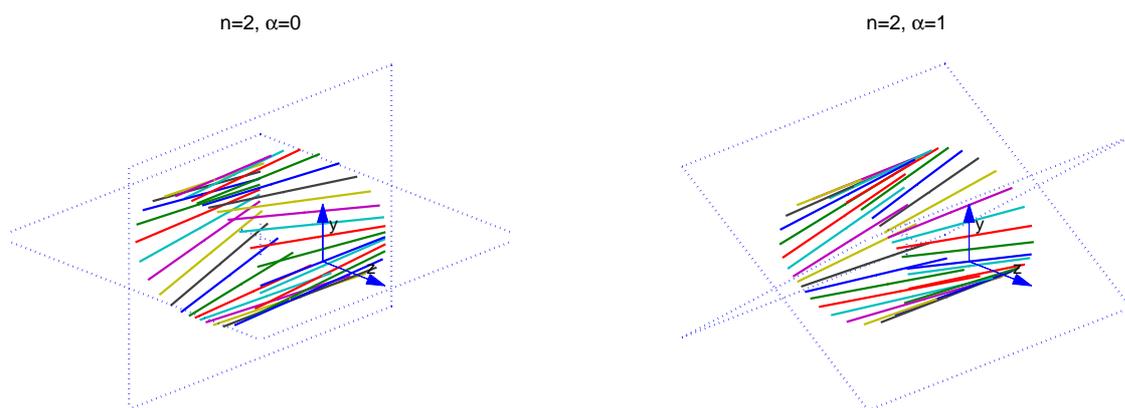


FIG. H.10 – Déformée de torsion d'ordre circonférentiel $n=2$ (mode symétrique à gauche, mode antisymétrique à droite)

Annexe I

Opérateur de coque discrétisé

L'opérateur de coque de l'équation de mouvement discrétisée $[Em]$ (Cf. eq. 5.49) est explicité dans la suite de cette annexe. Pour une discrétisation de m points sur l'axe \vec{x} , les sous-éléments $[Em,jk]$ de $[Em]$ sont des matrices $m \times m$. Les opérateurs de différences finies δ^n sont explicités en annexe J. :

$$[Em] = \begin{bmatrix} [Em11] & [Em12] & [Em13] \\ [Em21] & [Em22] & [Em23] \\ [Em31] & [Em32] & [Em33] \end{bmatrix}. \quad (\text{I.1})$$

Dans la suite la notation suivante est adoptée : $[\delta^n]$ matrice d'opérateur dérivée d'ordre n et de taille $m \times m$, obtenue par différences finies (Cf. annexe J), $[I]$ matrice identité de taille $m \times m$, a rayon du feuillet moyen de la coque, E module d'Young du matériau, ν coefficient de Poisson, h épaisseur de la coque, ρ masse volumique du matériau de la coque, ω pulsation de l'excitation harmonique et $D = \frac{Eh}{1-\nu^2}$.

$$[Em11] = D\left([\delta^2] - \frac{1-\nu}{2a^2} [I] + \frac{\rho\omega^2 h}{D} [I]\right), \quad (\text{I.2})$$

$$[Em12] = D\left(-\frac{1+\nu}{2a} [\delta]\right), \quad (\text{I.3})$$

$$[Em13] = D\left(\frac{\nu}{a} [\delta]\right), \quad (\text{I.4})$$

$$[Em21] = -[Em12], \quad (\text{I.5})$$

$$[Em22] = D\left(\frac{-1}{a^2} [I] + \frac{1-\nu}{2} [\delta^2]\right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} [I], \quad (\text{I.6})$$

$$[Em23] = D\frac{1}{a^2} [I], \quad (\text{I.7})$$

$$[Em31] = -[Em31], \quad (\text{I.8})$$

$$[Em32] = [Em23], \quad (\text{I.9})$$

$$[Em33] = -D\left(\frac{1}{a^2} [I] + \beta \cdot ([\delta^4] - \frac{2}{a^2} [\delta^2] + \frac{1}{a^4} [I])\right) + \frac{\rho\omega^2 h}{D} [I]. \quad (\text{I.10})$$

Annexe J

Différences finies

Des schémas aux différences finies sont utilisés dans la forme discrétisée de l'équation de mouvement de coque (Cf. § 5.5.2). Des schémas à l'ordre 1 sont utilisés pour le corps de la matrice. Il n'est pas possible de prendre des schémas centrés aux frontières du domaine car nous n'avons pas accès aux données qui y sont extérieures. On choisit alors des schémas décentrés. Cependant, leurs convergences sont moins bonnes, il faut donc les développer à des ordres supérieurs. L'annexe suivante explicite les schémas utilisés dans cette thèse.

J.1 Schémas aux différences finies centrées

Les schémas aux différences finies centrées sont basés ici sur les séries de Taylor [Pez 96][BGG 79]. La différence finie centrée sur le point i correspondant à l'approximation d'une dérivée d'ordre k est notée δ_c^k . L'indice i du point est sous-entendu dans toute cette annexe pour alléger la notation. On a donc :

$$\delta_c = \frac{1}{2\Delta}(-w_{i-1} + w_{i+1}), \quad (\text{J.1})$$

$$\delta_c^2 = \frac{1}{\Delta^2}(w_{i-1} - 2w_i + w_{i+1}), \quad (\text{J.2})$$

$$\delta_c^3 = \frac{1}{2\Delta^3}(-w_{i-2} + 2w_{i-1} - 2w_{i+1} + w_{i+2}), \quad (\text{J.3})$$

$$\delta_c^4 = \frac{1}{\Delta^4}(w_{i-2} - 4w_{i-1} + 6w_i - 4w_{i+1} + w_{i+2}). \quad (\text{J.4})$$

J.2 Schémas aux différences finies décentrées

Pour exprimer les dérivées aux limites du système, il est nécessaire d'utiliser des schémas décentrés à droite et à gauche (par la suite notés respectivement δ_d^k et δ_g^k). Le développement qui suit est un schéma décentré à droite, il utilise la série de Taylor :

$$w((i+1)\Delta) = \sum_{k=0}^{+\infty} \frac{\Delta^k}{k!} \left. \frac{\partial^k w}{\partial x^k} \right|_{x=i\Delta}. \quad (\text{J.5})$$

On pose le schéma de base, centré à droite de la dérivée première. En prenant la série de Taylor à l'ordre 1, nous avons :

$$\delta_d = \frac{w((i+1)\Delta) - w(i\Delta)}{\Delta} \quad (\text{J.6})$$

et pour $k > 1$, les schémas récurrents suivants :

$$\delta_d^k = \frac{\delta_{i+1 d.}^{k-1} - \delta_d^{k-1}}{\Delta}. \quad (\text{J.7})$$

L'application de cette formule de récurrence nous permet d'écrire :

$$\delta_d = \frac{1}{\Delta}(-w_i + w_{i+1}), \quad (\text{J.8})$$

$$\delta_d^2 = \frac{1}{\Delta^2}(w_i - 2w_{i+1} + w_{i+2}), \quad (\text{J.9})$$

$$\delta_d^3 = \frac{1}{\Delta^3}(-w_i + 3w_{i+1} - 3w_{i+2} + 3w_{i+3}), \quad (\text{J.10})$$

$$\delta_d^4 = \frac{1}{\Delta^4}(w_i - 4w_{i+1} + 6w_{i+2} - 4w_{i+3} + w_{i+4}). \quad (\text{J.11})$$

En reportant la série de Taylor eq. J.5 dans eq. J.6, δ_d s'exprime par :

$$\delta_d = \sum_{l_1=1}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \frac{\partial^{l_1} w}{\partial x^{l_1}} \Bigg|_{x=i\Delta}, \quad (\text{J.12})$$

δ_d est une combinaison linéaire de dérivées successives. En procédant avec la même logique, et en introduisant eq. J.12 dans J.7 on obtient :

$$\delta_d^2 = \sum_{(l_1, l_2) \in N^{2*}} \frac{\Delta^{l_2-1}}{l_2!} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \frac{\partial^{l_1+l_2} w}{\partial x^{l_1+l_2}} \Bigg|_{x=i\Delta}. \quad (\text{J.13})$$

A l'ordre k , on obtient, toujours pour $x = i\Delta$:

$$\delta_d^k = \sum_{(l_1, \dots, l_k) \in N^{k*}} \left[\prod_{j=1}^k \frac{\Delta^{l_j-1}}{l_j!} \right] \frac{\partial^{\sum_{\alpha=1}^k l_\alpha} w}{\partial x^{\sum_{\alpha=1}^k l_\alpha}}, \quad (\text{J.14})$$

de eq. J.12 il est possible de tirer la dérivée première :

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \delta_d - \sum_{l_1=2}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \frac{\partial^{l_1} w}{\partial x^{l_1}}. \quad (\text{J.15})$$

La k ième dérivée¹ se déduit de J.14 :

$$\frac{\partial^k w}{\partial x^k} = \delta_d^k - \sum_{(l_1, \dots, l_k) \in N^{k*} - (1, \dots, 1)} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \left[\prod_{j=1}^k \frac{\Delta^{l_j-1}}{l_j!} \right] \frac{\partial^{\sum_{\alpha=1}^k l_\alpha} w}{\partial x^{\sum_{\alpha=1}^k l_\alpha}}. \quad (\text{J.16})$$

Les termes suivant la somme constituent une correction du schéma décentré. Par itération il est possible de décrire les dérivées par combinaison linéaire de schémas décentrés, ainsi :

¹Note : il s'agit d'enlever de la somme uniquement le cas où tous les $l_j = 1$ pour tout $j = 1 \dots k$, des combinaisons comme 2, 1, 1... et 1, 2, 1... sont par exemple possibles.

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=i\Delta} &= \delta_d. - \sum_{l_1=2}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \frac{\partial^{l_1}}{\partial x^{l_1}}, \\ \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=i\Delta} &= \delta_d. - \frac{\Delta}{2} \left(\underbrace{\delta_d^2 - \sum_{l_2=2, l_3=2}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_2-1}}{l_2!} \frac{\Delta^{l_3-1}}{l_3!} \frac{\partial^{l_1}}{\partial x^{l_1}}}_{\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}} \right) - \sum_{l_1=3}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \frac{\partial^{l_1}}{\partial x^{l_1}}, \end{aligned} \quad (\text{J.17})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=i\Delta} &= \delta_d. - \frac{\Delta}{2} \left(\delta_d^2 - \frac{\Delta^0}{1} \frac{\Delta^1}{2} \frac{\partial^3}{\partial x^3} - \frac{\Delta^1}{2} \frac{\Delta^0}{1} \frac{\partial^3}{\partial x^3} - \sum_{l_2=3, l_3=3}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_2-1}}{l_2!} \frac{\Delta^{l_3-1}}{l_3!} \frac{\partial^{l_1}}{\partial x^{l_1}} \right) - \frac{\Delta^2}{6} \frac{\partial^3}{\partial x^3} - \sum_{l_1=4}^{+\infty} \frac{\Delta^{l_1-1}}{l_1!} \frac{\partial^{l_1}}{\partial x^{l_1}}, \\ &\dots \end{aligned}$$

On obtient donc :

$$\frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_d. - \frac{\Delta}{2} \delta_d^2 + \frac{\Delta^2}{3} \delta_d^3 - \frac{\Delta^3}{24} \delta_d^4 + \dots \quad (\text{J.18})$$

En procédant de la même façon on obtient :

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_d^2 - \Delta \delta_d^3 + \frac{11\Delta^2}{12} \delta_d^4 - \frac{\Delta^3}{4} \delta_d^5 + \dots \quad (\text{J.19})$$

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_d^3 + \frac{3\Delta}{2} \delta_d^4 + \frac{21\Delta^2}{12} \delta_d^5 - \frac{4\Delta^3}{3} \delta_d^6 + \dots \quad (\text{J.20})$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_d^4 - 2\Delta \delta_d^5 + \frac{17\Delta^2}{6} \delta_d^6 + 4\Delta^3 \delta_d^7 + \dots \quad (\text{J.21})$$

avec

$$\delta_d^5 = \frac{1}{\Delta^5} (-w_i + 5w_{i+1} - 10w_{i+2} + 10w_{i+3} - 5w_{i+4} + w_{i+5}), \quad (\text{J.22})$$

$$\delta_d^6 = \frac{1}{\Delta^6} (w_i - 6w_{i+1} + 15w_{i+2} - 20w_{i+3} + 15w_{i+4} - 6w_{i+5} + w_{i+6}), \quad (\text{J.23})$$

$$\delta_d^7 = \frac{1}{\Delta^7} (-w_i + 7w_{i+1} - 21w_{i+2} + 35w_{i+3} - 35w_{i+4} + 21w_{i+5} - 7w_{i+6} + w_{i+7}). \quad (\text{J.24})$$

Les schémas aux différences finies décentrées à gauche s'obtiennent en remplaçant Δ par $-\Delta$ dans l'eq. J.5, ils deviennent donc :

$$\frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_g. + \frac{\Delta}{2} \delta_g^2 + \frac{\Delta^2}{3} \delta_g^3 + \frac{\Delta^3}{24} \delta_g^4 + \dots \quad (\text{J.25})$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_g^2 + \Delta \delta_g^3 + \frac{11\Delta^2}{12} \delta_g^4 + \frac{\Delta^3}{4} \delta_g^5 + \dots \quad (\text{J.26})$$

$$\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_g^3 - \frac{3\Delta}{2} \delta_g^4 + \frac{21\Delta^2}{12} \delta_g^5 + \frac{4\Delta^3}{3} \delta_g^6 + \dots \quad (\text{J.27})$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \Big|_{x=i\Delta} = \delta_g^4 + 2\Delta \delta_g^5 + \frac{17\Delta^2}{6} \delta_g^6 - 4\Delta^3 \delta_g^7 + \dots \quad (\text{J.28})$$

avec

$$\delta_g = \frac{1}{\Delta}(-w_{i-1} + w_i), \quad (\text{J.29})$$

$$\delta_g^2 = \frac{1}{\Delta^2}(w_{i-2} - 2w_{i-1} + w_i), \quad (\text{J.30})$$

$$\delta_g^3 = \frac{1}{\Delta^3}(-w_{i-3} + 3w_{i-2} - 3w_{i-1} + w_i), \quad (\text{J.31})$$

$$\delta_g^4 = \frac{1}{\Delta^4}(w_{i-4} - 4w_{i-3} + 6w_{i-2} - 4w_{i-1} + w_i), \quad (\text{J.32})$$

$$\delta_g^5 = \frac{1}{\Delta^5}(-w_{i-5} + 5w_{i-4} - 10w_{i-3} + 10w_{i-2} - 5w_{i-1} + w_i), \quad (\text{J.33})$$

$$\delta_g^6 = \frac{1}{\Delta^6}(w_{i-6} - 6w_{i-5} + 15w_{i-4} - 20w_{i-3} + 15w_{i-2} - 6w_{i-1} + w_i), \quad (\text{J.34})$$

$$\delta_g^7 = \frac{1}{\Delta^7}(-w_{i-7} + 7w_{i-6} - 21w_{i-5} + 35w_{i-4} - 35w_{i-3} + 21w_{i-2} - 7w_{i-1} + w_i). \quad (\text{J.35})$$

J.3 Matrice utilisée dans la suite du problème

Pour une discrétisation longitudinale de m points, les opérateurs dérivés utilisés dans l'équation 5.49 sont des matrices $m \times m$. Le corps de la matrice est constitué de schémas centrés à l'ordre 1. Des schémas décentrés sont utilisés pour les premiers et derniers points (schémas à droite et à gauche). La convergence de ceux-ci est moins bonne que celle des schémas centrés. Des termes correctifs (Cf. § J.2) sont ajoutés aux frontières du domaine. Ainsi, on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \Rightarrow [\delta] = \frac{1}{2\Delta} & \underbrace{\begin{bmatrix} -2 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ \vdots & & & & \ddots & \vdots \\ & & & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ \dots & & & 0 & 0 & 0 & 0 & -2 & 2 \end{bmatrix}}_{m \times m} & - \frac{\Delta}{2} \frac{1}{\Delta^2} \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \vdots & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & -1 & 2 & -1 \end{bmatrix}}_{m \times m}, \\ & + \frac{\Delta^2}{3} \frac{1}{\Delta^3} \underbrace{\begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \vdots & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & -1 & 3 & -3 & 1 \end{bmatrix}}_{m \times m} & - \frac{\Delta^3}{24} \frac{1}{\Delta^4} \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ \vdots & & & & \vdots & \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & -1 & 4 & -6 & 4 & -1 \end{bmatrix}}_{m \times m}, \end{aligned} \quad (\text{J.36})$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2}{\partial x^2} \Rightarrow [\delta^2] &= \frac{1}{\Delta^2} \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 & 0 & 0 & \dots \\ 1 & -2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -2 & 1 \\ \vdots & & & \ddots & & \vdots \\ & & & & 1 & -2 & 1 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 1 & -2 & 1 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 1 & -2 & 1 \\ \dots & & & 0 & 0 & 1 & -2 & 1 \end{bmatrix}}_{m \times m} - \Delta \frac{1}{\Delta^3} \underbrace{\begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & -3 & 3 & -1 \end{bmatrix}}_{m \times m} \\
+ \frac{11\Delta^2}{12} \frac{1}{\Delta^4} &\underbrace{\begin{bmatrix} 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \end{bmatrix}}_{m \times m} - \frac{\Delta^3}{4} \frac{1}{\Delta^5} \underbrace{\begin{bmatrix} -1 & 5 & -10 & 10 & -5 & 1 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & 1 & -5 & 10 & -10 & 5 & -1 \end{bmatrix}}_{m \times m}
\end{aligned} \tag{J.37}$$

et

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^4}{\partial x^4} \Rightarrow [\delta^4] &= \frac{1}{\Delta^4} \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & 0 & \dots \\ 0 & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \\ 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \\ \vdots & & & \ddots & & \vdots \\ & & & & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & 0 \\ & & & & 0 & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \\ & & & & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & 0 \\ \dots & & & 0 & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \end{bmatrix}}_{m \times m} - 2\Delta \frac{1}{\Delta^5} \underbrace{\begin{bmatrix} -1 & 5 & -10 & 10 & -5 & 1 & 0 & \dots \\ 0 & -1 & 5 & -10 & 10 & -5 & 1 \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ & & 1 & -5 & 10 & -10 & 5 & -1 & 0 \\ \dots & 0 & 1 & -5 & 10 & -10 & 5 & -1 \end{bmatrix}}_{m \times m} \\
+ \frac{17\Delta^2}{6} \frac{1}{\Delta^6} &\underbrace{\begin{bmatrix} 1 & -6 & 15 & -20 & 15 & -6 & 1 & 0 & \dots \\ 0 & 1 & -6 & 15 & -20 & 15 & -6 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & -6 & 15 & -20 & 15 & -6 & 1 & 0 \\ \dots & 0 & 1 & -6 & 15 & -20 & 15 & -6 & 1 \end{bmatrix}}_{m \times m} + 4\Delta^3 \frac{1}{\Delta^7} \underbrace{\begin{bmatrix} -1 & 7 & -21 & 35 & -35 & 21 & -7 & 1 & 0 & \dots \\ 0 & -1 & 7 & -21 & 35 & -35 & 21 & -7 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & & & \vdots \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & -7 & 21 & -35 & 35 & -21 & 7 & -1 & 0 \\ \dots & 0 & 1 & -7 & 21 & -35 & 35 & -21 & 7 & -1 \end{bmatrix}}_{m \times m}
\end{aligned} \tag{J.38}$$

Annexe K

Mesures des caractéristiques mécaniques du matériau

K.1 Mesure de la masse volumique

Un tube de PVC (cf. fig. K.1) a été mesuré et pesé. La masse volumique en est déduite :



FIG. K.1 – Tube de PVC dans lequel sera découpée l'éprouvette

$$\rho = \frac{\text{masse}}{\text{volume}} = 1155 \text{ kg/m}^3. \quad (\text{K.1})$$

K.2 Mesure du module d'Young complexe

Une éprouvette de PVC (cf. fig. K.2) est découpée dans le tube. Elle est assimilable à une poutre car la longueur est d'un ordre de grandeur supérieur à sa largeur et son épaisseur.



FIG. K.2 – Éprouvette de PVC

Deux pastilles métalliques y sont collées. Elles permettent d'exciter la poutre avec un électro-aimant et de mesurer l'amplitude vibratoire avec un autre. Ainsi, l'excitation et la mesure sont sans contact, elles ne modifient pas les propriétés de la structure par ajout de masse. Elle est ensuite placée sur banc Oberst (cf. fig. K.3) en conditions aux limites encastrée-encastrée.

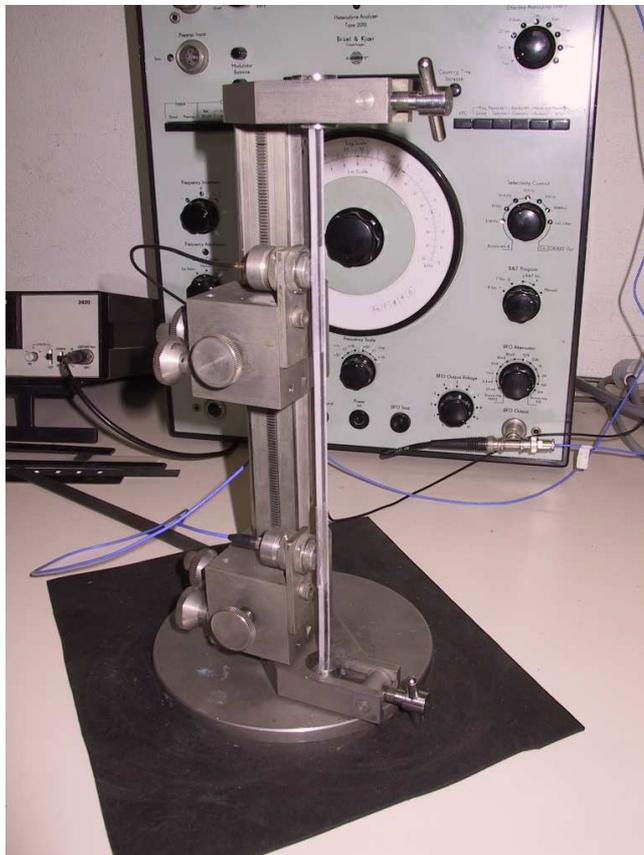


FIG. K.3 – Mesure du module d'Young complexe sur banc Oberst

Pour obtenir une bonne précision, les mesures ont été réalisées en différents régimes harmoniques. Le module d'Young réel est déduit des fréquences propres de l'éprouvette qui correspondent aux résonances de l'éprouvette, suivant la relation :

$$E_{mesuré} = \frac{S\rho}{I} \left(\frac{2\pi f_{mesurée}}{(k_n L)^2} \right)^2, \quad (K.2)$$

avec ρ masse volumique, S section de la poutre ($S = ep.l$), I inertie de flexion ($I = \frac{lep^3}{12}$), où L est la longueur de l'éprouvette, ep son épaisseur, l sa largeur. Dans le cas de conditions aux limite d'encastrée-encastrée, on a $(k_1 L)^2 = 22.4$, $(k_2 L)^2 = 61.7$ $(k_3 L)^2 = 121$ puis $(k_n L)^2$ est définie sous forme asymptotique par $(k_n L)^2 = \left(\frac{2n+1}{2} \pi \right)^2$ (p213 [Guy 02]). L'amortissement modal est ensuite estimé par la méthode dite de la « bande passante ». La bande passante à Δf_{-3dB} est mesurée autour de chaque résonance :

$$\epsilon = \frac{\Delta f_{-3dB}}{2.f}, \quad (K.3)$$

$$2\epsilon = \arctan(\eta). \quad (K.4)$$

La mesure du module d'Young nous donne des caractéristiques du matériau légèrement plus raides que ce que l'on peut trouver dans la littérature ($E=2.45e+9N/m^2$) [Che 93], les résultats sont présentés sur le tableau K.1.

mode $n =$	1	2	3	4
fréquence mesurée (Hz)	67	227	464	718
$E (N/m^2)$	2.60	3.86	4.20	3.68
rapport $\frac{f_2}{f_1}$		3.38 (en théorie 2.78)	2.05 (en théorie 1.96)	1.55 (en théorie 1.65)
ϵ	0.037	0.026	0.022	0.024
η	0.08	0.05	0.04	0.05

TAB. K.1 – Module d'Young mesuré et amortissement

Le matériau présente un comportement typique des plastiques, car comme le met en évidence la figure K.4, E est fonction de la fréquence.

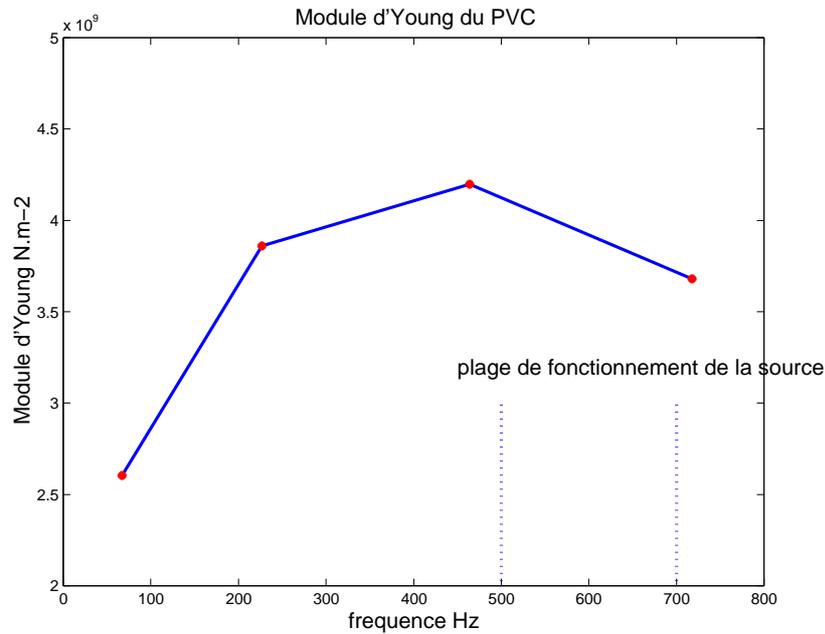


FIG. K.4 – Module d'Young sur les modes propres de l'éprouvette

Pour une application numérique où la fréquence de la source vibratoire peut varier de 500 à 700 Hz, les valeurs suivantes sont retenues : $E = 4.10^9 N/m^2$ et $\eta = 5\%$.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : **BROCARD**

DATE de SOUTENANCE : 28/09/07

(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

Prénoms : **Jérémie**

TITRE : **Bruit d'aspirateur : perception et caractérisation de l'effort du moto-ventilateur**

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2007-ISAL-0059

Ecole doctorale : MEGA

Spécialité : ACOUSTIQUE

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis

CLASSE :

RESUME : Ce document rapporte une étude qui s'inscrit dans une démarche visant à diminuer les nuisances sonores produites par l'aspirateur électroménager. La première partie est une étude perceptive du son de neuf aspirateurs commercialisés. Des enregistrements binauraux ont été proposés à une population d'auditeurs constituée suivant des critères commerciaux définis par le constructeur. Lors d'une comparaison par paires chaque auditeur jugeait de l'agrément et de l'impression d'efficacité ressentie. Les résultats obtenus mettent en avant la difficulté de juger par l'écoute de cette dernière et permettent de définir les points sur lequel l'industriel doit travailler pour améliorer l'agrément du produit. Une deuxième étape applique la méthode des plans d'expériences aux tests d'écoutes perceptives. Un enregistrement binaural a été réalisé sur un aspirateur prototype du constructeur. Le son de celui-ci a été modifié selon trois paramètres identifiés comme important dans l'agrément. Ces modifications suivent une table de plan d'expérience fractionnaire. Les réponses d'agrément des auditeurs ont permis de quantifier les contributions relatives de ces différents paramètres. La seconde partie de la thèse concerne la mise au point d'un banc d'essai pour la comparaison et la caractérisation de moteurs d'aspirateur qui constituent une source solide importante à travers une liaison linéique à la structure. En règle générale, pour faire une caractérisation complète d'une source vibratoire, il faut connaître, en chaque point de couplage, une quantité passive de la source (une mobilité découplée du moteur par exemple) et une quantité active qui peut être l'effort appliqué sur une structure de réception de mobilité connue. Dans le contexte des moteurs d'aspirateur, la géométrie et les matériaux de la source ne permettent pas de réaliser des mesures directes. Il est alors proposé de développer une identification indirecte des efforts sur une structure réceptrice connue analytiquement et de donner une approche permettant d'identifier à posteriori le comportement du moteur dans son montage final. La structure réceptrice étudiée est une coque cylindrique modélisée par un opérateur différentiel de Donnell. Celui-ci est alors réduit en fonction de la nature de l'excitation. Par exemple, dans le cas d'un effort radial tournant, cet opérateur se projette naturellement sur l'ordre circonferentiel 1 qui simplifie grandement l'étude puisque le problème devient mono-dimensionnel. Ensuite, l'équation du mouvement est discrétisée par des schémas aux différences finies qui conduisent à la possibilité d'identifier la force tournante appliquée à partir des déplacements vibratoires uniquement radiaux. Après avoir formulé ces différentes étapes, des simulations numériques ont été réalisées pour étudier, notamment, les effets d'instabilités induits par ce type de problème inverse. Comme pour la plupart des problèmes « mal posés », une régularisation a été développée, elle est basée sur un filtrage en nombre d'onde et les réglages des paramètres de régularisation ont été ajustés pour garder une précision suffisante dans la quantification des efforts tout en limitant l'instabilité lorsque les données (déplacements vibratoires) sont entachées d'incertitudes de mesure. Enfin, des expérimentations ont été menées, elles ont permis de mettre en avant des difficultés de réalisation du banc et de définir comment les données mesurées doivent être traitées. Accompagnées de mesures de vitesses vibratoires libres d'un moteur, une identification complète de la source à son régime de rotation a été réalisée.

MOTS-CLES : Vibration - Acoustique perceptive - Caractérisation de source vibratoire - Coque cylindrique- Identification de force - Aspirateur

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Vibrations Acoustique (LVA)

Directeur de thèse: Etienne Parizet

Président de jury : Jean-Claude Pascal

Composition du jury : Jean-Claude Pascal, Andy Moorhouse, Robert Meyrignac, Charles Pezerat, Etienne Parizet.