

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE
DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE
D'UN TUBE DE GÉNÉRATEUR DE VAPEUR
EN INTERACTION AVEC UNE BARRE PLATE

ISABELLE NOWLAN
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
DÉCEMBRE 2008



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-48933-8

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-48933-8

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE
DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE
D'UN TUBE DE GÉNÉRATEUR DE VAPEUR
EN INTERACTION AVEC UNE BARRE PLATE

Présenté par : NOWLAN Isabelle

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées
a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. THERRIAULT Daniel, Ph.D., président

Mme. ROSS Annie, Ph.D., membre et directrice de recherche

M. PETTIGREW Michel, M.Sc., membre et codirecteur de recherche

M. IDVORIAN Nick, M. Eng., membre

DÉDICACE

À mes parents, Jean Nowlan et feu Madeleine Côté Nowlan, pour les valeurs qu'ils m'ont transmises.

« Quoi que tu rêves d'entreprendre, commence-le. L'audace a du génie, du pouvoir, de la magie. » Johann Wolfgang von Goethe

REMERCIEMENTS

J'adresse mes remerciements à ma directrice Annie Ross du département de mécanique appliqué de l'École Polytechnique de Montréal pour sa supervision, son aide et ses suggestions. Sa méticulosité et son énergie ont été une source d'inspiration et de motivation tout au long de ma maîtrise. Sa disponibilité a été plus grande que j'aurai pu l'espérer.

Je remercie également Michel J. Pettigrew, mon co-directeur, pour son expérience, ces suggestions et ces judicieuses questions.

Je remercie la Chaire industrielle CRSNG/ EACL/ BWC en interaction fluide-structure pour les ressources matérielles qui ont permis de réaliser ce projet de recherche. J'apprécie également l'intérêt donné à mon projet par les membres du laboratoire de Chalk River d'Énergie Atomique Canada Limitée ainsi que le personnel de Babcock & Wilcox Canada.

Le support et les conseils de Thierry Lafrance lors de la conception du banc d'essais ont été essentiels à sa réalisation. Bénédict Besner a aussi été d'une aide évidente lors de l'instrumentation. Ils m'ont soutenu tout le long des essais. Je remercie pareillement H.S. Kang pour la modélisation d'un élément clef du banc d'essais.

D'un côté plus personnel, je tiens à remercier tous mes collègues de laboratoire qui ont chacun contribué à l'ambiance d'entraide au bureau. Une entraide à tous les niveaux que je veux souligner.

RÉSUMÉ

L'usure par frottement de tubes de générateur de vapeur demeure un problème important dans l'industrie, entre autres, dans les centrales nucléaires. Les tubes en U sont supportés par des barres plates afin de limiter leur déplacement dans le plan et hors plan afin de réduire l'usure. Le jeu entre le tube et la barre plate est déterminé afin d'être minimal mais l'accumulation des tolérances lors de la fabrication et de l'assemblage des tubes peut engendrer des jeux plus grands que prévu. Les vibrations des tubes en U de générateurs de vapeur sont engendrées par l'écoulement d'un fluide diphasique transverse. Les tubes qui ne sont pas supportés efficacement glissent contre les supports ou les frappent, et s'usent prématurément. Il est donc important de bien comprendre ce phénomène et de déterminer les configurations optimales qui permettront aux générateurs de vapeur d'atteindre leur durée de vie de conception, soit de 30 à 60 ans.

La problématique est étudiée expérimentalement. Pour ce faire, un banc d'essais a été conçu, construit et instrumenté. Le banc d'essais est une représentation simplifiée d'un tube en U de générateur de vapeur supporté par des barres plates. Il est constitué d'un tube droit de deux travées, simplement supporté aux extrémités et avec une barre plate au centre du tube. Des électroaimants sont utilisés pour simuler les vibrations induites par un écoulement diphasique transverse. Les paramètres contrôlés sont l'amplitude, la fréquence et l'angle des forces d'excitation, ainsi que le jeu ou la pré-charge et l'angle entre le tube et la barre plate.

L'objectif de ce mémoire est 1) de décrire le comportement vibratoire d'un tube droit de deux travées simplement supporté avec une barre plate comme support supplémentaire au milieu et 2) de déterminer expérimentalement l'efficacité de la barre plate, c'est-à-dire les pré-charges ou jeux nécessaires entre les barres plates et le tube afin de limiter la puissance d'usure.

L'instrumentation du banc d'essais inclut des capteurs de force, des capteurs de déplacement et des accéléromètres. Un traitement des signaux a été développé afin de ne retenir que les informations pertinentes parmi les données recueillies, c'est-à-dire éliminer les sources de bruit et établir des seuils de détection pour certains capteurs.

Des excitations de type sinusoïdal, aléatoire à bande étroite et aléatoire à large bande ont été appliquées au tube à l'aide d'électroaimants. Les forces d'excitation aléatoires à bande étroite sont appliquées autour des quatre premiers modes. Finalement une excitation aléatoire à bande large est appliquée. Les excitations aléatoires représentent de façon plus réaliste les vibrations induites par un écoulement transverse diphasique.

Le comportement dynamique du tube a été décrit à l'aide des spectres croisés d'accélération et des figures de Lissajous du déplacement. Un comportement distinct entre les modes pairs et impairs est observé. Les modes impairs, qui ont un ventre au niveau de la barre plate, ont une plus grande amplitude de déplacement avec un jeu de 0,000 mm qu'avec un jeu positif. À l'opposé, les modes pairs, qui ont un nœud au niveau de la barre plate, ont un déplacement plus grand pour un jeu positif qu'à un jeu de 0,000 mm.

À l'aide des signaux temporels de force et de déplacement, la puissance d'usure a pu être mesurée. L'évolution de la puissance d'usure en fonction du jeu a été analysée pour tous les types d'excitation et toutes les configurations présentées. Malgré le comportement dynamique distinct des modes pairs et impairs, l'évolution de la puissance d'usure est semblable dans tous les cas. La puissance d'usure est faible pour des pré-charges élevées ($> 0,109$ N), augmente autour du jeu de 0,000 mm et diminue pour les jeux positifs plus grands. La rotation étudiée ($0^{\circ}15'$) ne semble pas avoir d'effet majeur sur l'évolution de la puissance d'usure.

Des essais préliminaires avec deux barres plates révèlent un comportement complètement différent qu'avec une barre plate. En général, au jeu de 0,000 mm, la

puissance d'usure est minimale alors que c'est le contraire pour les essais avec une seule barre plate.

Ce mémoire a permis d'identifier la capacité d'une barre plate à limiter la puissance d'usure. Un banc d'essais a été construit et permet la continuation des essais pour d'autres configurations. De plus, des recommandations sont énumérées pour améliorer la précision des manipulations et des lectures. Malgré l'implantation de ces recommandations, une étude statistique du comportement du tube en interaction avec la barre plate est encore nécessaire.

ABSTRACT

Fretting-wear is still a problem for steam generator U-tubes. These U-tubes are supported by flat bars called anti-vibration bars (AVB) in the plane of the U-bend. Clearances between the tubes and the bars are designed to be minimal, but cumulative tolerances and manufacturing variations may lead to clearances larger than expected. The tubes in steam generators are subjected to flow-induced vibration excitation mechanisms. U-tubes are specifically subjected to two-phase cross-flow. Large clearances may result in ineffective support leading to in-plane and out-of-plane motion causing premature fretting-wear. It is important to understand these mechanisms in order to prevent fretting-wear and obtain conditions to reach the design life span of a steam generator, which is between 30 and 60 years.

The problematic is investigated experimentally. The experimental set-up consists of a simply supported two-span straight tube with an anti-vibration bar at mid-span. Flow-induced vibration excitation forces are simulated by electromagnetic shakers. The test rig is instrumented with force sensors, optical lasers and accelerometers. The following parameters are controlled: amplitude and angle of the excitation force, clearance and tilt between the tube and the bar, and the preload of the bar on the tube.

The present work aims 1) to characterize the dynamic behavior of a tube with simple supports at both ends and an anti-vibration bar at mid-span, and 2) to determine the influence of clearance, alignment, preload and orientation of the support on the dynamics of the tube.

Signal processing is carried out to retrieve the useful information from the measured data. The noise is then discarded by placing a detection threshold on the sensors.

First, a sinusoidal force is used to excite the tube. Narrow band random noise around each of the first four modes of the simply supported tube is also used for the

excitation force. Finally, a white noise covering the range from 3 to 400 Hz is used to compare results with narrow band random noise. The random noise excitation mechanisms are more representative of flow-induced vibration.

The dynamic behavior is analyzed through acceleration cross-spectra and Lissajous displacement curves. The in-plane displacement of the tube is measured at the support. Two distinct dynamic behaviors have been observed for odd and even modes. Odd modes, with an anti-node at the anti-vibration bar, have larger displacements with zero clearance than with positive clearances, and the opposite is true for even modes.

With the displacement and contact force vectors, and using a friction coefficient, the dynamic interaction between the tube and the anti-vibration bar is measured directly at the bar and given in terms of a shear work-rate. Although the displacement and impact force behavior is different for the odd and even modes, the trend of fretting-wear work-rate as a function of clearance is comparable. The fretting-wear work-rate is very low with large preloads ($> 0,109$ N), reaches a maximum around a clearance of 0,000 mm and becomes very small again for larger clearances. The small difference in the orientation of the anti-vibration bar in our experiments does not seem too change the dynamic behavior of the tube significantly.

Preliminary results with two anti-vibration bars revealed a completely different dynamic behavior than with a single anti-vibration bar. With two flat bars, the work rate is minimal at a clearance of 0,000 mm; the opposite is true for a single flat bar.

This thesis revealed how an anti-vibration bar can limit the work-rate. An experimental set-up was build which could be used to continue of the tests for different configurations. Recommendations are also listed to improve the precision of the manipulations and of the results. A statistical approach is still needed to investigate the dynamic behavior of a tube in interaction with a flat bar.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	iv
REMERCIEMENTS	v
RÉSUMÉ.....	vi
ABSTRACT	ix
TABLE DES MATIÈRES	xi
LISTE DES FIGURES.....	xiv
LISTE DES TABLEAUX.....	xviii
LISTE DES ANNEXES.....	xx
LISTE DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS.....	xxi
AVANT-PROPOS	xxiv
CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION.....	1
REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	5
2.1 Mode propre d'une poutre de Bernoulli-Euler.....	5
2.1.1 Poutre simplement supportée	6
2.1.2 Poutre encastrée.....	7
2.1.3 Poutre contrainte par des ressorts.....	8
2.2 Usure par frottement.....	10
2.3 Écoulement diphasique transverse	14
2.4 Modèle dynamique d'un tube supporté par des barres plates	18
PROCÉDURES EXPÉRIMENTALES.....	24
3.1 Conception du banc d'essais	24
3.1.1 Assemblage	25
3.1.2 Instrumentation et étalonnage	31
3.1.2.1 Électroaimant et pot vibrant	31
3.1.2.2 Accéléromètres et capteurs de déplacement laser	32

3.1.2.3	Capteurs de force.....	34
3.2	Méthodologie	35
3.2.1	Configuration du jeu.....	35
3.2.2	Forces d'excitation	38
3.3	Traitement et précision des signaux	39
RÉSULTATS THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTAUX		43
4.1	Calculs théoriques	43
4.1.1	Fréquence naturelle	43
4.1.1.1	Tube simplement supporté	44
4.1.1.2	Tube retenu par des ressorts	44
4.1.1.3	Poutre encastrée.....	45
4.1.2	Jeu et pré-charge.....	45
4.1.3	Amplitude des forces d'excitation.....	47
4.2	Résultats expérimentaux	48
4.2.1	Fréquences naturelles	48
4.2.2	Amortissement	50
4.3	Comportement vibratoire	52
4.3.1	Déplacements	52
4.3.2	Accélération	55
ANALYSE DES RÉSULTATS		60
5.1	Signaux analysés	60
5.1.1	Force de contact	60
5.1.2	Déplacements	67
5.2	Calcul de la puissance d'usure	70
5.2.1	Influence du traitement de signal	70
5.2.1.1	Seuil de bruit des capteurs de force.....	71
5.2.1.2	Seuil de bruit des capteurs de positions	72
5.2.1.3	Longueur des échantillons temporels	74

5.2.1.4	Phase entre les capteurs de force et de déplacement.....	75
5.3	Puissance d'usure	78
5.3.1	Excitation sinusoïdale	78
5.3.2	Excitation aléatoire à bande étroite	81
5.3.3	Excitation aléatoire à large bande	83
5.3.4	Essais avec deux barres plates.....	84
DISCUSSION ET RECOMMANDATIONS		88
CONCLUSION		91
BIBLIOGRAPHIE		93

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Générateur de vapeur à recirculation.	2
Figure 1.2 : Représentation des tubes en U et des modes vibratoires.	3
Figure 2.1 : Poutre simplement supportée.	6
Figure 2.2 : Élément de la poutre.	6
Figure 2.3 : Poutre doublement encastrée.	8
Figure 2.4 : Poutre contrainte par des ressorts.	9
Figure 2.5 : Directive proposée pour des excitations aléatoire d'un fluide diphasique. Légende des symboles : symboles pleins sont des tests en eau-vapeur et symboles vides sont des tests en air-eau. [13].	16
Figure 2.6 : Type de contact entre le tube et le support [31].	19
Figure 2.7 : Force d'impact mesurée entre le tube et le support en fonction de la vitesse entre les tubes pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 0,75 mm. [17]	21
Figure 2.8 : Puissance d'usure mesurée pendant impact entre le tube et le support en fonction de la vitesse entre les tubes pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 0,75 mm. [17]	22
Figure 2.9 : Temps de contact mesuré pour les impacts entre le tube et le support pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 0,75 mm. [17]	22
Figure 2.10 : Puissance d'usure mesurée pendant impact entre le tube et le support pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 1,5 mm. [17]	23
Figure 3.1 : Schéma du banc d'essais.	25
Figure 3.2 : Banc d'essais.	26
Figure 3.3 : Déformée modale du tube modélisées dans ABAQUS.	27
Figure 3.4 : Lien simulant un support simple.	27
Figure 3.5 : Support du bas.	28

Figure 3.6 : Support du haut.....	28
Figure 3.7 : Système de déplacement.....	30
Figure 3.8 : Vue de côté et isométrique du système de déplacement et des électroaimants.....	30
Figure 3.9 : Spectres croisés d'accélération.....	31
Figure 3.10 : Déplacement du tube pour une excitation sinusoïdale.....	32
Figure 3.11 : Lasers pointés vers le centre du tube.....	33
Figure 3.12 : Centre de la section d'essais.....	34
Figure 3.13 : Barre plate attachée aux capteurs de force.....	34
Figure 3.14 : Distribution de la position de la coulisse pour un jeu de 0,000 mm.....	36
Figure 3.15 : Amplitudes d'accélération en fonction des essais. Jeu 0,000 mm, rotation 0°15', mode 1, excitation aléatoire.....	37
Figure 3.16 : Histogrammes de la distribution des accélérations. Jeu 0,000 mm, rotation 0°15', mode 1, excitation aléatoire.....	38
Figure 3.17 : Histogramme des forces d'excitation au premier mode.....	39
Figure 3.18 : Spectre croisé du bruit des accéléromètres.....	40
Figure 3.19 : Signal temporel des capteurs de force. Jeu de 0,000 mm, rotation 0°, mode 1, excitation aléatoire.....	41
Figure 4.1 : Charge appliquée sur une poutre simplement supportée.....	46
Figure 4.2 : Spectre croisé d'accélération suite à un test d'impact.....	49
Figure 4.3 : Forme des quatre premiers modes du tube simplement supporté.....	50
Figure 4.4 : Spectre d'accélération obtenu par un balayage en fréquence : Méthode de demi-puissance.....	51
Figure 4.5 : Déplacement du tube au mode 1, rotation 0°, excitation aléatoire $F_{RMS}=0,063$ N.....	53
Figure 4.6 : Déplacement du tube au mode 2, rotation 0°, excitation aléatoire $F_{RMS}=0,062$ N.....	54

Figure 4.7 : Spectres croisés d'accélération, force d'excitation aléatoire à bande étroite, rotation 0°15'.....	56
Figure 4.8 : Amplitudes d'accélération moyenne en fonction du jeu avec des forces d'excitation aléatoire.....	58
Figure 5.1 : Signaux temporels de force de contact. Force d'excitation aléatoire, mode 1, rotation 0°.....	61
Figure 5.2 : Signaux temporels de force de contact. Force d'excitation aléatoire, mode 2, rotation 0°.....	62
Figure 5.3 : Spectres croisés des forces de contact, rotation 0°00', excitation aléatoire à bande étroite.....	64
Figure 5.4 : Force de contact moyenne en fonction du jeu avec des forces d'excitation aléatoire à bande étroite.....	65
Figure 5.5 : Signaux temporels du laser Y Force d'excitation aléatoire, mode 1, rotation 0°.....	68
Figure 5.6 : Signaux temporels du laser Y Force d'excitation aléatoire, mode 2, rotation 0°.....	69
Figure 5.7 : Puissance d'usure en fonction du jeu, forces d'excitation sinusoïdale...	80
Figure 5.8 : Puissance d'usure en fonction du jeu, force d'excitation aléatoire à bande étroite.....	82
Figure 5.9 : Puissance d'usure en fonction du jeu. Force d'excitation aléatoire à large bande, 3-400 Hz.....	84
Figure 5.10 : Schéma du tube supporté par deux barres plates.....	84
Figure 5.11 : Puissance d'usure en fonction d'un jeu symétrique. 2 barres plates, force d'excitation aléatoire à bande étroite.....	86
Figure 5.12 : Puissance d'usure en fonction d'un jeu symétrique. 2 barres plates, force d'excitation aléatoire à large bande, 3-400 Hz.....	87
Figure IV.1 : Dessin technique de la coulisse de translation M-426.....	118
Figure IV.2 : Dessin technique du vernier SM-50.....	119

Figure IV.3 : Chargement de la coulisse de rotation UTR160.....	121
Figure IV.4 : Dessin technique de la coulisse de rotation UTR160.....	122
Figure V.1 : Montage du calibrage des électroaimants.....	123
Figure V.2 : Schéma électrique du branchement des électroaimants.....	124
Figure V.3 : Calibration des électroaimants pour des excitations sinusoïdales	124
Figure V.4 : Calibration des électroaimants pour des excitations aléatoires.	125
Figure V.5 : Spectre croisés des capteurs de force pour des excitations aléatoires à bande étroite	126
Figure V.6 : Spectre croisés des capteurs de force pour des excitations aléatoires à bande large.	126
Figure VII.1 : Diagramme du tube et des capteurs laser pointés sur la circonférence.	133
Figure VII.2 : Cercle dans un plan cartésien.....	133
Figure VII.3 : Lecture des capteurs laser pour un déplacement en y du tube	134
Figure VII.4 : Position des capteurs laser pour un déplacement en x du tube.	135

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Valeurs de βL d'une poutre simplement supportée	7
Tableau 2.2 : Valeurs de βL d'une poutre encastrée [19].....	8
Tableau 3.1 : Propriétés du tube.....	26
Tableau 3.2 : Propriétés de la barre plate.	29
Tableau 3.3 : Erreur du capteur laser par rapport au déplacement de la coulisse de translation.	42
Tableau 4.1 : Fréquences naturelles du tube simplement supporté.....	44
Tableau 4.2 : Fréquences naturelles d'un tube supporté par des ressorts.	45
Tableau 4.3 : Pré-charges correspondant aux jeux négatifs.	46
Tableau 4.4 : Fréquences naturelles du tube sans barre plate.	49
Tableau 5.1 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des capteurs de forces. Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire 0,029 N.....	71
Tableau 5.2 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des capteurs de forces. Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire 0,075 N.....	72
Tableau 5.3 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des lasers. Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire 0,029 N.....	73
Tableau 5.4 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des capteurs de forces. Mode 1, jeu 0,000 mm, rotation 0°15', force d'excitation aléatoire 0,075 N.....	73
Tableau 5.5 : Variation de la puissance d'usure calculée en fonction du temps de calcul. Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire.	74
Tableau 5.6 : Déphasage du capteur de force par rapport au capteur de déplacement.	75
Tableau 5.7 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage. Mode 1, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.....	76

Tableau 5.8 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage. Mode 2, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.....	76
Tableau 5.9 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage. Mode 3, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.....	77
Tableau 5.10 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage. Mode 4, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.	77
Tableau I.1 : Valeurs de λ d'une poutre retenue par des ressorts pour différentes valeurs de R et T [16].	97
Tableau IV.1 : Spécifications de la coulisse de translation M-426.....	118
Tableau IV.2 : Dimensions additionnelles du dessin technique de la coulisse de translation M-426	119
Tableau IV.3 : Spécifications du vernier SM-50.....	119
Tableau IV.4 : Dimensions additionnelles du dessin technique du vernier SM-50.	120
Tableau IV.5 : Spécifications de la coulisse de rotation UTR160	120
Tableau IV.6 : Caractéristiques de charge de la coulisse de rotation UTR160.....	121
Tableau IV.7 : Dimensions additionnelles du dessin technique de la coulisse de rotation UTR160.	122

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE I : VALEUR PROPRE D'UNE POURTRE RETENUE PAR DES RESSORTS	97
ANNEXE II : DESSINS TECHNIQUES D'USINAGE.....	98
ANNEXE III : FICHE TECHNIQUE DE LA COLLE LOCTITE 680.....	116
ANNEXE IV : FICHE TECHNIQUE DES COULISSES ET VERNIER.....	118
IV.1 Coulisse de translation M-426.....	118
IV.2 Vernier SM-50.....	119
IV.3 Coulisse de rotation UTR160.....	120
ANNEXE V : CALIBRATION DES ÉLECTROAIMANTS.....	123
ANNEXE VI : FICHE TECHNIQUE DES INSTRUMENTS DE MESURE.....	127
VI.1 Accéléromètre	127
VI.2 Tête d'impédance	128
VI.3 Capteur de force	129
VI.4 Pot vibrant	130
VI.5 Laser.....	132
ANNEXE VII : CORRECTION DE LA LECTURE DES CAPTEURS LASER...	133

LISTE DES SYMBOLES ET ABRÉVIATIONS

A	Aire (m^2)
D	Diamètre (m)
D_e	Diamètre extérieur (m)
D_i	Diamètre intérieur (m)
d_i	Lecture de déplacement (mm)
D_w	Facteur d'échelle de longueur (m)
E	Module de Young (Pa)
f	Fréquence (Hz)
F_N	Force normale (N)
f_n	Fréquence naturelle au mode n
f_o	Facteur d'échelle de la fréquence (m^2/s)
f_R	Fréquence réduite
I	Second moment de surface (m^4)
K	Coefficient d'usure (Pa^{-1})
K_r	Constante de ressort en rotation ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$)
K_t	Constante de ressort en translation (N/m)
L	Longueur (m)
L_0	Longueur de corrélation de référence (m)
L_e	Longueur du tube excité (m)
m	Masse totale (kg)
M	Moment de flexion ($\text{N}\cdot\text{m}$)
m_l	Masse linéique (kg/m)
m_v	Masse volumique (kg/m^3)
P	Pas entre les tubes (m) ou flèche (N)

p_o	Facteur d'échelle de pression (N/m^2)
R_A	Force de réaction (N)
s	Déplacement (m)
$S_F(f)$	Densité spectrale ($\text{N}^2/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)
$\tilde{S}_F(f_R)_e$	Densité spectrale de puissance équivalente ($\text{N} \cdot \text{m}$)
$\tilde{S}_F(f_R)_e^0$	Densité spectrale de puissance de référence ($\text{N} \cdot \text{m}$)
U_p	Vitesse du fluide entre les tubes (m/s)
U_{pc}	Vitesse critique (m/s)
V	Effort tranchant (N)
$\dot{V}$	Taux d'usure (m^3/s)
x	Position sur l'axe x (m)
y	Position sur l'axe y (m)
z	Position sur l'axe z (m)
ε_g	Taux de vide du fluide (%)
ρ_l	Densité (kg/m^3)
ω	Fréquence (rad/s)
$\dot{W}_N$	Puissance d'usure (W)
λ	Valeur propre
<i>AVB</i>	Barre plate (<i>Anti-vibration bar</i>)
<i>CRSNG</i>	Conseil de recherches en sciences naturelles en génie du Canada
<i>BWC</i>	Babcock & Wilcox Canada
<i>EACL</i>	Énergie Atomique du Canada Limitée
<i>EPSPD</i>	Densité spectrale de puissance équivalente (<i>Equivalent Power Spectral Density</i>)
<i>PV</i>	Pot vibrant

<i>RMS</i>	Valeur efficace (<i>Root mean square value</i>)
<i>VIBIC</i>	<i>Vibration of Beam with Intermittent Contact</i>

AVANT-PROPOS

Ce mémoire est une étude expérimentale du comportement vibratoire d'un tube de générateur de vapeur en interaction avec une barre plate. La problématique de ce système retrouvé en industrie, entre autre dans des centrales nucléaires, est l'usure par frottement des tubes. Il est important de réduire les vibrations des tubes pour ainsi diminuer l'usure par frottement. Le bris d'un seul tube dans un générateur de vapeur de centre nucléaire demande la fermeture complète de la centrale.

Les mécanismes d'excitation du tube et le type de support utilisé correspondent à un emplacement spécifique dans un générateur de vapeur. La problématique du sujet étudié relève du domaine de l'interaction fluide-structure.

Plusieurs analyses numériques ont été effectuées afin d'estimer l'usure par frottement d'un tube en U supporté par des barres plates. Quelques essais expérimentaux ont été effectués pour valider ces codes numériques. Dans ces deux cas, les systèmes étudiés sont très complexes et demandent des études plus approfondies sur certains résultats inattendus.

La simplification du montage expérimental à un système bien connu permettra une comparaison plus exacte avec les simulations numériques de ce même système.

CHAPITRE 1

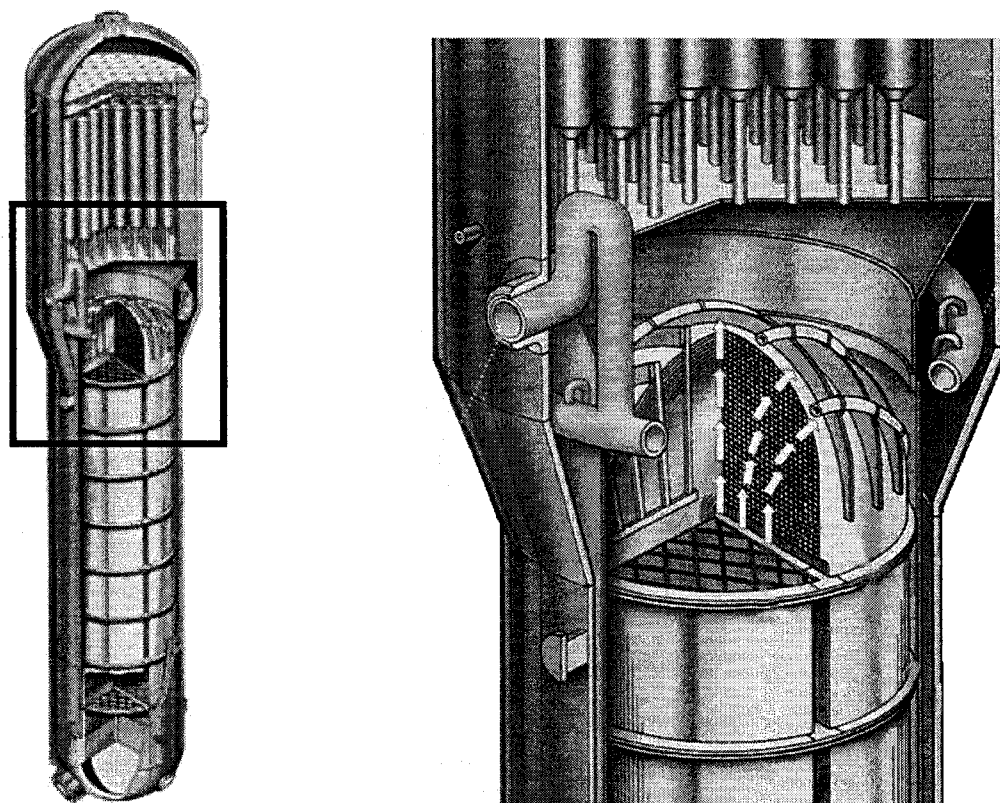
INTRODUCTION

L'usure par frottement de tubes de générateur de vapeur dû à des vibrations demeure un problème important dans l'industrie, entre autre, dans des centrales nucléaires. L'infrastructure d'une centrale nucléaire comprend deux circuits d'eau fermés. Dans le cas des réacteurs CANDU, le circuit primaire contient de l'eau lourde qui circule à l'intérieur du réacteur afin d'absorber la chaleur produite par la fission de l'uranium. Le générateur de vapeur (Figure 1.1 a)) permet de transférer cette chaleur au circuit secondaire. L'eau du circuit secondaire circule et est ainsi transformé en vapeur qui fait tourner les turbines pour ainsi produire de l'électricité. Le fluide du circuit primaire circule à l'intérieur d'une série de tubes qui sont également à l'intérieur du générateur de vapeur. Dans le générateur de vapeur, de l'eau s'écoule autour de ces tubes à une vitesse d'environ 4 m/s. Les tubes ne font 16 mm de diamètre et leur paroi fait que 0,8 mm d'épaisseur afin de maximiser l'échange de chaleur entre les deux fluides. Le bris de tubes occasionne la contamination du fluide du circuit secondaire avec celui du circuit primaire. La défaillance d'un seul tube dans un générateur de vapeur de centrale nucléaire demande la fermeture complète pour réparation sur une période de quatre jours et en 2006 cela a coûté environ deux millions de dollars en réparation et en perte de production d'énergie. L'enjeu d'un bris de tube dans un générateur de vapeur est donc très important.

La proportion d'électricité produite par l'énergie nucléaire au Canada est de 15% (3% au Québec et 50% en Ontario). La France et la Belgique produisent plus de la moitié de leur électricité de l'énergie nucléaire, soit 78% et 55% respectivement. Plusieurs centrales nucléaires arrivent à la fin de leur vie utile. Il est donc primordial de

comprendre et résoudre les problèmes encourus dans les modèles de générateurs de vapeurs précédents afin d'optimiser leur rendement et leur durée de vie.

Un élément problématique des générateurs de vapeur se trouve dans la section supérieure où les tubes sont en forme de U et sont supportés par des barres plates (Figure 1.1).



a) Générateur de vapeur

b) Gros plan de la section des tubes en U

Figure 1.1 : Générateur de vapeur à recirculation.

Les barres plates ont pour fonction de réduire les vibrations des tubes en U induites par l'écoulement transversal d'un fluide diphasique. Dans ce cas, le fluide diphasique est un mélange d'eau et de vapeur et le titre de vapeur dans la section des tubes en U est environ de 20% ce qui correspond à un taux de vide d'environ 80%. Les barres plates limitent le mouvement des tubes dans le plan du tube mais des vibrations hors plan ont aussi été observées dans des générateurs de vapeur (Figure 1.2).

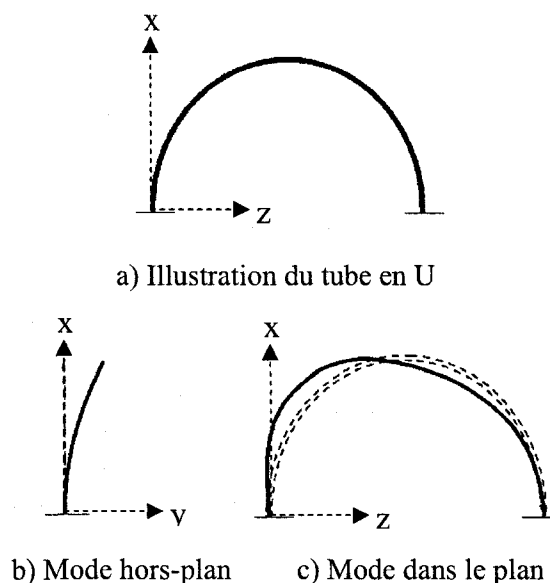


Figure 1.2 : Représentation des tubes en U et des modes vibratoires.

Le jeu entre les barres plates et les tubes en U est conçu pour être minime afin de réduire le mouvement des tubes et ainsi l'usure. Par contre, l'accumulation d'écarts lors de la fabrication et de l'installation des barres plates et des tubes a pour effet d'augmenter ce jeu. Un trop grand jeu entre le tube et le support occasionne de l'usure prématurée due au frottement et aux impacts des tubes contre leurs supports. Il est donc très important d'établir un critère pour décrire l'efficacité d'un support et déterminer le jeu permissible entre le tube et le support pour que le support soit efficace.

Le volume d'usure par frottement est utilisé afin de prédire la durée de vie des tubes de générateur de vapeur et ainsi l'efficacité des supports [1]. L'usure par frottement est dépendante de la combinaison des matériaux, des facteurs de contact, des conditions environnantes et de l'interaction dynamique entre le tube et le support (fréquence, amplitude, forces de réactions dues à l'impact et le glissement) [2]. Ainsi, en caractérisant les forces d'excitation et la dynamique des tubes en U, l'usure par frottement peut être déterminée.

La dynamique d'un tube de générateur de vapeur est très complexe car les phénomènes vibratoires sont non-linéaires. Les vibrations induites par un écoulement transverse sont étudiées depuis longtemps par plusieurs chercheurs [3-6]. Maintes recherches et compilations ont aussi été faites au sujet des écoulements diphasiques et

l'instabilité fluide-élastique [7-15]. Les forces d'excitation induites par un écoulement transverse d'un fluide diphasique sont déterminées de façon statistique et empirique.

Des modèles numériques ont été développés pour prédire le comportement des tubes en U et ainsi estimer l'usure par frottement et la durée de vie des générateurs de vapeur. Les résultats de ces études sont constamment raffinés afin d'inclure de nouveaux modèles d'instabilité fluide-élastique et des modèles de contact pour obtenir des valeurs d'usure par frottement comparables à celles obtenues expérimentalement [16]. Des essais expérimentaux sont aussi développés pour contrôler divers paramètres pour fin de comparaison avec les essais numériques [17].

Dans le cadre de cette étude, un banc d'essais a été conçu afin d'étudier l'efficacité des barres plates comme support des tubes en U dans un générateur de vapeur. Les conditions dans lesquelles les résultats sont obtenus seront reproduites en simulation numérique. Pour fin de simplification et comme moyen de comparaison, le tube en U de générateur de vapeur étudié sera modélisé par un tube droit de deux travées.

Une revue de la littérature est détaillée au Chapitre 2. Ce chapitre souligne l'avancement de la recherche dans le domaine et révisé la théorie permettant d'établir certaines conditions expérimentales. La conception, la fabrication et la construction du banc d'essais sont précisées au Chapitre 3, ainsi que la méthodologie. La répétabilité des essais et la précision des résultats sont analysées d'après différentes techniques. Le Chapitre 4 compare certains résultats préliminaires expérimentaux et théoriques tels que les fréquences naturelles du tube et l'amortissement. Ce chapitre souligne aussi des observations au sujet de la dynamique d'un tube simplement supporté soumis à différents types d'excitation vibratoire. Le calcul de la puissance d'usure et l'analyse des résultats sont effectués au Chapitre 5. Ces résultats expérimentaux serviront aussi de comparaison à des simulations numériques.

CHAPITRE 2

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Plusieurs connaissances sont nécessaires pour déterminer l'usure par frottement de tubes en U dans un générateur de vapeur. L'usure est dépendante de la combinaison des matériaux, des facteurs de contact, des conditions environnantes et de l'interaction dynamique entre le tube et le support (fréquence, amplitude, forces de réaction dues à l'impact et le glissement). De plus, le mécanisme des forces d'excitation dû à l'écoulement transverse d'un fluide diphasique doit être quantifié. Avant de décrire tous ces paramètres dans la revue de la littérature, les équations des modes propres d'une poutre uniforme de Bernoulli-Euler sont énoncées pour différentes conditions aux frontières. La combinaison des matériaux et les conditions environnantes des tubes de générateur de vapeur sont ensuite décrites et les études sur le sujet sont retracées.

Les mécanismes d'excitation des tubes sont décrits et quantifiés d'après certaines recommandations. L'historique des études et expériences permettant d'établir ces recommandations est présenté, ce qui permet aussi de décrire les vibrations induites par un écoulement diphasique transverse.

Des connaissances au sujet de la réponse vibratoire et l'interaction dynamique entre le tube et le support sont préalables pour comprendre la relation entre l'usure par frottement et la vibration du tube. Les résultats des études expérimentales et des modèles numériques de tubes de générateur de vapeur supportés par des barres plates sont donc exposés en profondeur.

2.1 Mode propre d'une poutre de Bernoulli-Euler

Le développement des équations des modes propres et des fréquences de résonance est décrit pour trois différentes conditions aux frontières d'une poutre, soit

deux appuis simples, deux encastremets ou deux ressorts aux extrémités. Les modèles d'une poutre simplement supportée et retenue par des ressorts seront utilisés pour étudier le tube droit, alors que le modèle de la poutre encastree est utilisé pour analyser la barre plate.

2.1.1 Poutre simplement supportée

Une poutre uniforme de Bernoulli-Euler d'une longueur L simplement supportée est illustrée à la Figure 2.1.

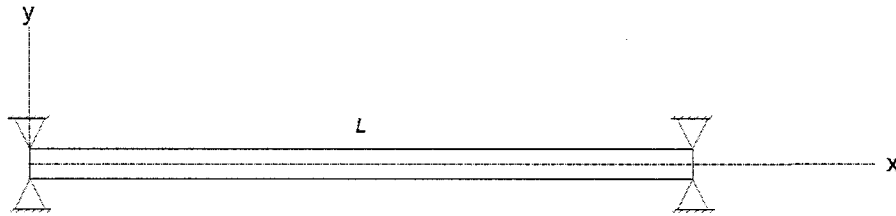


Figure 2.1 : Poutre simplement supportée.

L'équation différentielle du mouvement de la poutre est déduite en réalisant l'équilibre des forces et des moments agissant sur un élément de la poutre (Figure 2.2).

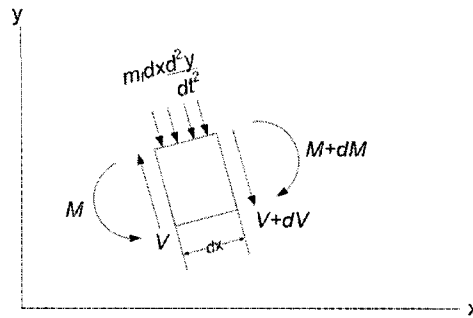


Figure 2.2 : Élément de la poutre.

L'équation de mouvement pour de petites amplitudes d'une poutre uniforme est la suivante [18]:

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + m_l \omega^2 y = 0 \quad (2.1)$$

où E est le module de Young, I le moment d'inertie, m_l la masse linéique et ω la fréquence en radians par seconde. La variable suivante:

$$\beta^4 = \frac{m_l \omega^2}{EI} \quad (2.2)$$

est remplacée dans l'équation (2.1) et les conditions limites suivantes à $x=0$ et $x=L$ sont utilisées pour résoudre l'équation différentielle:

$$y = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = 0 \quad (2.4)$$

L'équation des valeurs propres est ainsi obtenue et présentée à l'équation (2.5).

$$\sin(\beta_n L) = 0 \quad (2.5)$$

Les valeurs de $\beta_n L$ qui satisfont l'équation (2.5) correspondent à chaque mode propre de la poutre et sont listées au Tableau 2.1.

Tableau 2.1 : Valeurs de βL d'une poutre simplement supportée

Mode	$\beta_n L$
1	π
2	2π
3	3π
4	4π
5	5π

En remplaçant ces valeurs de βL dans l'équation (2.2), les fréquences naturelles de la poutre simplement supportée sont alors obtenues à l'équation (2.6).

$$\omega_n = n\pi^2 \sqrt{\frac{EI}{m_l L^4}} \quad (2.6)$$

2.1.2 Poutre encastrée

La même démarche que dans le cas précédent est suivie pour déterminer les fréquences naturelles d'une poutre doublement encastrée (Figure 2.3).

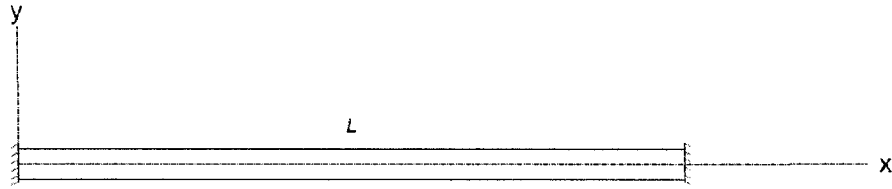


Figure 2.3 : Poutre doublement encastree.

L'équation des valeurs propres est obtenue :

$$\frac{(\cos(\beta L) - \cosh(\beta L))}{-(\sin(\beta L) + \sinh(\beta L))} = \frac{(\sin(\beta L) - \sinh(\beta L))}{(\cos(\beta L) - \cosh(\beta L))} \quad (2.7)$$

Cette dernière équation se simplifie à :

$$\cos(\beta_n L) \cosh(\beta_n L) = 1 \quad (2.8)$$

Les valeurs de $\beta_n L$ qui satisfont l'équation (2.8) sont énumérées au Tableau 2.2.

Tableau 2.2 : Valeurs de βL d'une poutre encastree [19].

Mode	$\beta_n L$
1	4,730041
2	7,853205
3	10,995608
4	14,137165

Les fréquences naturelles d'une poutre encastree-encastree sont obtenue de l'équation suivante :

$$\omega_n = (\beta_n L)^2 \sqrt{\frac{EI}{m_l L^4}} \quad (2.9)$$

2.1.3 Poutre contrainte par des ressorts

Une poutre contrainte en translation et en rotation par des ressorts à ses extrémités est étudiée (Figure 2.4). L'équation générale de la fréquence a été développée pour différentes propriétés des supports [20].

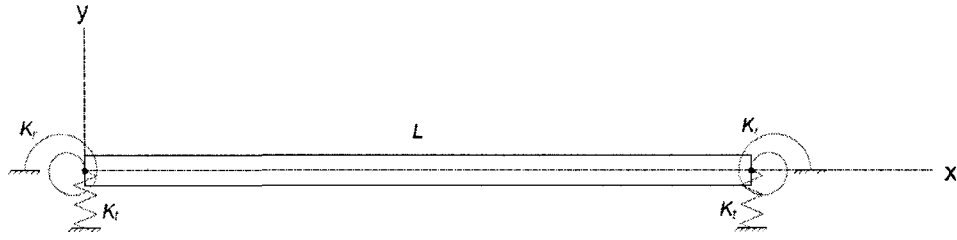


Figure 2.4 : Poutre contrainte par des ressorts.

Le cas développé dans cette section considère des conditions aux limites symétriques. Alors pour cette poutre, les conditions aux limites à $x = 0$ sont :

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} \Big|_{x=0} = -K_t y \Big|_{x=0} \quad (2.10)$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} \Big|_{x=0} = K_r \frac{dy}{dx} \Big|_{x=0} \quad (2.11)$$

Et à $x = L$:

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} \Big|_{x=L} = K_t y \Big|_{x=L} \quad (2.12)$$

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} \Big|_{x=L} = -K_r \frac{dy}{dx} \Big|_{x=L} \quad (2.13)$$

Les équations (2.10) à (2.13) sont substituées dans l'équation de mouvement d'une poutre afin d'obtenir l'équation des fréquences. L'équation suivante est aussi remplacée dans l'équation de fréquence :

$$\lambda^4 = (\beta L)^4 \quad (2.14)$$

Pour des solutions non-triviales, l'équation de fréquence est la suivante :

$$\begin{aligned}
& (\lambda^4 + RT)^2 - 2\lambda^2 (R^2 - T^2) \sinh \lambda \sin \lambda \\
& + \left[4\lambda^4 RT - (\lambda^4 - RT)^2 \right] \cosh \lambda \cos \lambda \\
& - 2\lambda (\lambda^4 - RT) (\lambda^2 R + T) \sin \lambda \cosh \lambda \\
& - 2\lambda (\lambda^4 - RT) (\lambda^2 R + T) \cos \lambda \sinh \lambda = 0
\end{aligned} \tag{2.15}$$

où

$$T = \frac{K_r L^3}{EI} \tag{2.16}$$

et

$$R = \frac{K_r L}{EI} \tag{2.17}$$

Les résultats numériques pour la valeur propre, λ , des cinq premiers modes pour différentes valeurs de R et T sont compilées à l'Annexe I.

2.2 Usure par frottement

L'usure par frottement est caractérisée par un mouvement relatif entre deux corps retenus entre eux par une force normale. Le mécanisme d'usure est dépendant de la combinaison des matériaux, de la direction et l'amplitude des charges ainsi que des conditions environnantes. Dans les paragraphes qui suivent, les premiers relevés de la littérature portent sur la microstructure et ses changements dus à l'usure pour différentes combinaisons de matériaux retrouvés dans la construction de générateurs de vapeur. L'influence des conditions environnantes retrouvées dans des générateurs de vapeur sur l'usure par frottement sera aussi soulevée. Finalement, un moyen de quantifier l'usure par frottement en tenant compte de ces facteurs sera présenté.

Les mécanismes d'usure ont été étudiés pour les types de matériaux utilisés dans les composantes de générateur de vapeur [21]. Les caractéristiques du frottement et le processus d'usure ont été investigués pour différentes combinaisons de matériaux, différents lubrifiants et différents mouvements relatifs. La première série d'essais

consiste en des tests de courte durée (10 à 50 000 cycles) avec un glissement unidirectionnel et des forces normales élevées (100 à 300 N). Le banc d'essais pour ce type d'essais utilise deux pots vibrants programmés pour produire des glissements unidirectionnels ou des glissements avec impacts. La deuxième série d'essais comporte des tests de longue durée (60 000 à 500 000 cycles) avec un glissement alternatif et des forces normales moins élevées (5 à 80 N). Le banc d'essais Cameron-Plint est utilisé pour ces tests.

L'évolution de l'abrasion est détaillée au niveau du détachement de matière, de l'adhésion et des réactions chimiques des particules d'usure pour différentes combinaisons de matériaux et de lubrification. Une forte transformation géométrique à la surface, par entaille ou par délaminage, a lieu lors des premiers cycles de contact. Le dommage encouru à la surface est grandement influencé par la lubrification entre les matériaux en contact. Avec une lubrification, les particules d'usure ont tendance à se comprimer et à former une couche couvrant les fissures d'usure. Dans certain cas, cette couche protège le matériau en-dessous qui est plus mou. Ces essais fournissent des données dans l'élaboration de modèles numériques au niveau des aspérités et des contraintes en surface.

L'usure par frottement est quantifiée en terme de volume de matériau enlevé. Le taux d'enlèvement de matière, $\dot{V}$ (m^3/s), est relié à la puissance d'usure, $\dot{W}_N$ (W), par le modèle d'usure d'Archard [22].

$$\dot{V} = K\dot{W}_N \quad (2.18)$$

Le coefficient d'usure, K (Pa^{-1}), est obtenu expérimentalement pour une combinaison particulière de matériaux et des conditions d'opération spécifiques. La puissance d'usure est calculé par :

$$\dot{W}_N = \int_{t_1}^{t_2} F_N ds \quad (2.19)$$

où F_N est la force normale (N), s le déplacement (m), puis t_1 et t_2 les bornes de l'intervalle de temps (s).

Il est établi que la puissance d'usure ne devrait pas dépasser 1 mW pour respecter la durée de vie visée des générateurs de vapeur [23]. Dans la pratique, il est important de déterminer la profondeur d'usure, car la perforation d'un tube dans les générateurs de vapeur en opération est particulièrement préoccupante. Un générateur de vapeur est conçu pour une durée de vie de 30 à 60 ans. Donc l'usure par frottement acceptable d'un tube dans un générateur de vapeur doit être inférieure à 3×10^{-6} mm/hr.

Le mécanisme d'usure des tubes dans les générateurs n'est pas strictement un mouvement de glissement entre les tubes et leurs supports : les vibrations induites par le fluide occasionnent de l'usure par un mouvement d'impact et/ou de glissement entre le tube et le support [1]. Dans ce cas, le mécanisme d'usure est considéré comme de l'adhésion entre les deux matériaux, un transfert de matière et une production de débris oxydé. Les surfaces en contact sont séparées périodiquement par le mouvement du tube. Les particules relâchées sont enlevées aussitôt par l'écoulement de fluide, ce qui accélère le processus d'usure. L'angle d'incidence des forces de contact sur l'usure par frottement a aussi été examiné. Les résultats expérimentaux démontrent aussi que l'usure par frottement est moins élevée lorsqu'il n'y a que des impacts entre le tube et le support et augmente si une composante de glissement est ajoutée [1].

D'autres études se sont penchées sur l'influence des conditions environnantes sur le volume d'usure [1, 24]. Des tests en glissement alternatif seulement et en glissement alternatif combinés avec des impacts ont été effectués dans l'eau à température ambiante, dans l'eau à 75°C et dans l'eau pressurisée à 250°C. Le banc d'essais Cameron-Plint est utilisé dans ces deux études.

Deux types d'usure par frottement ont été observés dans les tests effectués dans l'eau à température ambiante. Une usure modérée est observée dans la majorité des cas; une couche compactée se formant de particules d'usure en est grandement responsable. Dans quelques cas où le matériau 403 SS est utilisé pour les barres plates, l'usure par frottement est plus sévère.

L'usure des tubes dans les tests effectués dans l'eau à température ambiante est comparable à celles dans l'eau. Par contre, l'usure des barres plates dans l'eau à 75°C

est deux à trois fois plus élevée que dans l'eau à température ambiante [1]. L'usure des tubes et des barres plates est significativement plus élevée pour les tests effectués dans l'eau pressurisée à 250°C. En général, l'usure des supports demeure toujours plus importante que celle des tubes [24].

Il en est conclu que les essais à température ambiante donnent une bonne perception du mécanisme d'usure des tubes mais que des tests dans les conditions retrouvées dans les générateurs de vapeurs en opération sont nécessaires pour connaître les valeurs d'usure en pratique.

Les chercheurs Guérout et Fisher ont compilé des études expérimentales afin de déterminer un coefficient d'usure moyen dans des conditions d'opération d'un générateur de vapeur (coefficient K, équation 2.22). De plus, l'influence des conditions environnantes et de la composition chimique de l'eau sur le coefficient d'usure a été résumée [25]. Comme rapporté précédemment, l'effet de la température de l'eau a un effet considérable. Par contre la composition chimique de l'eau ne semble pas avoir d'influence sur le coefficient d'usure.

Le choix des matériaux du tube et du support est dicté par les conditions environnantes et la chimie de l'eau dans un générateur de vapeur. Le coefficient d'usure est directement influencé par la combinaison des matériaux et les conditions environnantes. Les forces induites par l'écoulement transverse d'un fluide est donc un élément clef pour déterminer l'usure par frottement.

En prenant en compte les vibrations induites par l'écoulement diphasique transverse et en utilisant le coefficient d'usure approprié pour des conditions environnantes d'un générateur de vapeur en opération, une recherche a permis d'évaluer un modèle analytique pour prédire l'usure par frottement de tube en U [26]. L'usure par frottement des composantes de générateurs de vapeur au stade de conception a été étudiée afin de démontrer que les composantes atteindront la durée de vie projetée. L'objectif de l'étude était de déterminer analytiquement l'amincissement de la paroi d'un tube du plus récent modèle de générateur de vapeur CANDU à sa demi-vie et de la comparer à des données d'inspection par courant de Foucault d'un ancien modèle de

générateur de vapeur CANDU. Le code VIBIC (*Vibration of Beam with Intermittent Contact*) a été utilisé pour quantifier l'usure par frottement du tube. Les prédictions de cette méthode indiquent que 6 % des tubes subiront une puissance d'usure plus grande que 1 mW. Les tubes en U ayant les plus grands rayons font partie des 94 % des tubes qui subiront une puissance d'usure inférieure à 1 mW. Ces tubes constituent donc le cas général d'usure et sont utilisées pour le calcul de la durée de vie. D'après ces prédictions, les tubes avec les plus grandes puissances d'usure devront être bouchés (mis hors service) après 30 ans d'opération à pleine puissance du générateur de vapeur. De façon générale, le dommage des tubes observé expérimentalement dans un générateur de vapeur CANDU corrobore les résultats analytiques. L'analyse effectuée à l'aide de VIBIC prévoit de plus grandes valeurs d'usure par frottement que celles observées expérimentalement mais l'approximation est tout de même acceptable.

2.3 *Écoulement diphasique transverse*

Les mécanismes d'excitation vibratoire des tubes en U proviennent d'un écoulement diphasique transversal. Des vibrations induites par un écoulement de fluide diphasique est un phénomène retrouvé dans plusieurs composantes industrielles. Les études entourant les mécanismes d'excitation vibratoire provenant d'un écoulement diphasique transversal, tel que l'instabilité fluide élastique, sont présentées dans cette section.

Le comportement vibratoire des tubes est généralement établi par les mécanismes d'excitation vibratoire et les mécanismes d'amortissement. Dans des générateurs de vapeur, les mécanismes d'amortissement prédominant des tubes sont l'amortissement par frottement entre les tubes et les supports, l'amortissement par film mince au niveau des supports, l'amortissement visqueux entre le tube et le fluide à l'extérieur de la paroi et l'amortissement dû à l'écoulement diphasique. Les mécanismes vibratoires en écoulement diphasique transverse sont l'instabilité fluide-élastique, le détachement périodique du sillage et les excitations aléatoires. Les mécanismes d'excitation des tubes

dans des générateurs de vapeur sont l'instabilité fluide-élastique, qui doit être évitée dans tout les cas, et l'excitation aléatoire due à la turbulence.

L'instabilité fluide-élastique est le résultat d'une interaction entre les forces dynamiques induites par l'écoulement d'un fluide et le mouvement de la structure. L'instabilité d'un tube a lieu lorsque, durant un cycle de vibration, l'énergie transmise au tube par les forces du fluide est plus grande que celle dissipée par l'amortissement. L'amplitude de vibration devient théoriquement très grande, mais en pratique elle est limitée par les supports ou les tubes adjacents.

Afin d'éviter l'instabilité fluide-élastique la connaissance des paramètres suivants est indispensable: la distribution de l'écoulement à l'intérieur du générateur de vapeur; l'amortissement, la masse effective et la rigidité en flexion des tubes. En évaluant ces paramètres expérimentalement, des critères de conception ont été établis afin d'éviter l'instabilité fluide-élastique [14]. L'instabilité fluide-élastique est énoncé en terme de vitesse d'écoulement adimensionnelle, U_p / fD , et du paramètre adimensionnel d'amortissement, $2\pi\zeta m / \rho D^2$:

$$\frac{U_{pc}}{fD} = K \left(\frac{2\pi\zeta m}{\rho D^2} \right)^{1/2} \quad (2.20)$$

où f est une fréquence naturelle du tube, ρ est la densité du fluide, m est la masse linéique du tube, D est le diamètre du tube, ζ est le taux d'amortissement total, U_p est la vitesse du fluide entre les tubes, U_{pc} est la vitesse critique d'instabilité fluide-élastique et finalement K est la constante d'instabilité fluide-élastique. Une constante d'instabilité fluide-élastique, $K = 3$ est recommandé pour tous les types de faisceau de tube soumis à un écoulement transverse [14].

Les forces d'excitation aléatoire sont inévitables dans les générateurs de vapeur. Il est par contre important de déterminer une limite supérieure acceptable aux fins de

calcul. Cette limite supérieure est établie expérimentalement d'après plusieurs différentes études (Figure 2.5).

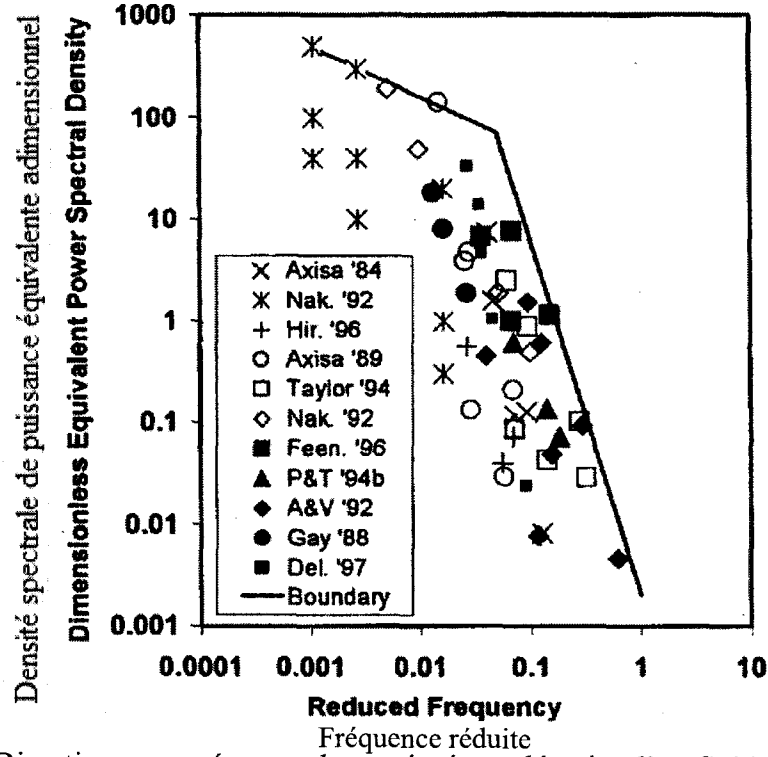


Figure 2.5 : Directive proposée pour des excitations aléatoire d'un fluide diphasique. Légende des symboles : symboles pleins sont des tests en eau-vapeur et symboles vides sont des tests en air-eau. [13]

La fréquence réduite correspond à

$$f_R = \frac{fD}{U_p}. \quad (2.21)$$

Les forces d'excitation aléatoires par unité de longueur sont alors normalisées en spectre de force. La technique adoptée est celle de la densité spectrale de puissance équivalente, $\tilde{S}_F(f_R)_e$ (*Equivalent Power Spectral Density*, EPSPD) [13] :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e = \frac{S_F(f)}{(p_0 D)^2} f_0 \quad (2.22)$$

où $S_F(f)$ est la densité spectrale, p_0 est un facteur d'échelle de pression et f_0 est un facteur d'échelle de la fréquence. Les facteurs d'échelle sont définis comme suit :

$$p_0 = \rho_l g D_w \quad (2.23)$$

$$f_0 = \frac{U_p}{D_w} \quad (2.24)$$

où ρ_l est la densité du fluide, g est l'accélération gravitationnelle, U_p est la vitesse du fluide entre les tubes. Le facteur d'échelle de longueur est :

$$D_w = \frac{0.1D}{\sqrt{1 - \varepsilon_g}} \quad (2.25)$$

où ε_g est le taux de vide du fluide.

L'EPSD, pour la première fréquence de résonance du tube, peut être définie en fonction du déplacement du tube à partir de la formule (2.26) :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e = \frac{\overline{y^2(x)}_1 64\pi^2 f_1^3 m^2 \zeta_1}{\phi_1^2 a_1} \frac{1}{(p_0 D)^2} f_0 \quad (2.26)$$

où y est l'amplitude du déplacement à la position x sur la longueur du tube, f_1 est la première fréquence naturelle, m est la masse totale (masse du tube + masse hydrodynamique), ζ_1 est le coefficient d'amortissement du premier mode, ϕ_1 est la forme normalisée du premier mode et a_1 est le coefficient adimensionnel des conditions aux frontières. Les valeurs de la forme normalisée du premier mode et des coefficients adimensionnels pour différentes conditions frontières ont été répertorié par [27].

L'équation (2.26) est obtenue d'après des hypothèses et simplifications d'un écoulement de fluide [14]. Il est supposé qu'il existe un mode dominant avec un coefficient d'amortissement faible, que les modes sont relativement bien séparés et que la corrélation des forces agissantes sur la longueur du tube est relativement faible.

Une longueur de corrélation est fixée pour calculer la densité spectrale de puissance. La longueur de corrélation de référence, L_0 , utilisée dans le développement de ces formules est de 1 m. Afin de comparer correctement les densités spectrales de puissance équivalente pour différentes géométries et longueurs de tube excité, la formule

suivante est utilisée pour définir la densité spectrale de puissance de référence, $\tilde{S}_F(f_R)_e^0$:

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = \tilde{S}_F(f_R)_e \frac{L_e}{L_0} \quad (2.27)$$

où L_e est la longueur du tube excité par l'écoulement diphasique transverse.

D'après la compilation de plusieurs données expérimentales, la limite supérieure de la densité spectrale de puissance équivalente doit respecter les équations suivantes:

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = 16 \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-0,5}, \quad 0,001 \leq \frac{f}{f_0} \leq 0,05 \quad (2.28)$$

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = 2 \times 10^{-3} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-3,5}, \quad 0,05 \leq \frac{f}{f_0} \leq 1 \quad (2.29)$$

Maintenant, sachant les mécanismes d'excitation en vibration, la dynamique du tube peut être analysée et les dommages résultants peuvent être prévus.

2.4 *Modèle dynamique d'un tube supporté par des barres plates*

Plusieurs modèles théoriques et numériques ont été développés pour décrire la dynamique du tube supporté par des barres plates et estimer l'usure par frottement. L'objectif des modèles est d'établir des critères de conception tout en maximisant l'efficacité des générateurs de vapeurs. Les lacunes, innovations et comparaisons entre les résultats de différents modèles de ce système non-linéaire et les données expérimentales seront soulevées dans cette section.

La complexité de l'interaction entre le tube et le support exclue la possibilité d'utiliser des solutions analytiques sauf pour les configurations simples. Pourtant, des équations relativement simples ont été développées pour démontrer l'influence du niveau d'excitation et du jeu entre le support et le tube sur l'usure par frottement [28]. L'analyse des équations démontre que la variation de jeu n'a pratiquement aucun effet car en présence d'un petit jeu, la fréquence d'impact est grande mais l'amplitude des impacts est petite alors que pour un jeu plus grand, la fréquence des impacts diminue

mais l'amplitude d'impact augmente. L'effet du jeu n'est pas complètement disparu mais n'influence pas significativement le calcul d'usure par frottement. Par contre, cette hypothèse n'est pas validée expérimentalement. Les équations développées ne tiennent pas compte des variations de propriétés des surfaces en contact dues à l'usure (voir section 2.1).

Yetisir et Weaver [29] se sont penchés sur l'effet du frottement au niveau des supports, l'amortissement des modes élevés excités par les impacts, le couplage des modes dans le plan et hors plan et finalement l'effet du jeu entre le tube et le support. Comme prévu dans des simulations précédentes, à de faibles niveaux d'excitation, le support est inactif et tous les modes sont observés. Pour des niveaux d'excitation moyens, il y a impacts irrégulièrement entre le tube et la barre plate et le système est non linéaire. Plus le niveau d'excitation augmente, plus les barres plates réduisent la réponse du premier mode hors plan. Pour de fortes excitations, la fréquence d'impact est élevée, le premier mode hors plan est éliminé et le système semble retourner à un comportement linéaire. L'amplitude du premier mode dans le plan est diminuée par le frottement entre le support et la barre. L'augmentation du coefficient de frottement ne montre pas d'influence significative sur le couplage des modes dans le plan et hors plan. Finalement, augmenter le jeu, pour un même niveau d'excitation, a peu d'effet sur la valeur efficace des forces d'impact. Comme prévu dans les formules analytiques la fréquence d'impact diminue pour des plus grands jeux mais l'amplitude des impacts augmente.

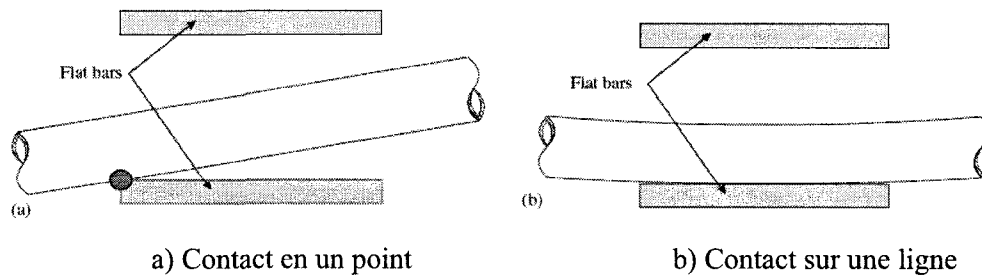


Figure 2.6 : Type de contact entre le tube et le support [31].

Modéliser l'impact entre le tube et le support est très important pour obtenir un comportement dynamique réaliste du tube. Différents modèles théoriques sont développés pour décrire la dynamique des impacts des tubes contre leurs supports.

Un modèle théorique se penche sur l'élaboration de formules pour décrire le frottement dynamique [30]. L'équilibrage de forces du modèle a permis de décrire le frottement dynamique d'un système à plusieurs degrés de liberté. Le modèle théorique a été conçu pour intégrer un nouveau modèle de frottement dans le code numérique VIBIC. Les simulations démontrent que le modèle reconnaît le mouvement de collage/glissement (stick and slip), ce qui permet d'éviter des discontinuités numériques.

Toujours dans l'optique d'améliorer les modèles numériques, un nouveau modèle d'impact a été élaboré pour des tubes dans un générateur de vapeur [31]. Dans ce modèle, le contact du tube contre la barre plate est classé soit comme un impact, comme un glissement ou comme une combinaison des deux. Ce type de classement dépend de la géométrie du support, du niveau d'excitation et du jeu entre le support et le tube. Le contact entre le tube et le support est aussi catégorisé selon qu'il a lieu sur l'arrête, donc en un point, ou sur une ligne du support (Figure 2.6). Ce modèle numérique tient compte de la surface de contact et donc de la distribution de la force de contact sur cette surface. Les résultats numériques de cette étude ne peuvent pas être comparés à des résultats expérimentaux car les paramètres utilisés pour le tube ne sont pas ceux retrouvés dans les générateurs de vapeur. Par exemple, les simulations démontrent que la réduction du jeu combinée avec une augmentation de la largeur du support produit des forces d'impact et une puissance d'usure plus grandes, mais que le volume d'usure est réduit car la surface de contact est plus grande et donc la pression de contact est plus distribuée. De plus, des jeux plus petits entre le tube et le support tendent à produire un contact sur une ligne plutôt que sur un point : la plus grande surface de contact ainsi obtenue augmente la rigidité du tube en flexion.

Les résultats des simulations numériques sont constamment comparés aux essais expérimentaux [2, 30, 32]. En général, les résultats numériques concordent bien avec ceux des essais expérimentaux.

Une étude expérimentale a porté spécifiquement sur la puissance d'usure de tubes en U soumis à un écoulement diphasique (air-eau) transverse [17]. Le banc d'essais est constitué d'un faisceau de tubes en U et d'une série de barres plates à leurs sommets. Seulement une section des tubes en U est soumise à un écoulement diphasique transverse. L'objectif principal de l'étude est d'observer l'instabilité fluide-élastique dans le plan et hors plan (Figure 1.2) des tubes en variant la vitesse d'écoulement et le titre du fluide. De plus, la puissance d'usure en fonction du jeu entre les tubes et les barres plates est investiguée. La distance de glissement des tubes et les forces d'impact sont les paramètres investigués afin de déterminer la puissance d'usure.

Les essais expérimentaux ont confirmé l'existence d'instabilité fluide-élastique d'un faisceau de tube en U dans le plan en plus d'observer l'instabilité fluide-élastique déjà bien connue des premiers modes hors plan.

La puissance d'usure (Figure 2.8) sous des conditions d'instabilité fluide-élastique est très influencée par l'amplitude des forces d'impact (Figure 2.7) et atteint de très grandes valeurs.

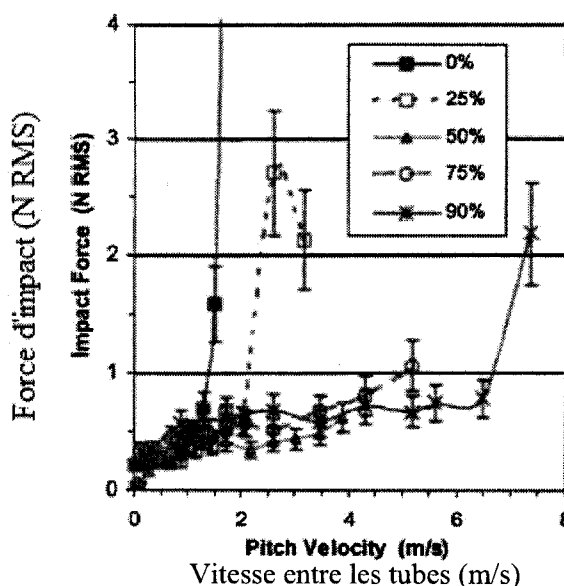


Figure 2.7 : Force d'impact mesurée entre le tube et le support en fonction de la vitesse entre les tubes pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 0,75 mm. [17]

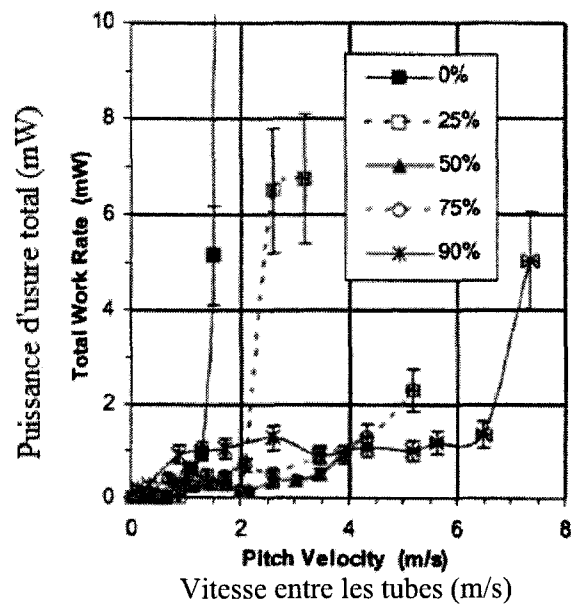


Figure 2.8 : Puissance d'usure mesurée pendant impact entre le tube et le support en fonction de la vitesse entre les tubes pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 0,75 mm. [17]

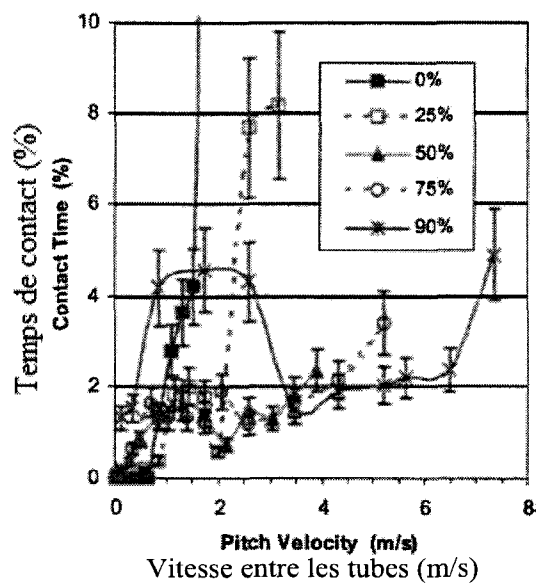


Figure 2.9 : Temps de contact mesuré pour les impacts entre le tube et le support pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 0,75 mm. [17]

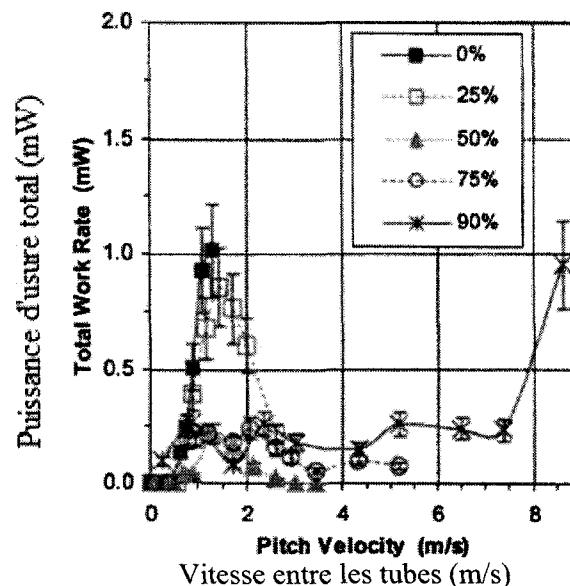


Figure 2.10 : Puissance d'usure mesurée pendant impact entre le tube et le support pour un taux de vide de 0 à 90 % avec un jeu de 1,5 mm. [17]

Pour un taux de vide supérieur ou égal à 50 %, le comportement vibratoire du tube est dirigé par les mécanismes d'excitation aléatoire et la puissance d'usure (Figure 2.10) est plus influencée par la fréquence d'impact (temps de contact) (Figure 2.9) que par l'amplitude d'impact.

Il est aussi démontré que la relation entre la puissance d'usure et le jeu entre le tube et la barre plate est fonction du mécanisme d'excitation. Lorsqu'il y a de l'instabilité fluide-élastique, les plus grands jeux produisent de plus grandes puissances d'usure. Alors que lorsque le mécanisme d'excitation est aléatoire, de plus petites valeurs de puissances d'usure sont obtenues pour les plus grands jeux.

Un point revient dans chacune des conclusions des études numériques ou expérimentales : elles recommandent d'autres études approfondies au sujet d'un comportement vibratoire observé ou de résultats imprévus.

Cette étude a pour objectif d'analyser expérimentalement le comportement vibratoire d'un tube supporté en son milieu par une barre plate. Subséquemment, la puissance d'usure en fonction du jeu entre le tube et la barre plate est investigué pour différents mécanismes d'excitation.

CHAPITRE 3

PROCÉDURES EXPÉRIMENTALES

Un banc d'essais a été conçu dans le cadre de cette recherche afin d'étudier l'efficacité des barres plates comme support des tubes en U dans un générateur de vapeur. La conception, la fabrication et la construction du banc d'essais sont décrites à la section 3.1. La méthodologie et la répétabilité des manœuvres sont décrites à la section 3.2. La précision et le traitement des signaux sont abordés à la section 3.3.

Les essais serviront à calculer la puissance d'usure pour différentes configurations de barres plates et comparer différentes méthodes et types d'excitation du tube. Ces résultats expérimentaux serviront aussi de comparaison à des simulations numériques.

3.1 Conception du banc d'essais

L'objectif des essais expérimentaux est de calculer la puissance d'usure pour différents jeux et angles entre le tube et la barre plate à différentes fréquences, forces et formes d'excitation. Le critère de conception du banc d'essais est d'obtenir une représentation simplifiée d'un tube en U de générateur de vapeur, tout en respectant certaines conditions réelles. Afin de représenter un cas général d'usure par frottement retrouvé dans un générateur de vapeur et par but de simplification, les tubes en U avec les plus grands rayons de courbure sont considérés. Ainsi l'efficacité d'une barre plate placée au milieu d'un tube droit de deux travées simplement supporté est analysée lors de cette étude. Le tube du banc d'essai n'est pas soumis aux conditions réelles d'opération d'un générateur de vapeur, à savoir un écoulement transverse de fluide diphasique et des températures atteignant 300°C. L'écoulement de fluide diphasique autour des tubes, notamment entre le support et le tube, a pour effet d'augmenter de l'amortissement des tubes. Sur le banc d'essai, les forces d'excitation vibratoire dues à

un écoulement diphasique transverse sont simulées à l'aide d'électroaimants. Ceux-ci ne reproduisent par contre pas l'amortissement dû à l'écoulement du fluide diphasique.

La section d'essais est modélisée par le schéma à la Figure 3.1. Ces caractéristiques sont vues en détail dans les sous sections qui suivent.

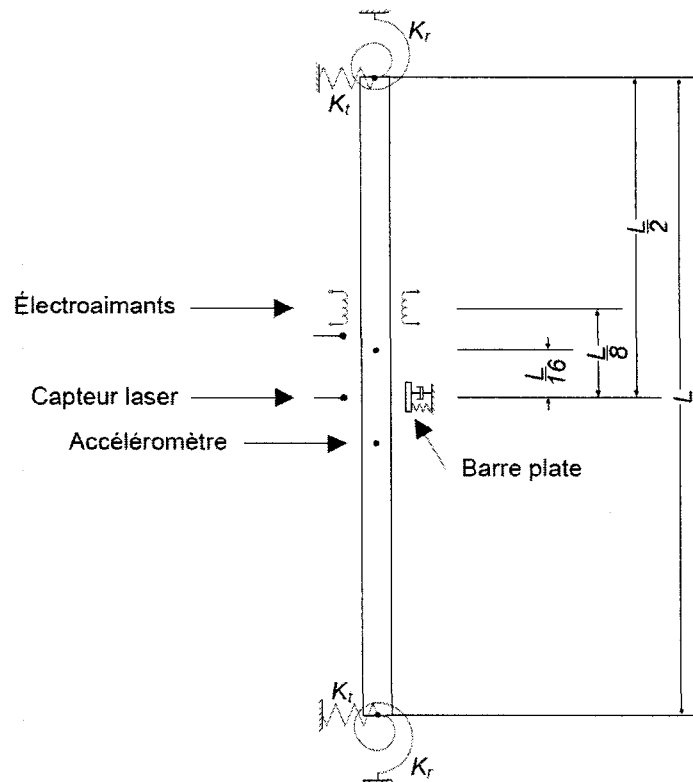


Figure 3.1 : Schéma du banc d'essais.

3.1.1 Assemblage

Le banc d'essais (Figure 3.2) est composé de sous-assemblages pour les supports du haut et du bas du tube (item 1 et 5), d'électroaimants (item 2), d'un système de déplacement des barres plates (item 3), d'un tube cylindrique (item 4) et finalement d'une poutre en I (item 6). Les fixations du tube ont été conçues pour simuler un tube simplement supporté, tandis que les barres plates sont encastrées au système de déplacement permettant la rotation et la translation de celles-ci.

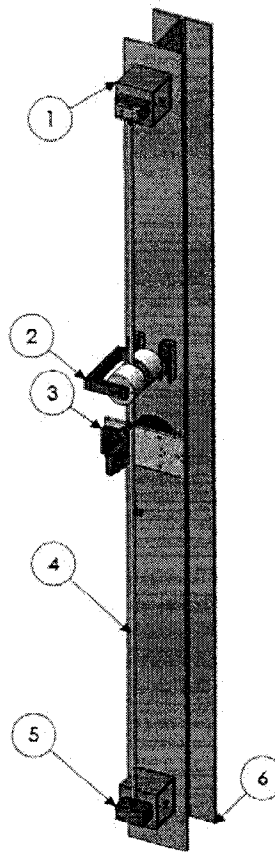


Figure 3.2 : Banc d'essais.

Le tube de générateur de vapeur utilisé a les propriétés notées au Tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Propriétés du tube.

Matériau INCONEL	
Module de Young, E	210 GPa
Masse volumique, m_v	8470 kg/m ³
Propriété géométrique	
Longueur, L	2,5 m
Diamètre extérieur, D_e	15,9 mm
Diamètre intérieur, D_i	13,97 mm
Aire de la section, A	4,53E-5m ²

Les supports du haut et du bas qui permettent de fixer le tube à la poutre en I sont composés d'une cale en poutre tubulaire carrée, de blocs d'aluminium et des liens

utilisés pour simuler un support simple. Les liens utilisés ont été modélisés dans ABAQUS. Les critères de conception du lien sont de permettre l'obtention de la première fréquence de résonnance et une déformée modale du tube qui s'approche autant que possible de celle d'un tube simplement supporté. Les premières fréquences naturelles obtenues de la modélisation d'un tube d'une travée simplement supporté et supporté par ces liens sont respectivement 39,9 Hz et 43,9 Hz. La déformée modale du premier mode du tube supporté par les liens est illustrée à la Figure 3.3.

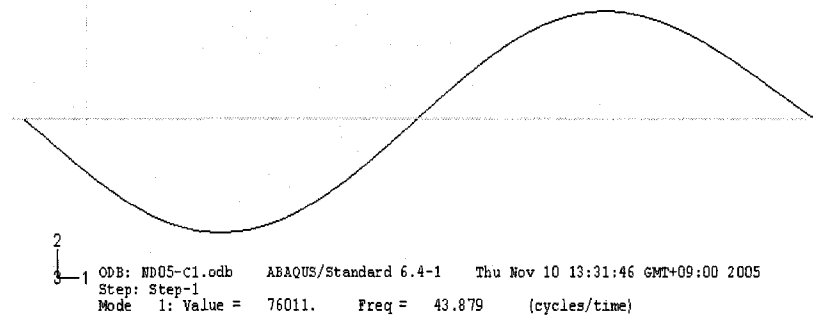


Figure 3.3 : Déformée modale du tube modélisées dans ABAQUS.

Le rayon et la longueur du cou (Figure 3.4) ont été variés afin d'obtenir ses propriétés. Les liens sont en quelque sorte une extension du tube et accusent la majorité de la flexion et de la torsion. Les dimensions et détails de cette pièce sont à l'Annexe II.

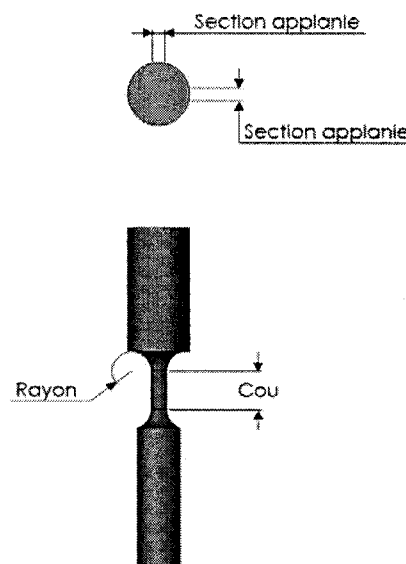


Figure 3.4 : Lien simulant un support simple.

L'extrémité la plus mince du lien est collée à l'intérieur du tube à l'aide de LOCTITE 680. Les propriétés du LOCTITE 680 sont à l'Annexe III. L'autre extrémité du lien est insérée dans les pièces d'aluminium. Ces pièces sont conçues différemment pour la fixation du haut et celle du bas du tube. L'extrémité du lien qui est encastrée dans le support du bas du lien est aplanie sur deux faces. Le lien est glissé dans le trou du bloc d'aluminium du bas, puis deux paires de vis de serrage sont serrées contre les surfaces planes du lien pour ainsi la fixer et empêcher la rotation du tube (Figure 3.5).

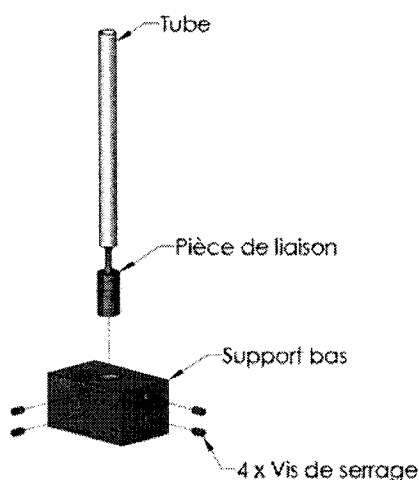


Figure 3.5 : Support du bas.

Le support du haut est composé de deux pièces, soit le support lui-même et un adaptateur. Le tube est poussé dans l'adaptateur, et le support vient serrer le tube grâce à quatre vis (Figure 3.6).

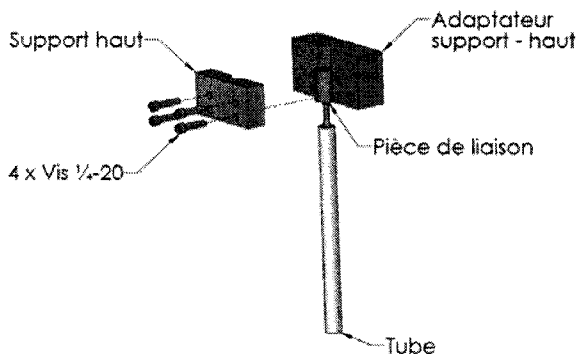


Figure 3.6 : Support du haut.

L'assemblage des électroaimants est situé à 315 mm du centre du tube. Puisque le tube en Inconel n'a pas de propriété magnétique, des cibles en acier sont collées à l'intérieur du tube à l'aide de LOCTITE 680. Deux cibles sont placées symétriquement par rapport au centre du tube à la même distance que les électroaimants. En plus d'équilibrer le tube, la deuxième cible symétrique permettra l'installation d'une deuxième paire d'électroaimant afin d'exciter le tube dans deux directions.

Le système de déplacement est fabriqué afin de permettre la rotation et la translation des barres plates. Les barres plates utilisées dans la section des tubes en U d'un générateur de vapeur ont les propriétés listées au Tableau 3.2.

Tableau 3.2 : Propriétés de la barre plate.

Matériau 410S	
Module de Young, E	201 GPa
Masse volumique, m_v	7344,3 kg/m ³
Propriété géométrique	
Longueur entre les fixations, l_e	56 mm
Largeur, L_a	25,3 mm
Épaisseur, t	3,7 mm
Aire de la section, A	$7,49 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

Chaque barre plate est fixée à un bloc d'acier et montée à une coulisse de translation par une applique de 90°. La coulisse de translation d'une portée de 25 mm, peut supporter une charge en cisaillement de 67 N et le vernier a une sensibilité de 1 µm. La coulisse de translation est aussi attachée à une coulisse de rotation. Celle-ci peut supporter une charge de 800 N et son vernier a une sensibilité de 2 arc/sec. Le système de déplacement permet donc différents jeux et angles entre le tube et la barre plate (Figure 3.7). Toutes les spécifications des coulisses et du vernier sont à l'Annexe IV.

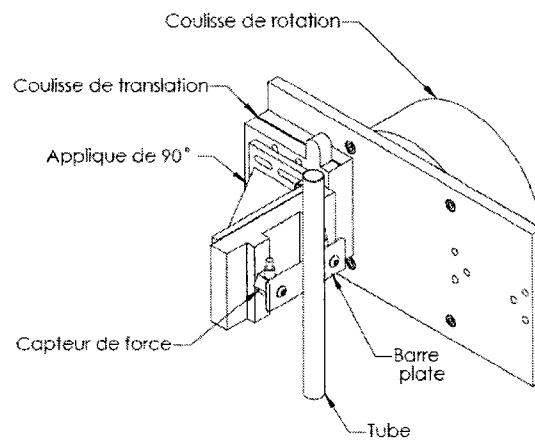


Figure 3.7 : Système de déplacement.

La barre plate et les électroaimants sont placés de sorte que la direction des forces d'excitation soit parallèle à la barre plate (Figure 3.8).

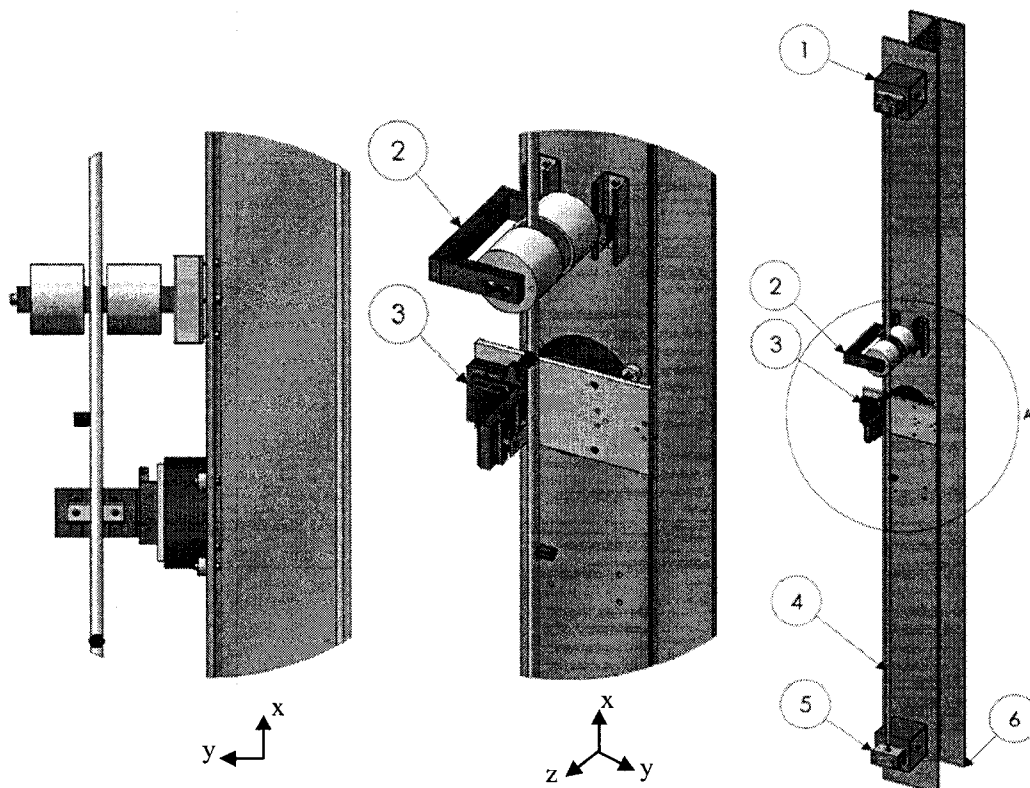


Figure 3.8 : Vue de côté et isométrique du système de déplacement et des électroaimants.

Tous les dessins techniques des pièces et des assemblages sont à l'Annexe II.

3.1.2 Instrumentation et étalonnage

Le banc d'essais est instrumenté de capteur de déplacement laser, d'accéléromètres, de capteurs de force et d'électroaimants. L'étalonnage et le choix des instruments de mesure du banc d'essais sont décrits dans cette section.

3.1.2.1 Électroaimant et pot vibrant

Les électroaimants ont été choisis comme moyen d'excitation du tube car ils n'ont pas d'influence sur la fréquence naturelle et ne contraignent pas le mouvement du tube. Un pot vibrant a été utilisé pour des tests préliminaires. Le pot vibrant (PV) utilisé permet un déplacement de 6 mm crête à crête et une force de 10 N entre 65 Hz et 4 kHz. La masse dynamique du pot vibrant est de 18 g et change considérablement les deux premières fréquences naturelles du tube. Un test d'impact a été effectué sur le tube libre et sur le tube attaché au pot vibrant. Le spectre croisé d'accélération a été utilisé pour comparer la fréquence de résonance du tube de ces deux cas (Figure 3.9).

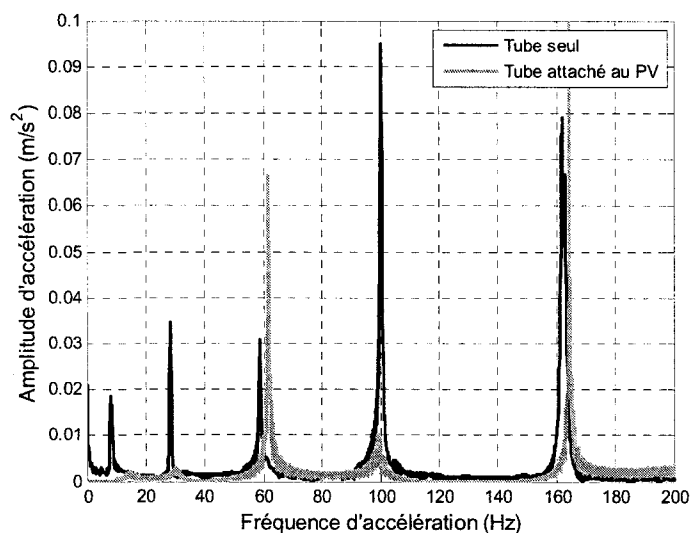


Figure 3.9 : Spectres croisés d'accélération.

La comparaison des deux spectres croisés démontre bien que la masse dynamique du pot vibrant atténue, jusqu'à presque faire disparaître, les deux premiers modes et déplace particulièrement les modes impairs.

En utilisant le pot vibrant comme source d'excitation, la direction du mouvement du tube est limitée à celle de l'axe du pot vibrant. Une excitation sinusoïdale a été exécutée par le pot vibrant et les électroaimants. La Figure 3.10 illustre la trajectoire obtenue de ces deux sources d'excitation.

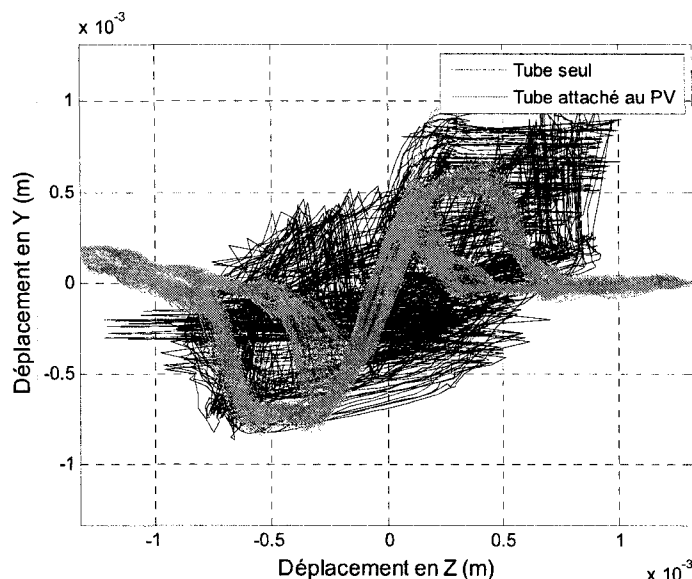


Figure 3.10 : Déplacement du tube pour une excitation sinusoïdale.

On peut observer de cette figure de Lissajous que le trajet du tube attaché au pot vibrant est bien défini d'un allé retour répétitif alors que le tube libre excité par des électroaimants a un mouvement plus aléatoire mais dans le même ordre de grandeur.

Afin de déterminer la force transmise au tube par les électroaimants, une calibration en fréquence est nécessaire. Pour effectuer la calibration des électroaimants, une section de tube est fixée à des capteurs de forces. Ainsi la force induite au tube est déterminée en fonction de la puissance et de la fréquence transmises aux électroaimants. La démarche de calibration est décrite en détails à l'Annexe V.

3.1.2.2 Accéléromètres et capteurs de déplacement laser

Le déplacement du tube au niveau des barres plates est mesuré à l'aide de capteurs de déplacement laser. Ils sont alignés manuellement sur deux axes au centre du tube. Le capteur de déplacement est à une distance entre 30 et 80 mm du tube et le laser (Figure

3.11). Il est aussi possible de mesurer la fréquence de vibration du tube avec ces capteurs lasers mais la précision est insuffisante pour les fréquences élevées et lors d'impacts du tube. Des accéléromètres sont alors utilisés pour mesurer la fréquence et l'amplitude de vibration.

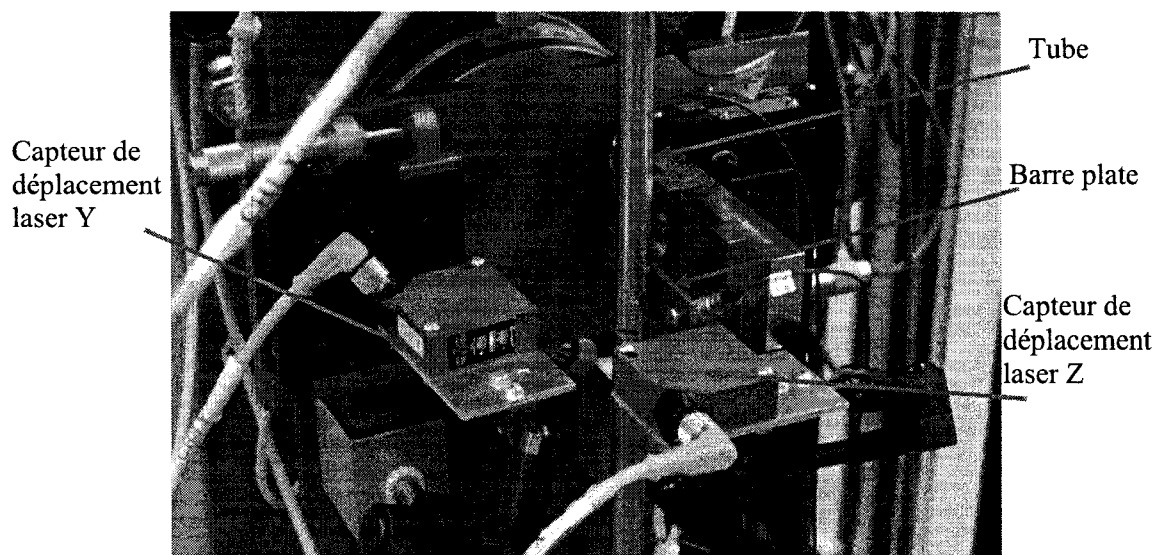


Figure 3.11 : Lasers pointés vers le centre du tube.

Deux accéléromètres sont placés symétriquement à 160 mm du milieu du tube mais sur deux axes différents (Figure 3.12). Les spectres croisés d'accélération sont utilisés lors des analyses. L'amplitude d'accélération est donc la résultante de ses deux accéléromètres.

Une autre paire de capteur de déplacement laser est placée en-dessous des électroaimants et au-dessus d'un accéléromètre (Figure 3.12). Celle-ci permet de suivre le déplacement du tube près de la source d'excitation. Les fiches techniques des instruments de mesure sont présentées à l'Annexe VI.

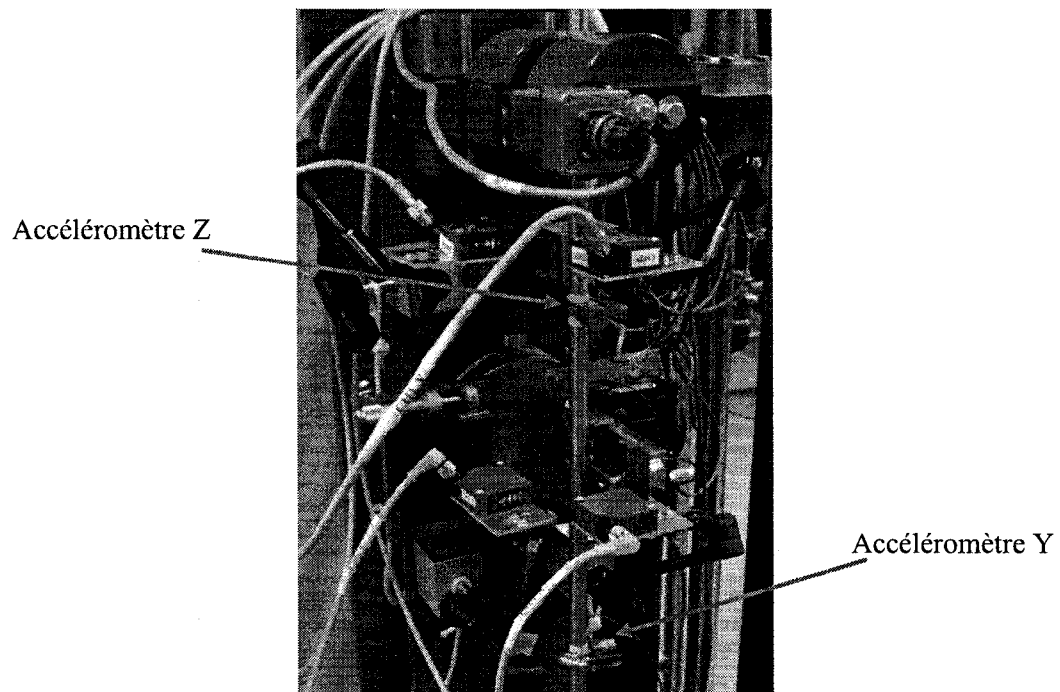


Figure 3.12 : Centre de la section d'essais.

3.1.2.3 Capteurs de force

Les forces de contact et d'impact du tube contre les barres plates sont mesurées à l'aide de deux capteurs de force. La barre plate est directement attachée aux capteurs de force (Figure 3.13).

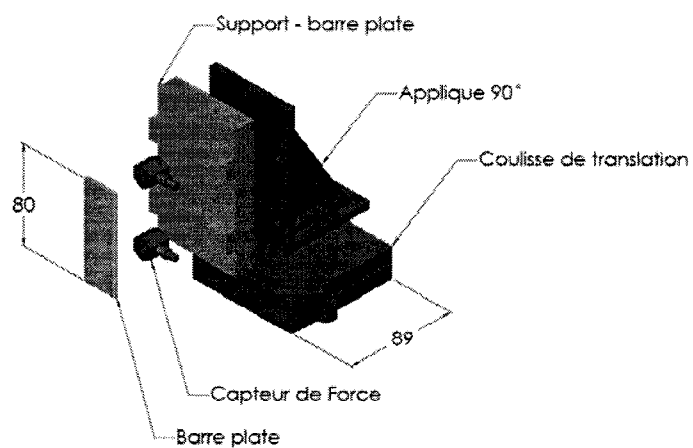


Figure 3.13 : Barre plate attachée aux capteurs de force.

Le choix des capteurs de force a été dicté par la disponibilité des instruments. Des capteurs de force bi-axiaux sont recommandés pour une plus grande précision de la force tangentielle.

3.2 Méthodologie

Les paramètres contrôlés lors des essais sont la fréquence, l'amplitude et l'angle des forces d'excitation, ainsi que le jeu, l'angle et la pré-charge entre la barre plate et le tube. La configuration de ces paramètres est énoncée dans cette section. De plus, la répétabilité des essais est vérifiée.

3.2.1 Configuration du jeu

Le jeu entre la barre plate et le tube est déterminée à l'aide des capteurs de déplacement laser et de la coulisse de translation. La barre plate est approchée du tube à l'aide de la coulisse de translation, le signal du capteur de déplacement laser Y est utilisé pour détecter tout mouvement du tube. Cela permet d'établir le zéro, soit la position de la barre plate à laquelle celle-ci entre en contact avec le tube. Une fois le zéro établi, les jeux sont effectués à partir de cette position avec la coulisse de translation. S'il y a un angle entre le tube et la barre plate, la rotation est effectuée avant de déterminer le zéro du jeu. La barre plate est mise à niveau pour l'angle 0° et la rotation est ensuite effectuée à l'aide de la coulisse de rotation. La rotation est donc effectuée sur l'axe z. Des angles de 0° et de $0^\circ 15'$ est réalisés pour les essais. Ce sont des angles auxquels on peut s'attendre de retrouver dans un générateur de vapeur, compte tenu des tolérances lors de l'assemblage des tubes.

Les essais pour différente configuration et différent type d'excitation ont été effectués en différents temps. Entre chaque série d'essais, certaines modifications ont été effectuées au banc d'essai tel que désassembler et repositionner l'applique de 90° . Alors, un bilan statistique de la position de la coulisse au jeu 0,000 mm, ne peut être effectué qu'à partir des essais d'une même série.

Deux techniques sont utilisées pour vérifier la répétabilité de la mise à zéro. La première consiste à relever la position de la coulisse de translation une fois le zéro établi.

La deuxième consiste à évaluer l'amplitude d'accélération aux mises à zéro pour les forces d'excitation autour du premier mode. La répétition et la distribution de ces données sont ensuite évaluées. Chacune de ces deux méthodes est discutée ci-dessous.

Afin d'évaluer la dispersion et la répétition des lectures de la coulisse de translation à un jeu 0,000 mm, des histogrammes ayant des colonnes d'une largeur de 0,025 mm sont tracés (Figure 3.14).

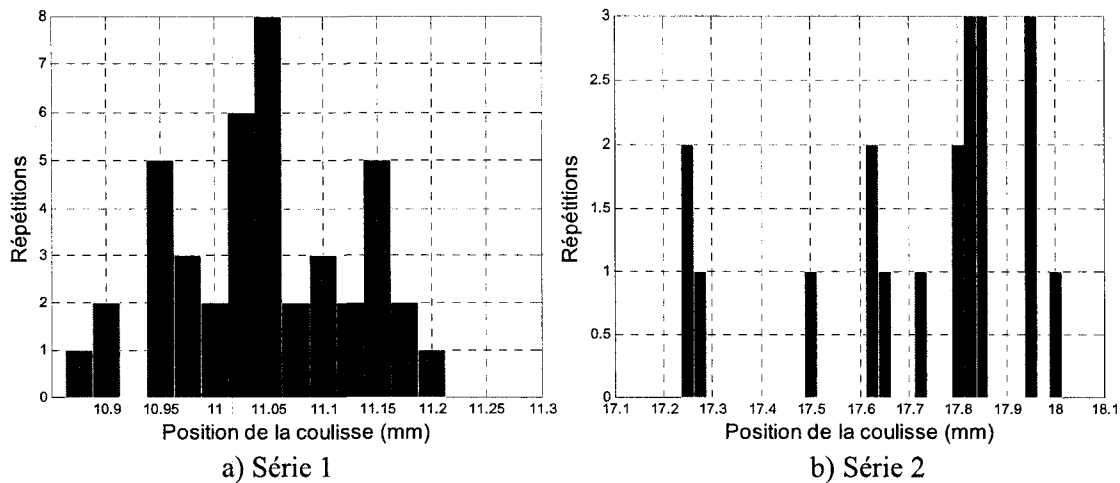


Figure 3.14 : Distribution de la position de la coulisse pour un jeu de 0,000 mm

Il y a un écart maximum de 0,309 mm et de 0,743 mm pour les séries 1 et 2, respectivement. La coulisse de translation ayant une précision de 1 μ m, elle n'est donc pas un facteur déterminant pour cet écart. Une explication possible serait qu'une erreur s'est introduite lors du positionnement manuel de la barre plate au jeu de 0,000 mm. De plus, la référence du jeu de 0,000 mm n'est pas fixe; car il est possible qu'après un mouvement, le tube ne retourne pas exactement à sa position initiale dû à sa longueur, à sa flexibilité ainsi qu'aux mouvements dans les appuis. Les fixations des liens aux extrémités du tube devraient aussi être investiguées. Une autre source possible d'erreur est la lecture des capteurs lasers, qui est exposée à la section 3.3.

Puisque la référence du jeu 0,000 mm n'est pas constante et parce qu'elle est déterminée de façon statistique, l'amplitude d'accélération du tube est aussi investiguée pour différents cas où le jeu est de 0,000 mm. La variation de l'amplitude d'accélération de différents essais est illustrée à la Figure 3.15.

Les points observés dans les figures représentent l'amplitude d'accélération à la première fréquence de résonance du tube soit 8,2 Hz. Pour un même essai, des forces d'excitation de deux différentes amplitudes sont induites au tube.

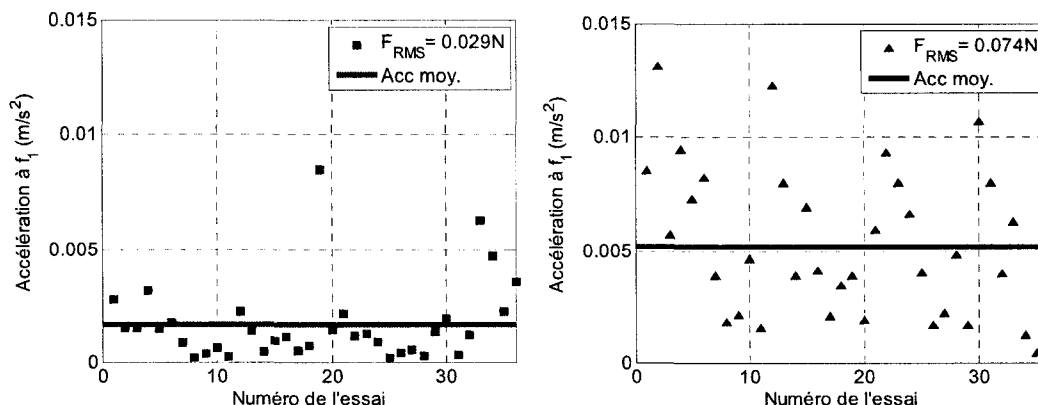


Figure 3.15 : Amplitudes d'accélération en fonction des essais.
Jeu 0,000 mm, rotation 0°15', mode 1, excitation aléatoire.

Pour la force d'excitation de 0,029 N, l'accélération moyenne est de 0,0017 m/s^2 et pour la force d'excitation de 0,074 N, elle est de 0,0052 m/s^2 . Ces essais révèlent que l'écart entre les amplitudes d'accélération pour un même essai mais deux niveaux de force n'est pas constant. Une même amplitude d'accélération pour différentes forces d'excitation est due soit à une pré-charge au lieu d'un jeu de 0,000 mm, ce qui contraint le mouvement, ou à la variation des forces d'excitation. La variation de la force d'excitation est justement vue à la section suivante.

La variation des amplitudes d'accélération pour les mêmes données que celles de la Figure 3.15 est représenté dans des histogrammes (Figure 3.16).

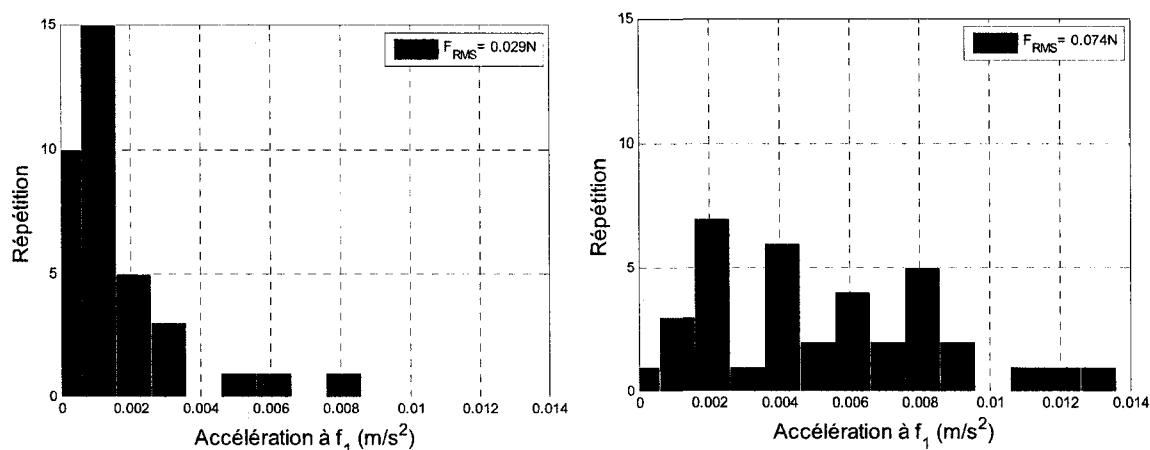


Figure 3.16 : Histogrammes de la distribution des accélérations.
Jeu 0,000 mm, rotation 0°15', mode 1, excitation aléatoire.

L'écart des amplitudes d'accélération est de 0,0083 m/s² pour la première force d'excitation et de 0,0126 m/s² pour la première et deuxième force d'excitation. L'accélération, et donc le déplacement, est fortement dépendante de la mise à zéro du jeu.

3.2.2 Forces d'excitation

Trois types d'excitations vibratoires ont été utilisés lors de ces essais. Le premier est un balayage sinusoïdal autour des quatre premiers modes du tube ($f_n - 2 \text{ Hz} \leq f \leq f_n + 2 \text{ Hz}$). Le pas du balayage sinusoïdal est de 0,04 Hz/s. Le deuxième type est un bruit aléatoire à bande étroite de 10 Hz aussi autour des quatre premiers modes du tube ($f_n - 5 \text{ Hz} \leq f \leq f_n + 5 \text{ Hz}$). Le troisième type d'excitation est un bruit blanc (3 à 400 Hz) couvrant les huit premiers modes du tube.

Les signaux sont générés par l'analyseur de fréquence Oros OR38. Le signal passe ensuite par un amplificateur où son niveau d'amplification est contrôlé manuellement. Bien que le niveau d'amplification n'est pas varié pour une même force d'excitation, la puissance transmise aux électroaimants varie d'un essai à l'autre, en raison de la précision de l'amplificateur et de la nature aléatoire du signal transmis.

La distribution des forces d'excitation au premier mode avec des excitations aléatoires à bande étroite est investiguée (Figure 3.17). Les colonnes représentent le nombre de répétitions des deux niveaux d'excitation (F_{RMS1} et F_{RMS2}).

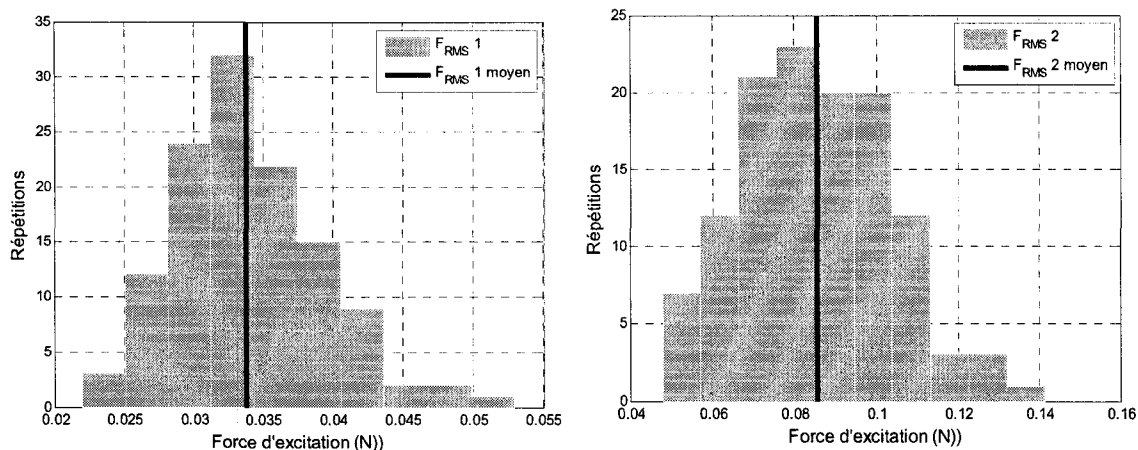


Figure 3.17 : Histogramme des forces d'excitation au premier mode.

La moyenne de la première force d'excitation est de 0,0337 N; elle est de 0,0854 N pour la deuxième force. Les colonnes de l'histogramme sont bien centrées autour de ces moyennes pour chacune des forces d'excitation. Par contre, la variation est importante; elle est de 0,031N pour la plus petite force d'excitation et de 0,0935N pour la plus grande.

Les forces d'excitation maximales sont dictées par les contraintes physiques du banc d'essais, c'est-à-dire que l'amplitude du tube est limitée par l'espace entre les électroaimants. Les forces d'excitation induites aux tubes en U par l'écoulement diphasique transverse dans un échangeur de vapeur sont quantifiées sous forme de densité spectrale de puissance. Ces forces sont calculées et comparées au Chapitre 4.

3.3 Traitement et précision des signaux

Les signaux des instruments de mesure sont récupérés et analysés à l'aide de l'analyseur de vibrations et de l'interface NVGate. Cette section décrit la précision des lectures des différents instruments de mesure et le traitement de signal appliqué. Dans un premiers cas, des lectures de bruit ont été prises avec tous les instruments de mesure afin de vérifier l'influence du bruit sur les mesures. La précision des capteurs lasers par rapport à la coulisse de translation est aussi vérifiée.

Les lectures de bruit ont été prises avec les instruments sur le banc d'essais. Le bruit de fond et le bruit mécanique sont donc recueillis lors des lectures. Dans le cas des

accéléromètres, l'amplitude du spectre de bruit est observée (Figure 3.18). Aucune soustraction du signal de bruit de fond n'est nécessaire car l'amplitude totale du bruit de fond et du bruit mécanique ne dépasse pas $50 \mu\text{m/s}^2$ à 60 Hz. Cette lecture est négligeable comparativement aux lectures d'accélération lors des essais. Avec les forces d'excitations les plus faibles autour du premier mode et un jeu positif, le bruit total correspond qu'à 0,81 % de la lecture.

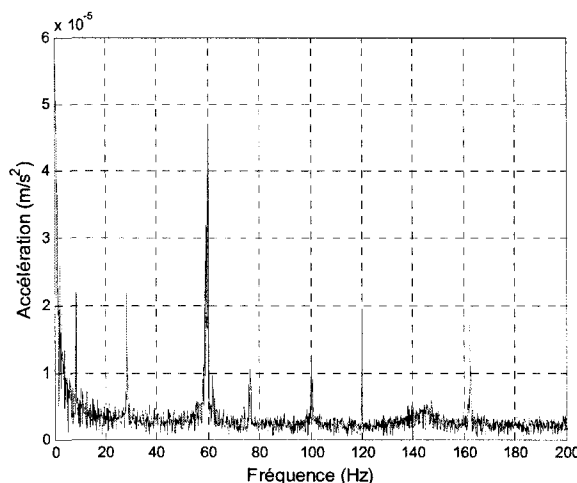


Figure 3.18 : Spectre croisé du bruit des accéléromètres.

Pour les capteurs de force, le signal temporel est observé afin de déterminer un seuil de détection. Le niveau de bruit s'élève en moyenne à -0,0464N pour le premier capteur et à -0,0648N pour le deuxième. Lors du calcul de la puissance d'usure, les signaux temporels des capteurs de force sont additionnés ensemble. Le seuil de bruit des forces de contact est donc de -0,1112 N. Les données temporelles des capteurs ne dépassant pas ce seuil ne seront donc pas retenues pour les calculs et l'analyse. Le signal temporel des capteurs de force est traité de sorte que le seuil soit rapporté à zéro comme illustré à la Figure 3.19.

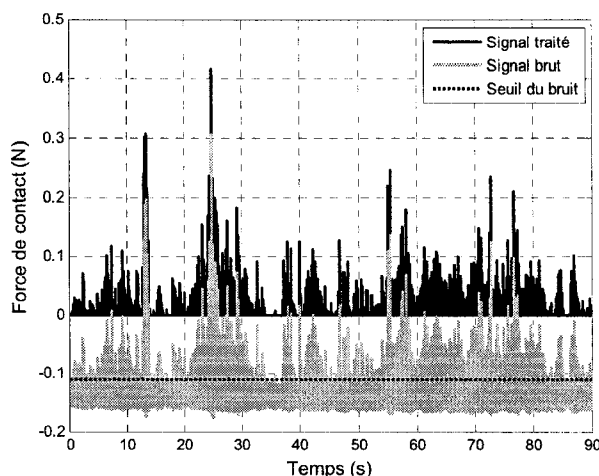


Figure 3.19 : Signal temporel des capteurs de force.
Jeu de 0,000 mm, rotation 0° , mode 1, excitation aléatoire.

De plus, pour les capteurs de force piézoélectriques, la décharge est vérifiée pour la durée d'un essai. En observant le signal temporel, il est établi que la décharge des capteurs piézoélectriques est négligeable sur la période d'échantillonnage de 100 secondes.

Dans le cas des capteurs laser, des bornes inférieure et supérieure de détection doivent être établies car des déplacements dans les directions positive et négative sont attendus. Les bornes du capteur laser dans la direction y au niveau de la barre plate sont de $-80,65 \mu\text{m}$ et de $24,56 \mu\text{m}$ et ceux du capteur laser dans la direction z sont de $-67,33 \mu\text{m}$ et de $-3,796 \mu\text{m}$. Alors le signal situé entre ces bornes n'est pas retenu lors des calculs.

Une autre correction doit être apportée au signal des capteurs laser. Puisque les faisceaux lasers sont réfléchis sur une surface courbe, le déplacement affiché est plus grand qu'il ne l'est en réalité. Le rayon du tube est donc pris en considération pour corriger le signal. L'Annexe VII décrit la démarche pour retrouver le déplacement réel. Il n'a par contre pas été possible d'appliquer cette démarche car les capteurs de déplacement laser Y et Z ne sont pas parfaitement alignés. La solution ne converge pas pour tous les points.

De plus, la réponse des capteurs lasers pour un déplacement du tube a été vérifiée. La barre plate est placée de sorte qu'il y a déjà une pré-charge sur le tube. La lecture de

la coulisse, d_1 , et celle du capteur laser, s_1 , sont prises à cette position. La coulisse de translation est déplacée et une deuxième lecture (d_2 et s_2) est prise. Les lectures de la coulisse de translation sont utilisées comme référence pour le calcul de l'erreur absolue (Tableau 3.3)

Tableau 3.3 : Erreur du capteur laser par rapport au déplacement de la coulisse de translation.

No	Δd (mm)	Δs (mm)	Erreur (%)
1	0,498	0,400	20
2	0,400	0,275	31
3	0,829	0,700	16
4	0,332	0,275	17
5	0,288	0,230	20

où $\Delta d = d_2 - d_1$ et $\Delta s = s_2 - s_1$. La moyenne de l'erreur entre le déplacement de la coulisse et de la lecture des lasers est de 21 %. Le faisceau laser se réfléchit sur la surface courbe du tube est possiblement un facteur qui contribue à l'erreur. Tel que décrit à l'Annexe VII, le laser renvoie une lecture différente du déplacement réel s'il y a aussi un mouvement sur l'autre axe.

En général, la construction du banc d'essais correspond aux critères de conception. La mise à zéro de la barre plate demande par contre une analyse statistique, ce qui compromet la précision du jeu. Le traitement de signal et la précision des différents instruments de mesure ont aussi été établis dans ce chapitre.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTAUX

Les propriétés vibratoires du tube sont analysées dans ce chapitre. Les fréquences naturelles du tube sont investiguées théoriquement et expérimentalement. Différents modèles théoriques sont utilisés pour calculer la fréquence naturelle du tube supporté par les liens simulant des supports simples. Les calculs théoriques présentés à la section 4.1 incluent aussi les calculs de la pré-charge pour un jeu négatif et l'approximation des forces induites par un écoulement diphasique transverse. Les fréquences naturelles obtenues expérimentalement sont ensuite présentées et comparées aux fréquences théoriques à la section 4.2. La réponse vibratoire pour les différents types d'excitation est aussi investiguée dans la dernière section de ce chapitre.

4.1 *Calculs théoriques*

Les fréquences naturelles théoriques du tube sont calculées à l'aide du modèle d'une poutre simplement supportée et celui d'une poutre soutenue par des ressorts. La fréquence naturelle d'une composante du montage est aussi calculée afin de vérifier si elle interagit avec celles du tube. D'autres paramètres expérimentaux tels que la pré-charge sont investigués dans cette section.

4.1.1 Fréquence naturelle

Les fréquences de résonance sont calculées à l'aide des équations d'une poutre uniforme de Bernoulli-Euler.

4.1.1.1 Tube simplement supporté

Dans un premier cas, le tube est modélisé comme une poutre uniforme simplement supportée. Les propriétés du tube sont présentées au Tableau 3.1.

Les fréquences naturelles du tube ont été développées à la section 2.1.1 et sont données par l'équation 2.8. Les cinq premières fréquences naturelles du tube simplement supporté sont calculées et indiquées au Tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Fréquences naturelles du tube simplement supporté.

Mode	f_n (Hz)
1	6,6
2	26,5
3	59,6
4	105,9
5	165,5

4.1.1.2 Tube retenu par des ressorts

Les liens supportant le tube ne sont pas des supports simples idéaux et peuvent être modélisés comme des ressorts. Les valeurs numériques des cinq premières fréquences naturelles ont été compilées par Rao et Mirza (1989), tel que vu à la section 2.1.3.

Les constantes des ressorts ne sont par contre pas connues. Il est possible d'estimer les constantes des ressorts en rotation et en translation si la première fréquence naturelle du tube est connue. La première fréquence naturelle du tube est évaluée expérimentalement à 8,2 Hz à l'aide des spectres d'accélération. La valeur propre, λ , est obtenue en utilisant les équations (4.1) à (4.3):

$$\beta^4 = \frac{m_l \omega^2}{EI} = \frac{0,38369 \times (8,2 \times 2 \times \pi)^2}{210 \times 10^9 \times 1,268 \times 10^{-9}} = 3,8 \quad (4.1)$$

$$\beta = 1,4 \quad (4.2)$$

$$\lambda = \beta L = 1,398483 \times 2,5 = 3,5 \quad (4.3)$$

D'après le tableau à l'Annexe I, les valeurs de R et de T sont estimées toutes les deux à 100. La rigidité des ressorts de translation est donc comme suit :

$$K_r = \frac{REI}{L} = \frac{100 \times 210 \times 10^9 \times 1,268 \times 10^{-9}}{2,5} = 10651,2 \text{ Nm/rad} \quad (4.4)$$

$$K_t = \frac{TEI}{L^3} = \frac{100 \times 210 \times 10^9 \times 1,268 \times 10^{-9}}{2,5^3} = 1704,2 \text{ N/m} \quad (4.5)$$

Les quatre fréquences suivantes sont aussi calculées afin de vérifier leur corrélation avec les fréquences naturelles expérimentales.

Tableau 4.2 : Fréquences naturelles d'un tube supporté par des ressorts.

Mode	f_n (Hz)
1	8,2
2	14,6
3	29,7
4	60,2
5	104,9

4.1.1.3 Poutre encastree

La première fréquence naturelle de la barre plate est calculée afin de vérifier si son comportement vibratoire interagira avec celles du tube. Le modèle d'une poutre encastree-encastree est utilisé pour calculer la première fréquence naturelle de la barre plate (équation 2.13). Les propriétés du matériau et de la barre plate ont été énumérées au Tableau 3.2.

En utilisant la longueur entre les encastrements, la première fréquence naturelle de la barre plate est de 7049 Hz, ce qui est nettement plus élevé que les fréquences du tube qui nous intéressent (Tableau 4.1). La réponse dynamique de la barre plate a donc peu d'influence sur le comportement vibratoire du tube.

4.1.2 Jeu et pré-charge

Lors des essais, des jeux négatifs sont réalisés. Ces jeux correspondent à une pré-charge. La pré-charge équivalente est calculée à l'aide du modèle d'une poutre simplement supportée. Comme sur le montage expérimental, une charge imposant une flèche statique est appliquée au centre de la poutre (Figure 4.1).

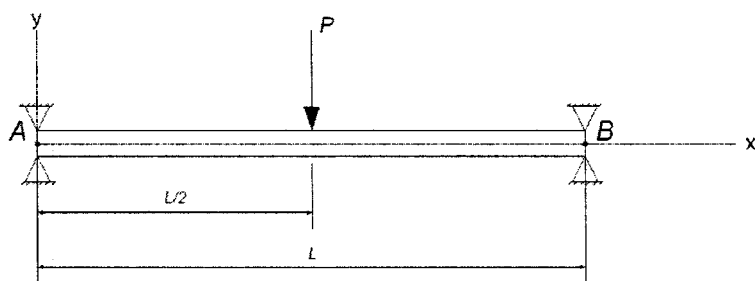


Figure 4.1 : Charge appliquée sur une poutre simplement supportée.
L'équation de la déflexion statique de la poutre simplement supportée est [33].

$$y(x) = \frac{Px}{12EI} (x^2 - L^2). \quad (4.6)$$

La pré-charge en fonction de la flèche à une distance spécifique de $x = \frac{L}{2}$ est alors dirigée par l'équation suivante :

$$P\left(\frac{L}{2}\right) = -\frac{32EIy}{L^3} \quad (4.7)$$

Les pré-charges sont calculées pour certaines flèches étudiées dans le cadre de cette recherche et listées au Tableau 4.3.

Tableau 4.3 : Pré-charges correspondant aux jeux négatifs.

Jeu (mm)	Pré-charge (N)
0	0
-0,025	0,014
-0,050	0,027
-0,100	0,055
-0,125	0,068
-0,150	0,082
-0,200	0,109
-0,225	0,123
-0,250	0,136
-0,300	0,164
-0,350	0,191

4.1.3 Amplitude des forces d'excitation

Les forces d'excitation appliquées au tube du montage ont été établies au Chapitre 3. Afin de comparer ces forces à celles induites aux tubes en U par un écoulement diphasique transverse, la densité spectrale de puissance est calculée à partir des équations présentées au Chapitre 2, à la section 2.3.

Pour les tubes en U, dans la section supérieure du générateur de vapeur, le taux de vide est d'environ 80 % et la vitesse d'écoulement entre les tubes est de 5 m/s. Les propriétés du tube présentées au Chapitre 3 et une fréquence de résonance de 8 Hz sont utilisées pour calculer les constantes afin, ultimement, de déterminer la densité spectrale de puissance (équations 4.8 à 4.11) [6]:

$$D_w = \frac{0,1D}{\sqrt{1-\varepsilon_g}} = \frac{0,1 \times 0,016}{\sqrt{1-0,8}} = 0,0036\text{m} \quad (4.8)$$

$$p_0 = \rho_l g D_w = 800 \times 9,81 \times 0,0036 = 28,74 \text{ N/m}^2 \quad (4.9)$$

$$f_0 = \frac{U_p}{D_w} = \frac{5}{0,0036} = 1397 \text{ Hz} \quad (4.10)$$

$$\frac{f}{f_0} = \frac{8}{1397} = 0,006 \quad (4.11)$$

Puisque $0,001 \leq \frac{f}{f_0} \leq 0,05$, la densité spectrale de puissance équivalente est obtenue par l'équation (4.12) :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e^0 = 16 \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-0,5} = 16 (0,006)^{-0,5} = 211 \quad (4.12)$$

La densité spectrale de puissance pour un tube de 2,5 m est déterminée à l'aide de l'équation (4.13) :

$$\tilde{S}_F(f_R)_e = \tilde{S}_F(f_R)_e^0 \frac{L_0}{L_e} = 211 \frac{1}{2,5} = 84,4 \quad (4.13)$$

Finalement la densité spectrale est obtenue de l'équation (4.14) ci-dessous:

$$S_F(f) = \frac{\tilde{S}_F(f_R)_e}{f_0} (p_0 D)^2 = \frac{84,4}{1397} (28,74 \times 0,016)^2 = 0,0128 (\text{N}^2/\text{m}^2) \text{s} \quad (4.14)$$

Ces calculs permettent d'établir des forces d'excitation retrouvées dans la section des tubes en U d'un générateur de vapeur et d'en estimer le déplacement.

Le déplacement est calculé à l'aide de l'équation (4.15).

$$\overline{y^2 \left(\frac{L}{2} \right)_1} = \frac{\tilde{S}_F(f_R)_e \phi_1^2 a_1 (p_0 D)^2}{64 \pi^2 f_1^3 m^2 \zeta_1 f_0} = \frac{84,4 \times 2 \times 1,1}{64 \pi^2 \times 8^3 \times 0,8^2 \times 0,01} \frac{(28,74 \times 0,016)^2}{1397} = 1,36 \times 10^{-5} \text{m}^2 \quad (4.15)$$

$$y \left(\frac{L}{2} \right)_{RMS} = \sqrt{\overline{y^2 \left(\frac{L}{2} \right)_1}} = 3,69 \text{mm} \quad (4.16)$$

Le déplacement sera comparé au déplacement expérimental dans la section 4.3.

4.2 Résultats expérimentaux

Cette section compare et explique la différence entre les fréquences naturelles théoriques et expérimentales. Elles sont investiguées pour différentes configurations du banc d'essai. L'amortissement du tube est aussi approximé expérimentalement.

4.2.1 Fréquences naturelles

Des essais préliminaires ont été réalisés pour déterminer les fréquences naturelles expérimentales du tube. Un test d'impact est effectué sur le tube et le spectre croisé des deux accéléromètres est utilisé pour déterminer les fréquences de résonance du tube (Figure 4.2). Un deuxième test d'impact est effectué sur le tube avec une barre plate et un jeu de 0,000 mm.

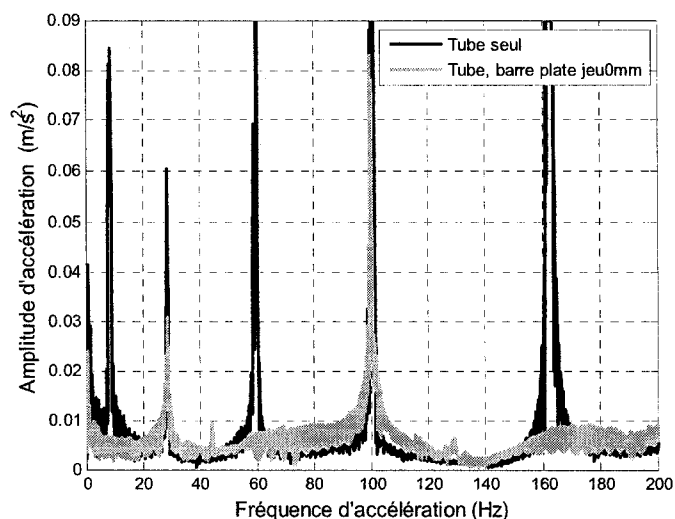


Figure 4.2 : Spectre croisé d'accélération suite à un test d'impact.

Il est clairement observé que les modes impairs du tube simplement supporté ont disparu dans le cas avec la barre plate. Ceci s'explique par le fait que les modes impairs ont un ventre au centre du tube, au niveau de la barre plate. Les modes présents avec la barre plate sont à la même fréquence que le tube sans barre plate.

Les cinq premières fréquences naturelles sont indiquées au Tableau 4.4. Les fréquences expérimentales de la première colonne du tableau sont obtenues du spectre croisé d'accélération. Les fréquences théoriques de la deuxième et de la troisième colonne du tableau sont obtenues à partir des modèles théoriques d'une poutre simplement supportée (Tableau 4.1) ou supportée par des ressorts (Tableau 4.2).

Tableau 4.4 : Fréquences naturelles du tube sans barre plate.

Mode	Expérimental (Hz)	Simplement supporté (Hz)	Supporté par des ressorts (Hz)
1	8,1	6,6	8,2
2	28,0	26,5	14,6
3	59,5	59,6	29,7
4	99,8	105,9	60,2
5	158,6	165,5	104,9

Les fréquences naturelles d'une poutre simplement supportée se comparent bien avec les fréquences naturelles du tube, tandis que le modèle de la poutre supportée par

des ressorts introduit une fréquence naturelle de 14,6 Hz au deuxième mode. Le modèle de la poutre simplement supportée est donc plus représentatif du tube fixé par les liens dans le banc d'essai. L'écart entre les fréquences naturelles expérimentales et théoriques est dû au fait que les liens ne sont pas des supports simples idéaux.

Les déformés modales des quatre premiers modes du tube simplement supporté et l'emplacement des instruments de mesures sur le banc d'essai sont illustrés à la Figure 4.3. Les symboles utilisés dans cette figure sont les mêmes qu'à la Figure 3.1.

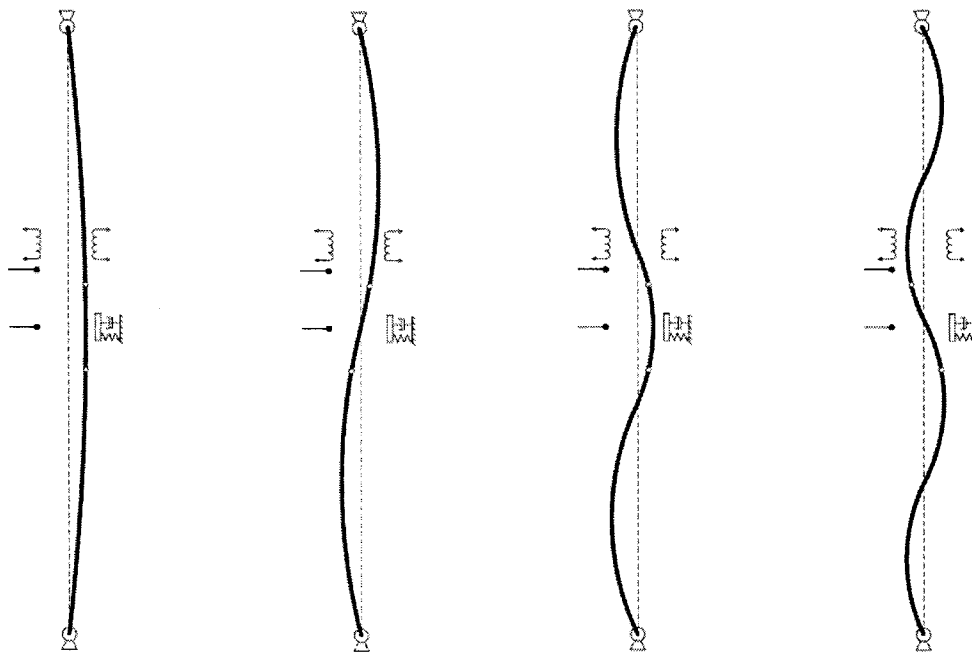


Figure 4.3 : Forme des quatre premiers modes du tube simplement supporté.

4.2.2 Amortissement

Dans des vibrations forcées, une certaine quantité d'énergie est dissipée par l'amortissement. Cette quantité d'énergie peut être estimée d'après la largeur de la crête à une fréquence de résonance, grâce à la méthode de la demi-puissance. Pour des fins de comparaison, l'amortissement du tube est calculé ci-dessous à l'aide de la méthode de la demi-puissance.

Le spectre d'accélération du tube soumis à un balayage sinusoïdal a été récupéré afin d'appliquer la méthode de la demi-puissance. L'amplitude à la fréquence naturelle

(A_n) est divisé par la racine de deux afin de déterminer Δf qui est illustré à la Figure 4.4. La formule suivante est utilisée afin de déterminer l'amortissement :

$$\zeta = \frac{f_2 - f_1}{2f_n} = \frac{\Delta f}{2f_n} \quad (4.17)$$

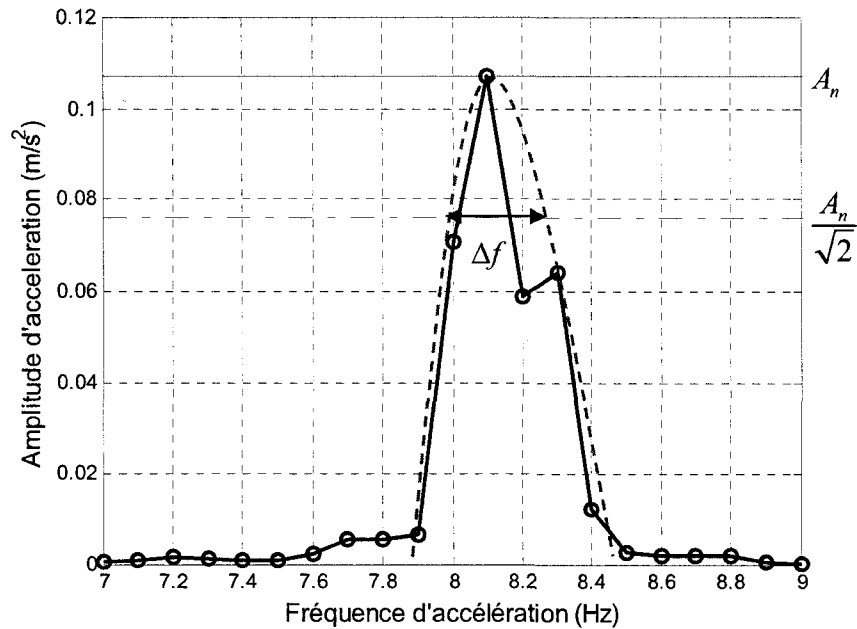


Figure 4.4 : Spectre d'accélération obtenu par un balayage en fréquence : Méthode de demi-puissance.

Ce calcul a été effectué sur cinq spectres. L'amortissement structural calculé est de 0,9 %. Cette valeur est élevée pour de l'amortissement structural, mais il est possible qu'il y ait de l'amortissement introduit à l'encastrement des liens (Figures 3.4 et 3.5). Aussi, la méthode de demi-puissance n'est pas précise pour de si petites valeurs d'amortissement. Le décrement logarithmique a aussi été considéré mais le temps nécessaire pour que l'amplitude de vibration diminue était trop grande pour bien évaluer la courbe de décroissance.

4.3 Comportement vibratoire

Le comportement vibratoire du tube est investigué à l'aide des spectres d'accélération et de déplacement au niveau de la barre plate et au spectre d'excitation. Les spectres d'accélération sont aussi comparés pour les différents types d'excitation.

Plusieurs séries d'essais ont été effectués pour différents jeux, angle de rotation, modes, forces d'excitation et formes d'excitation. L'angle de la barre plate correspond à une rotation sur l'axe

4.3.1 Déplacements

L'ordre de grandeur des déplacements obtenus expérimentalement est comparé à celui des déplacements calculés théoriquement à la section 4.1.3. L'amplitude des déplacements est aussi investiguée pour différents jeux et modes.

Les courbes de Lissajous des capteurs lasers au niveau de la source d'excitation et au niveau de la barre plate pour des jeux de -0,250 mm, 0,000 mm et 0,250 mm sont présentées à la Figure 4.5 et Figure 4.6 ci-dessous. Comme expliqué à la section 3.3, les courbes de Lissajous n'ont pas été modifiées avec la correction présentée à l'Annexe VII à cause d'un problème de convergence, ce qui cause un biais dans les graphiques. De plus, si les capteurs de déplacement laser ne sont pas parfaitement parallèles à l'axe y ou z, la réflexion du laser introduit une erreur proportionnelle au cosinus de cet angle.

La direction Y est parallèle à la barre plate et dans la direction d'excitation des électroaimants. L'interaction de la barre plate et du tube se produit à gauche dans ces figures de Lissajous.

Les déplacements du tube au niveau de la barre plate sont légèrement plus grands qu'au niveau des électroaimants pour des forces d'excitation autour du premier mode (Figure 4.5). Le déplacement du tube ayant un jeu de 0,250 mm avec la barre plate atteint 1,6 mm et sa trajectoire est de forme elliptique (Figure 4.5 a)).

L'amplitude du déplacement du tube ayant un jeu de 0,000 mm avec la barre plate est semblable, mais la trajectoire est bien définie (Figure 4.5 b)). Malgré que le jeu soit

de 0,000 mm, il y a tout de même des déplacements dans la direction Z. Le tube n'est donc pas toujours en contact avec la barre plate et il se produit ainsi des impacts.

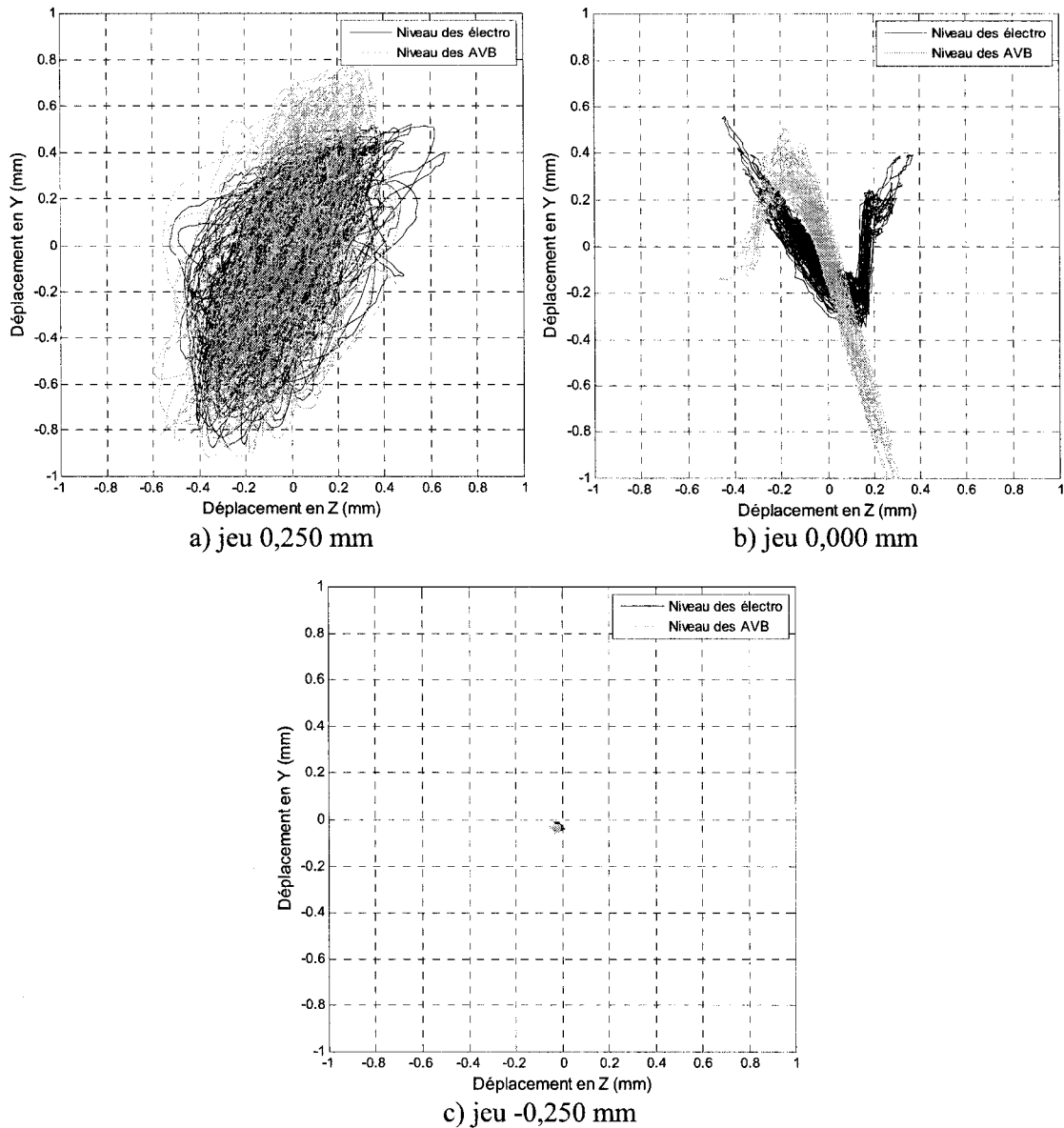


Figure 4.5 : Déplacement du tube au mode 1, rotation 0° , excitation aléatoire $F_{RMS}=0,063$ N.

Le déplacement au niveau de la barre plate et au niveau des électroaimants sont très petits ($< 10 \mu\text{m}$) lorsqu'il y a un jeu de -0,250 mm entre le tube et la barre plate (Figure 4.5 c)). Le mouvement du tube est donc complètement restreint au premier mode

pour une pré-charge de 0,136 N. Comme il était attendu, le déplacement augmente avec le jeu au premier mode.

Le déplacement du tube au deuxième mode pour la même force d'excitation (Figure 4.6) est différent de celui au premier mode. La forme du mode est telle que le déplacement au niveau des électroaimants est plus grand que celui au niveau de la barre plate.

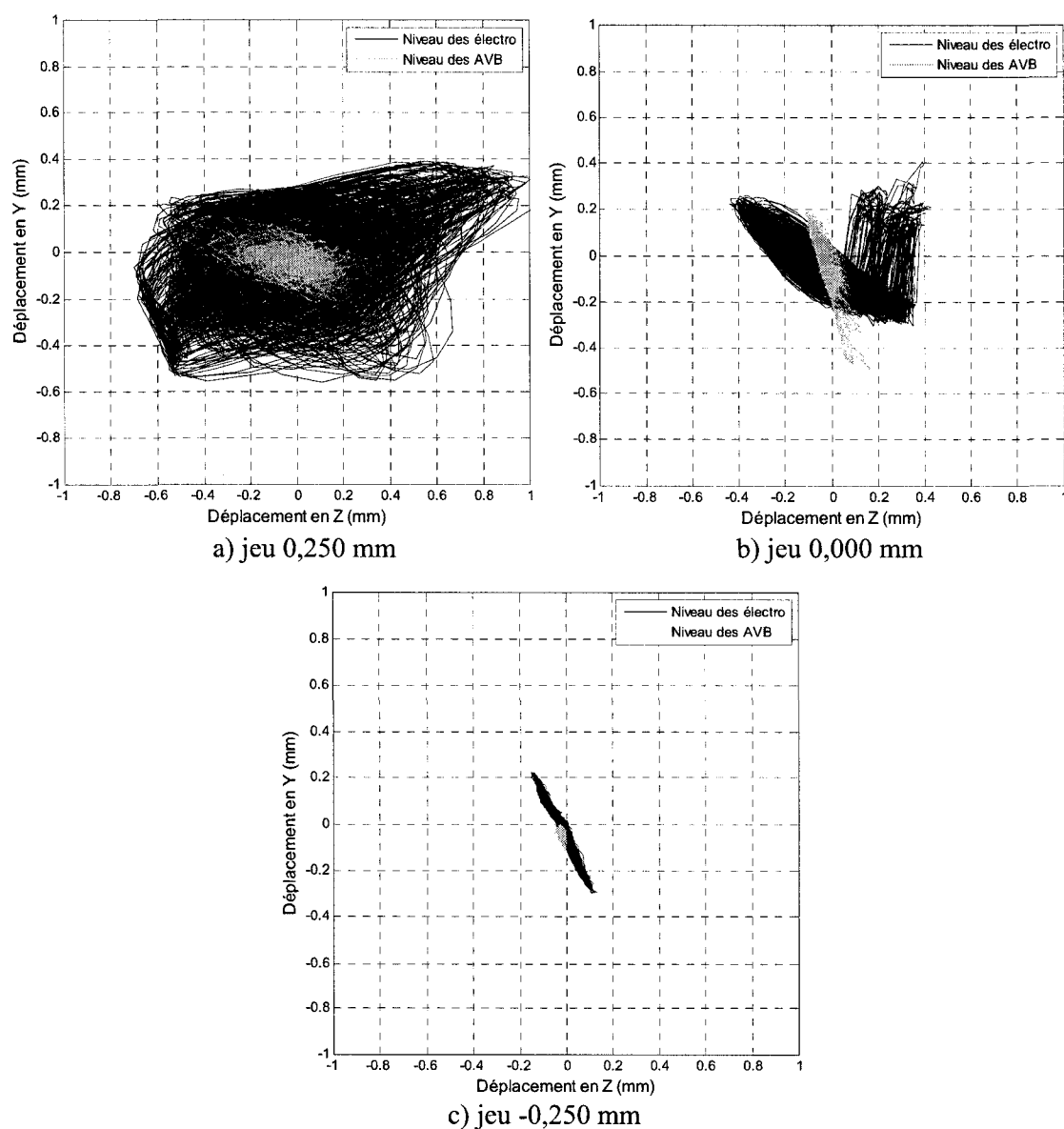


Figure 4.6 : Déplacement du tube au mode 2, rotation 0° , excitation aléatoire $F_{RMS}=0,062$ N.

Pour un jeu positif entre le tube et la barre plate, le déplacement du tube est plus faible au niveau de la barre plate qu'au niveau des électroaimants (Figure 4.6 a)), ce qui correspond à la forme du deuxième mode. Comparativement au premier mode, la trajectoire au mode 2 au niveau des électroaimants est plus directionnelle et aussi plus orientée dans la direction Z. La présence du ventre près des électroaimants à ce mode peut expliquer ce phénomène.

Le déplacement du tube ayant un jeu de 0,000 mm avec la barre plate est aussi très bien défini au deuxième mode (Figure 4.6 b)). Il y a un mouvement dans les directions Y et Z au niveau des électroaimants, mais presque seulement en Y au niveau de la barre plate.

Une pré-charge de 0,136 N, soit un jeu de -0,250 mm entre le tube et la barre plate, limite le mouvement au niveau du support (Figure 4.6 c)). Par contre au deuxième mode, le déplacement au niveau des électroaimants n'est pas aussi restreint.

De façon générale, le déplacement du tube au niveau du support au deuxième mode est moins grand car le nœud de ce mode coïncide avec cet emplacement. Comme dans le cas du premier mode, les déplacements sont plus grands avec de plus grands jeux.

Le calcul effectué à la section 4.1.3 a permis de prédire un déplacement de 3,69 mm du tube, alors qu'un déplacement de 2,2 mm est obtenu lors d'un balayage sinusoïdal autour du premier mode sur le tube sans support. Le calcul est donc conservateur.

4.3.2 Accélération

Les spectres croisés d'accélération sont comparés pour différents jeux et différentes forces d'excitation. Les spectres croisés d'accélération sont obtenus grâce aux deux accéléromètres fixés sur le tube. La variation de l'amplitude d'accélération aux fréquences de résonnance du tube est aussi investiguée en fonction du jeu.

Les spectres d'accélération analysés aux figures suivantes sont ceux obtenus par une excitation aléatoire à bande étroite autour des quatre premiers modes (Figure 4.7).

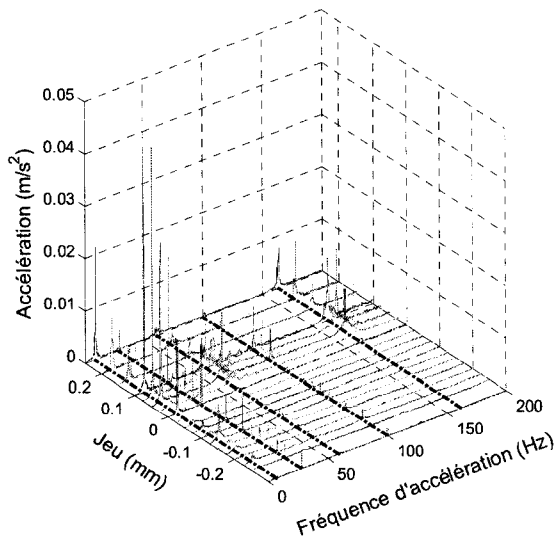
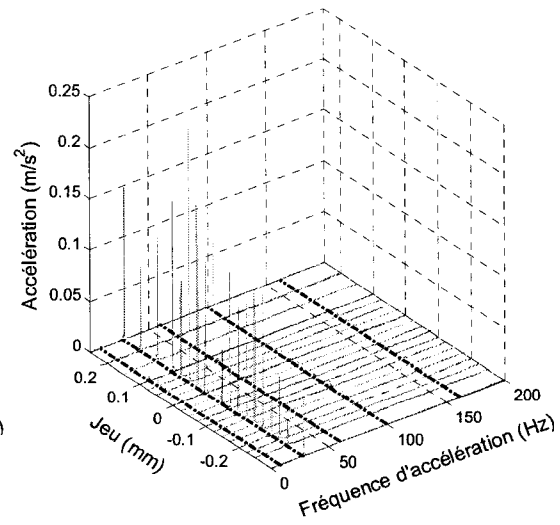
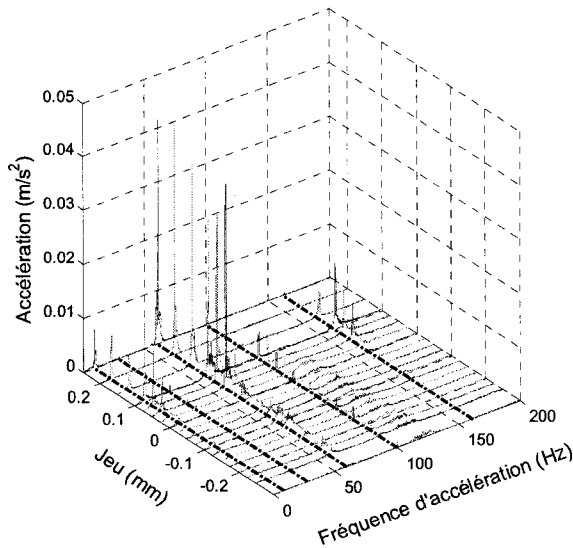
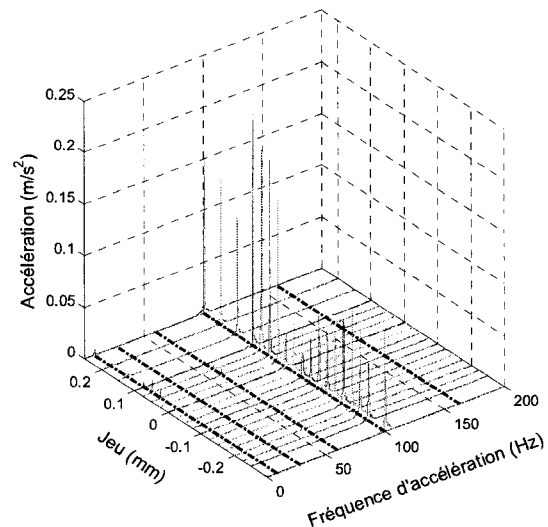
a) Mode 1, $F_{RMS} = 0,076$ Nb) Mode 2, $F_{RMS} = 0,076$ Na) Mode 3, $F_{RMS} = 0,121$ Nb) Mode 4, $F_{RMS} = 0,065$ N

Figure 4.7 : Spectres croisés d'accélération, force d'excitation aléatoire à bande étroite, rotation $0^{\circ}15'$.

Pour une force d'excitation autour du premier mode, deux comportements bien distincts sont observés à l'aide des spectres croisés d'accélération (Figure 4.7 a)). Les modes supérieurs sont excités lorsque le jeu est positif. Comme il a été observé dans les figures Lissajous que le tube subit des impacts, on peut en conclure que les modes supérieurs sont excités par ces impacts. Pour les jeux négatifs, seulement le deuxième

mode est clairement excité. Cela est dû au frottement entre le tube et la barre plate, qui empêche le mouvement aux modes impairs. L'énergie de vibration est donc distribuée aux modes supérieurs lors d'impacts et de frottement entre le tube et le support.

Une excitation autour du deuxième mode ne révèle pas de comportement différent en fonction du jeu comme dans le cas d'une excitation autour du premier mode (Figure 4.7 b)). Il est observé que les amplitudes d'accélération sont minimales autour du jeu de 0,000 mm. À l'exception du jeu de 0,000 mm, seulement la fréquence du deuxième mode est observée dans les spectres croisés d'accélération. L'énergie de vibration n'est donc pas distribuée aux autres modes.

La tendance des spectres d'accélération du troisième mode est comparable à celle observée au premier mode (Figure 4.7 c)). Par contre pour des jeux négatifs, c'est-à-dire pour de grandes pré-charges ($> 0,109$ N), l'amplitude d'accélération est plus élevée à des fréquences autour de 125 Hz qu'à la fréquence d'excitation, soit 60 Hz. La source de cette fréquence dominante provient probablement de l'assemblage du tube.

Le quatrième mode a le même comportement que le deuxième mode ; seulement la fréquence d'excitation est présente dans le spectre d'accélération et la valeur est minimale autour du jeu de 0,000 mm (Figure 4.7 d)).

L'amplitude d'accélération à la fréquence de résonance (provenant des spectres croisés d'accélération) est tracée en fonction du jeu pour en analyser l'évolution (Figure 4.8). Sur chaque figure, l'accélération est donnée pour quatre niveaux d'excitation par les électroaimants (F_{RMS}) et pour deux positions angulaires de la barre plate (rot.). L'échelle de l'axe vertical des modes pairs est six fois plus grande que celle des modes impairs dans les figures ci-dessous.

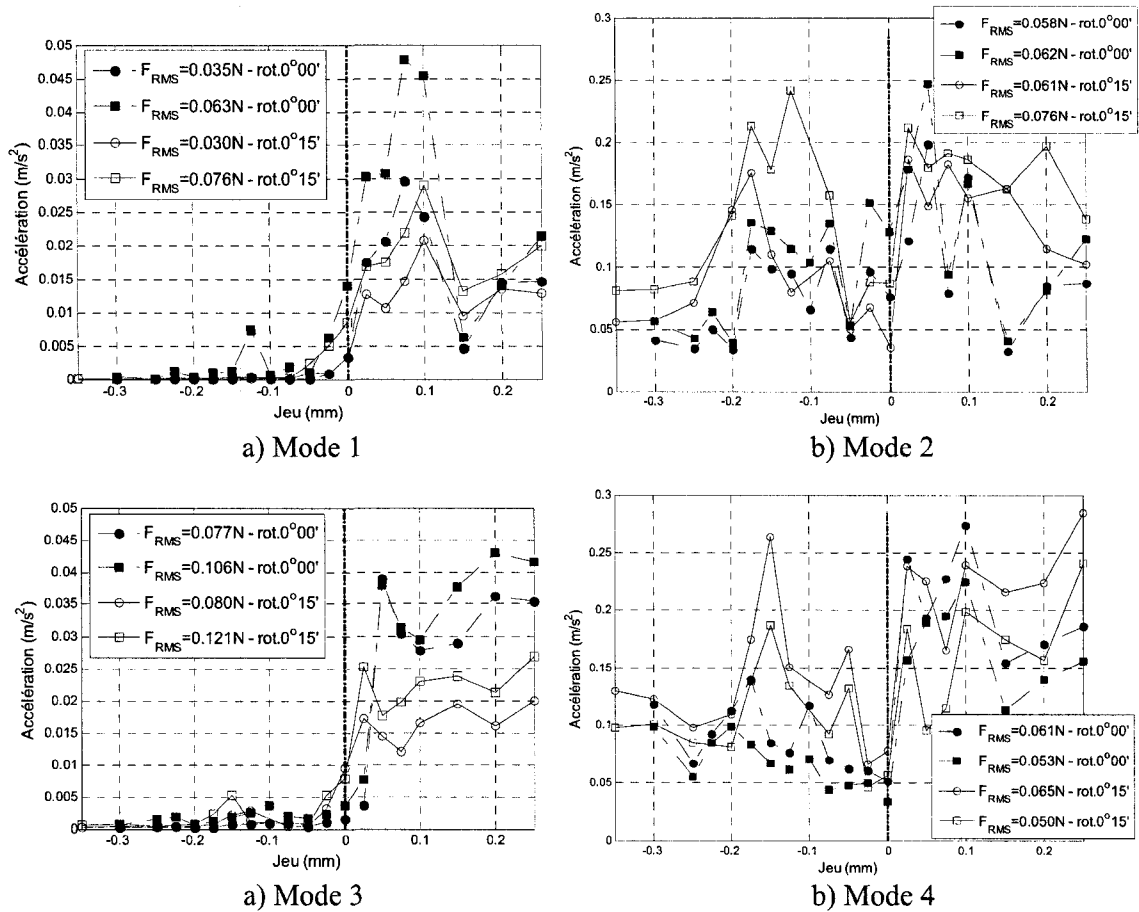


Figure 4.8 : Amplitudes d'accélération moyenne en fonction du jeu avec des forces d'excitation aléatoire.

Les modes impairs ont un ventre au niveau de la barre plate alors l'amplitude d'accélération diminue avec le jeu. Pour les niveaux d'excitation considérés, l'amplitude d'accélération devient très faible ($< 6,2 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$) lorsque le jeu est négatif.

Pour les modes pairs, avec un nœud au centre du tube donc vis-à-vis de la barre plate, l'amplitude d'accélération diminue seulement pour des pré-charges élevées ($> 0,164 \text{ N}$). Le mouvement du tube perpendiculaire à la barre plate pour de petites pré-charges (voir figure de Lissajous, Figure 4.6) est restreint pour les pré-charges élevées, ce qui diminue l'amplitude d'accélération.

La tendance des courbes d'accélération en fonction du jeu n'est pas influencée par la rotation de $0^{\circ}15'$. Comme il était attendu, les amplitudes d'accélération sont plus grandes pour les plus grandes forces d'excitation.

Ce chapitre a permis de d'explorer expérimentalement l'effet d'une barre plate sur le comportement dynamique d'un tube simplement supporté. L'analyse des déplacements et des accélérations a permis d'identifier des comportements distincts pour les modes pairs et impairs.

CHAPITRE 5

ANALYSE DES RÉSULTATS

L'analyse des résultats consiste à calculer la puissance d'usure afin de déterminer l'efficacité des supports. Pour ce faire, les signaux temporels des capteurs de force et de position sont investigués. L'influence du seuil des mesures, de la longueur des échantillons temporels et du déphasage entre les capteurs de force et de déplacement sur le calcul de la puissance d'usure est exposée. L'évolution de la puissance d'usure en fonction du jeu et de l'angle entre le tube et la barre plate est ensuite analysée. La puissance d'usure pour une barre plate est aussi comparée avec quelques configurations de deux barres plates.

5.1 *Signaux analysés*

Les signaux temporels sont enregistrés pour les capteurs de force et les capteurs laser au niveau de la barre plate. Ces signaux sont utilisés pour calculer la puissance d'usure afin de présenter son évolution en fonction des différentes configurations entre le tube et la barre plate. Cette section présente les spectres et l'amplitude des forces de contact ainsi que les signaux temporels de force et de déplacement.

5.1.1 Force de contact

Il est important de déterminer les forces de contact afin de calculer la puissance d'usure. Les capteurs de force récupèrent les forces normales à la barre plate. Les signaux temporels, les spectres et l'évolution des amplitudes des forces de contact sont analysés en fonction du jeu.

Les signaux temporels des capteurs de force pour des forces d'excitation autour du premier mode sont présentés de la Figure 5.1 pour des jeux de -0,250mm, 0,000 mm et 0,250 mm. Les signaux sont présentés pour deux niveaux d'excitation et le seuil de bruit

des capteurs de force est aussi indiqué par une ligne pointillée. L'évaluation et l'application du seuil de bruit a été décrit en détail au Chapitre 3, section 3.3.

Au premier mode avec une pré-charge de 0,136 N, la force de contact sur la barre plate est relativement petite ($< -0,01$ N) (Figure 5.1 a)). Dans ce cas, l'amplitude des forces de contact est du même ordre de grandeur pour les deux différentes forces d'excitation.

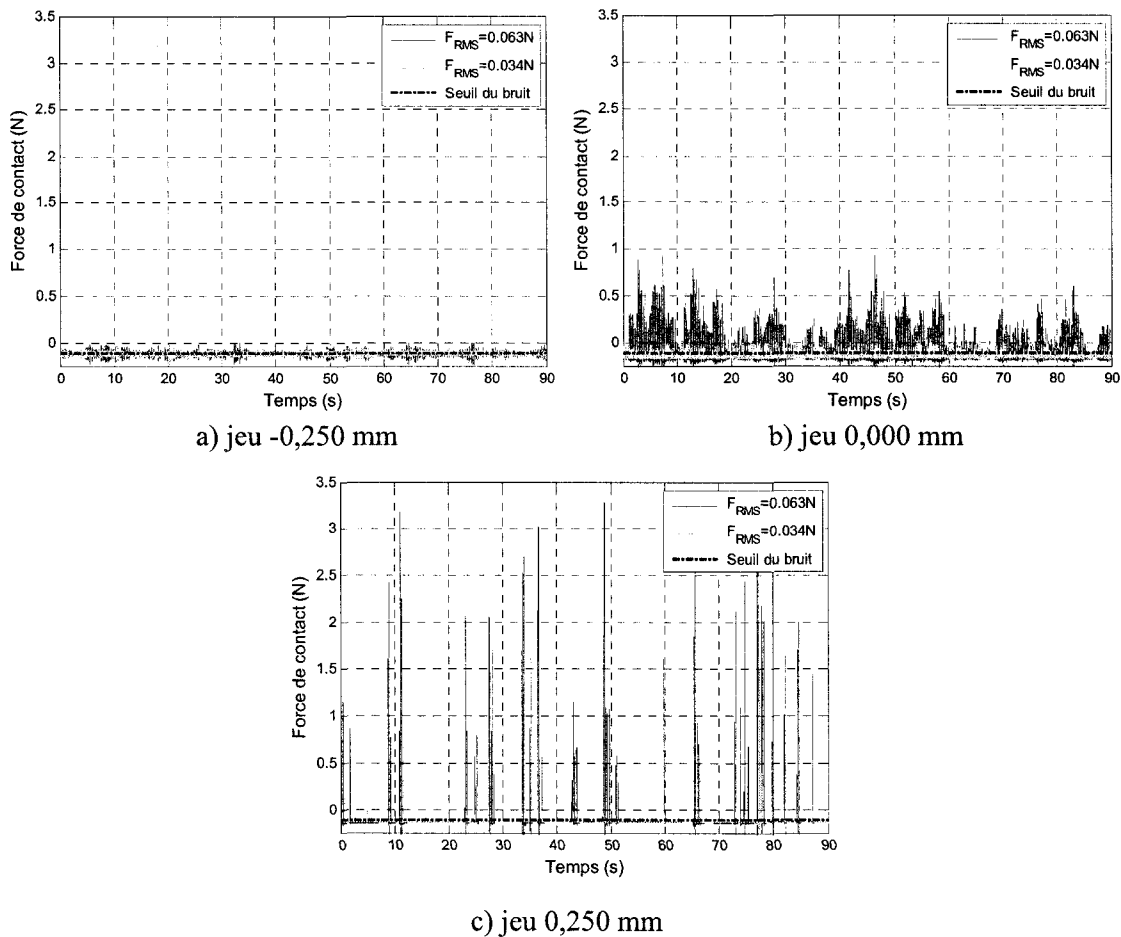


Figure 5.1 : Signaux temporels de force de contact.
Force d'excitation aléatoire, mode 1, rotation 0° .

Les plus grandes forces de contact au premier mode sont observées lorsque le jeu est de 0,250 mm (Figure 5.1 c)) ; elles atteignent alors 3,275 N. Par contre la fréquence des impacts est plus grande (environ aux 5 secondes) au jeu de 0,000 mm (Figure 5.1 b)) ; dans ce cas, la force de contact ne dépasse pas 1 N.

Il est constaté que la force de contact au premier mode fluctue beaucoup dans le temps. Comme ces fluctuations semblent avoir un caractère stationnaire, il est conclut que l'étude statistique du signal ci-après est valable.

Les forces de contact pour des excitations autour du deuxième mode sont présentées de la Figure 5.2. Les forces de contact sont plus grandes que celles au premier mode s'il n'y a pas de jeu entre le tube et la barre plate.

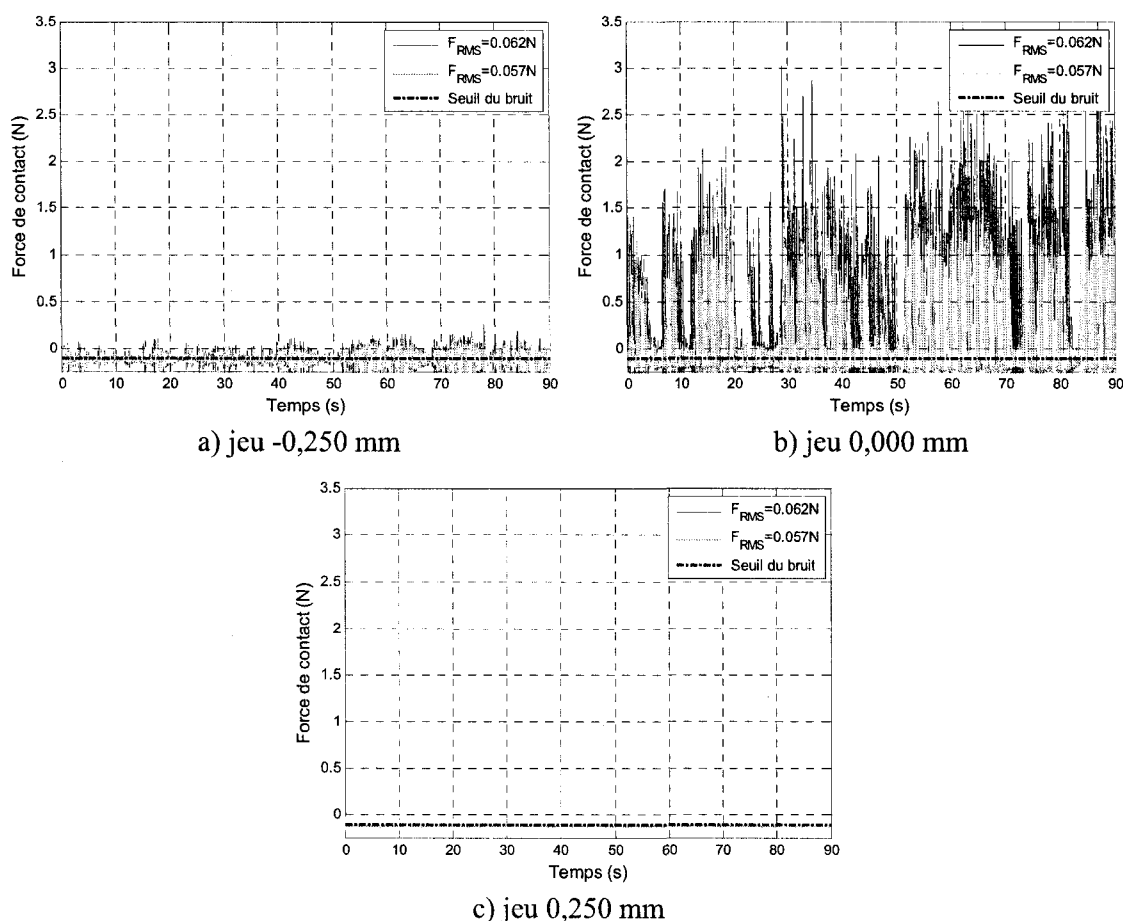


Figure 5.2 : Signaux temporels de force de contact.
Force d'excitation aléatoire, mode 2, rotation 0° .

Pour un jeu de -0,250 mm au deuxième mode, la force maximale de contact est de 0,258 N (Figure 5.2 a)). Alors que la force de contact pour un jeu de 0,000 mm monte jusqu'à 3,5 N (Figure 5.2 b)). Pour des grands jeux, aucune force de contact n'est observée, elle ne dépasse pas le seuil de bruit (Figure 5.2 c)).

Les valeurs négatives dans certains signaux temporels de force de contact sont plus importantes que le décalage des capteurs de force (niveau de bruit). Ces valeurs négatives sont possiblement dues aux capteurs de force qui sont limités en hautes fréquences (< 36 kHz). Les impacts, qui comportent des fréquences supérieures à cette limite, peuvent entraîner la masse piézoélectrique du capteur dans son boîtier, ce qui produirait un signal négatif correspondant à une traction sur le capteur. Cette force de traction interne aux capteurs de force piézoélectrique ne dépasse pas 0,55 N dans les cas étudiés ci-haut.

Comme relevé au Chapitre 2, le pire scénario d'usure est lorsqu'il y a des impacts en plus d'un glissement entre le tube et le support. Dans les cas présentés ci-haut, le jeu de 0,000 mm est le pire scénario pour l'usure.

Les spectres des forces de contact sont aussi brièvement investigués en fonction du jeu (Figure 5.3). Dans ces figures, les traits pointillés indiquent les fréquences naturelles du tube.

Des harmoniques sont clairement visibles dans les spectres du premier mode à des jeux plus grands que 0,000 mm (Figure 5.3 a)). Elles apparaissent aux fréquences 16,4, 24,4, 32,9 Hz et ainsi de suite en augmentant de 8 Hz entre chaque harmonique. Ce phénomène est dû aux impacts observés dans le signal temporel (Figure 4.5). On voit aussi que l'amplitude des forces de contact augmente avec le jeu jusqu'au jeu de 0,150 mm où l'amplitude est beaucoup moins importante. Par ailleurs, lorsqu'il y a une pré-charge (jeu négatif), une crête est observée autour de la fréquence d'excitation mais l'amplitude des forces de contact est maximale à 44 Hz. Aucune source extérieure n'a pu être identifiée comme étant responsable de ce comportement à 44 Hz.

L'amplitude des forces de contact au deuxième mode sont clairement maximales à la fréquence d'excitation de 28 Hz (Figure 5.3 b)). Aucune force de contact importante n'est observée pour des jeux plus grands que 0,025 mm. L'amplitude des forces de contact augmente en diminuant le jeu jusqu'au jeu de -0,175 mm où elle atteint une valeur maximale.

Les spectres du troisième mode contiennent beaucoup de bruit (Figure 5.3 c)). Le bruit est possiblement dû à l'excitation, dont la fréquence correspond à la fréquence des bruits de fond. La position des électroaimants, qui sont près d'un nœud du troisième mode, joue peut être un rôle dans ce phénomène. Pour les pré-charges et les faibles jeux positifs, les amplitudes sont maximales autour d'une fréquence de 3 Hz. Pour les jeux positifs, les amplitudes maximales se trouvent à 120 Hz, ce qui correspond aussi à une harmonique du bruit de fond et de la fréquence d'excitation.

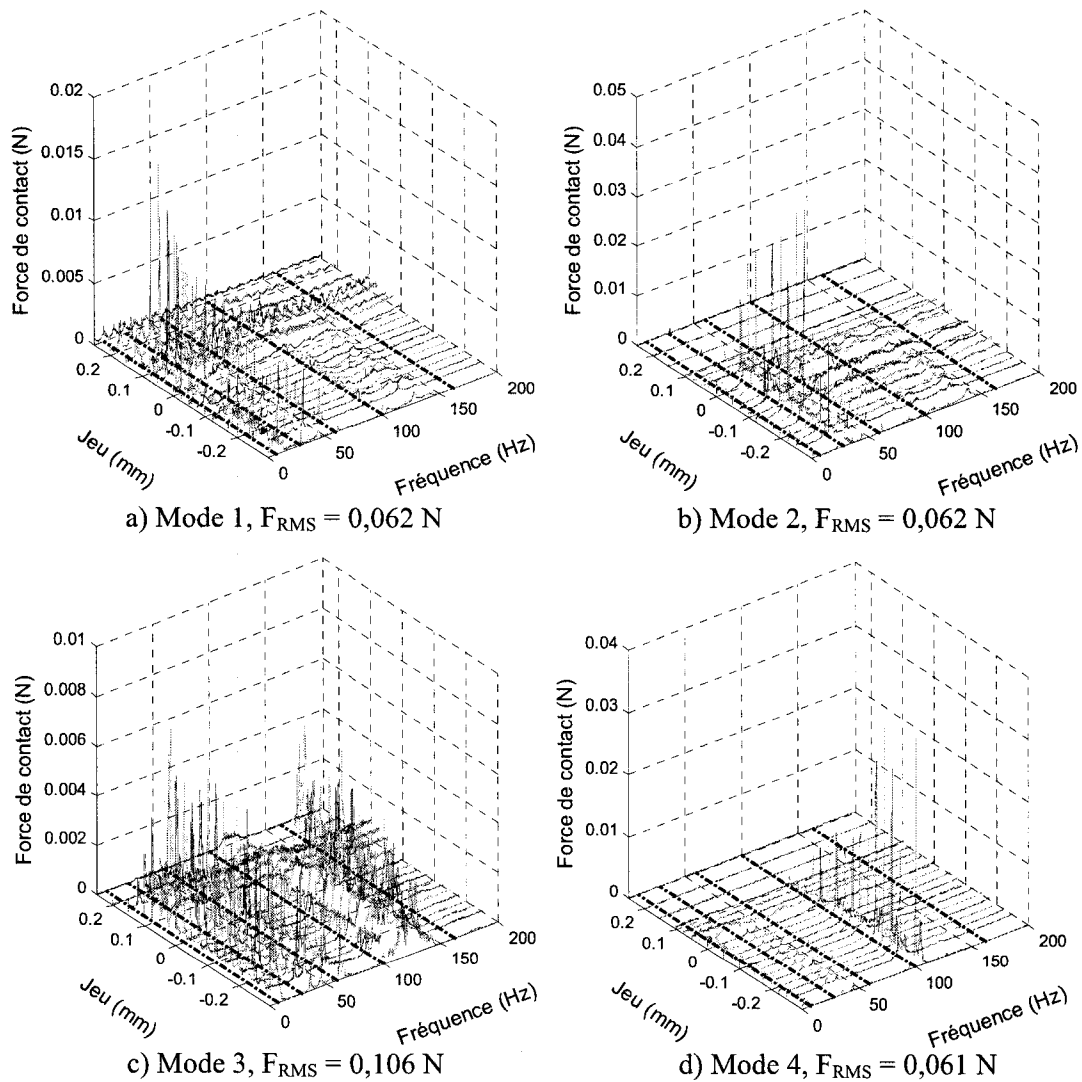


Figure 5.3 : Spectres croisés des forces de contact, rotation $0^{\circ}00'$, excitation aléatoire à bande étroite.

Les spectres du quatrième mode suivent la même tendance que ceux du deuxième mode : l'amplitude des forces de contact est maximale à la fréquence d'excitation (Figure 5.3 d)). Il est aussi clairement observé que l'amplitude des forces de contact augmente quand le jeu diminue.

À l'exception du troisième mode, les spectres des forces de contact en fonction du jeu ont permis d'identifier que la force de contact maximale se trouve à la fréquence d'excitation, comme il était attendu.

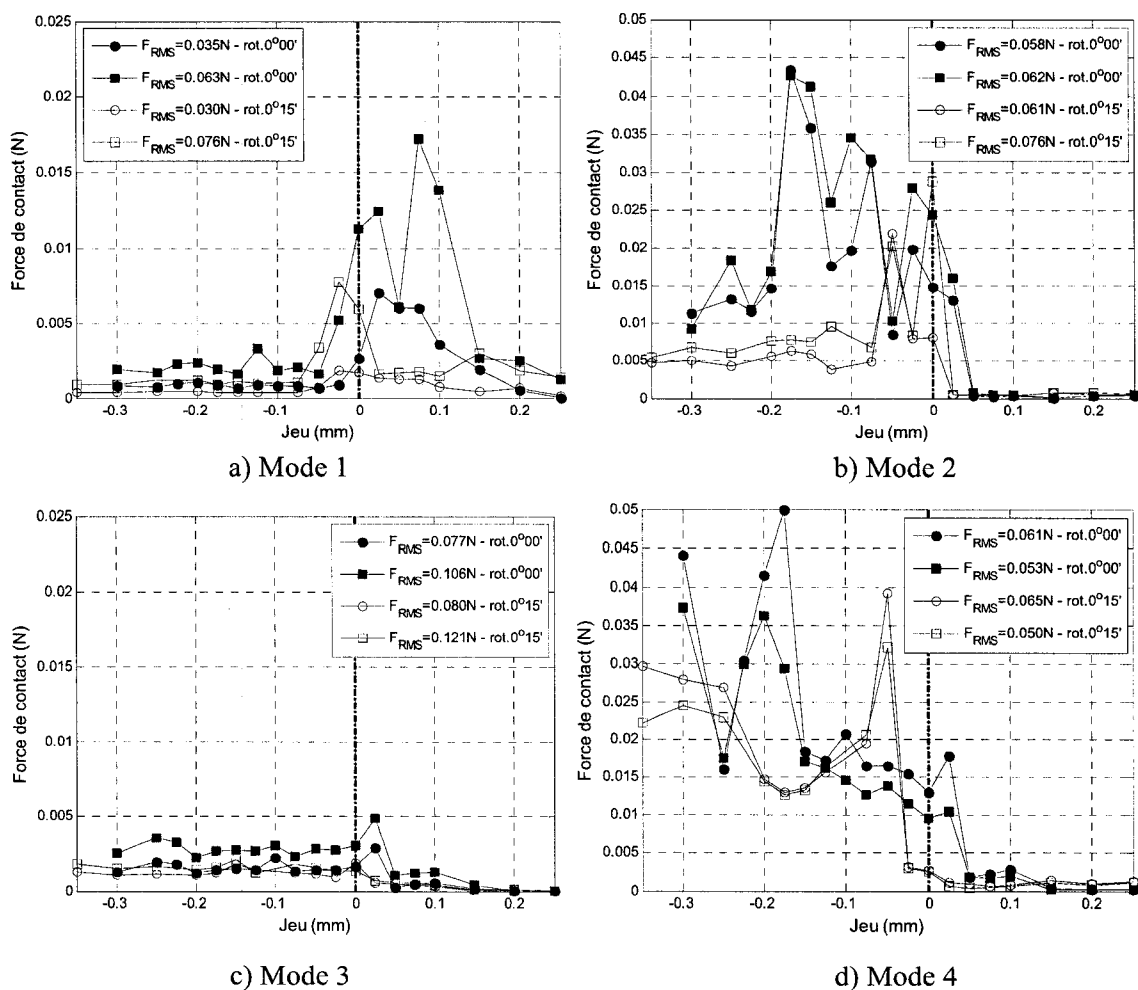


Figure 5.4 : Force de contact moyenne en fonction du jeu avec des forces d'excitation aléatoire à bande étroite.

L'évolution de l'amplitude des forces de contact à la fréquence d'excitation en fonction du jeu est présentée dans la Figure 5.4. L'échelle de l'axe vertical des modes

impairs (Figure 5.4 a) et c)) par rapport à celle des modes pairs (Figure 5.4 b) et d)) est de 1:2. De façon générale, les forces contacts sont nettement plus grandes aux modes pairs qu'aux modes impairs.

Au premier mode, les forces de contact pour les jeux négatifs commencent seulement à augmenter autour du jeu de -0,050 mm (Figure 5.4 a)). Les forces sont faibles pour des jeux négatifs importants (pré-charges plus grandes) car le mouvement du tube est restreint, ce qui limite les impacts. Pour un grand jeu ($< 0,200$ mm), l'amplitude des forces de contact est faible parce que le tube entre en contact avec la barre plate moins fréquemment et ainsi diminue la moyenne des forces de contact.

Le sommet des crêtes pour l'essai avec une rotation de $0^{\circ}15'$ n'est pas situé au même jeu que dans le cas sans rotation. De plus, la rotation semble réduire la force de contact.

Au deuxième mode, les forces de contact augmentent autour du jeu -0,200 mm pour la configuration sans rotation et autour du jeu de -0,075 mm pour la configuration avec une rotation de $0^{\circ}15'$ (Figure 5.4 b)). Par contre, pour les deux différentes configurations, les forces de contact sont assez faibles pour des jeux de 0,050 mm et plus. Encore une fois, les forces de contact ne sont pas maximales au même jeu pour les deux différentes configurations géométriques. Comme au premier mode, les forces de contact sont plus faibles lorsqu'il y a une rotation et l'amplitude est plus grande pour de plus grandes forces d'excitation.

Les courbes des forces de contact au troisième mode ont toutes la même forme à l'exception de la configuration avec une rotation à 0° , qui a un maximum bien défini au jeu de 0,025 mm (Figure 5.4 c)). Pour la configuration $0^{\circ}15'$, on a seulement une diminution d'amplitude à partir du jeu de 0,000 mm et pour les jeux positifs. Toutes ces courbes de forces de contact ont de faibles amplitudes (< 5 mN). Par contre, les spectres du troisième mode à partir desquels les valeurs moyennes des forces de contact sont obtenues sont très bruités.

Les courbes au quatrième mode ont des forces de contact négligeables ($< 2,5$ mN) pour les jeux plus grands que 0,025 mm (Figure 5.4 d)). Lorsqu'il y a pré-charge, les

forces de contact atteignent des maximums mais la tendance n'est pas clairement prévisible.

De façon générale pour les modes impairs, les forces de contact sont relativement faibles et constantes lorsqu'il y a une pré-charge. Elles augmentent lorsque le jeu est près de 0,000 mm et deviennent négligeables pour des jeux plus grands ($> 0,200$ mm). Aux modes pairs, les forces de contact augmentent avec la pré-charge. Elles tendent plus vite vers zéro pour des jeux positifs. L'évolution de la force de contact est semblable pour les configurations de la barre plate à un angle de 0° et un angle de $0^\circ 15'$. La valeur maximale des forces de contact n'est par contre pas identique. Les tendances sont aussi les mêmes pour les différents niveaux d'excitation.

5.1.2 Déplacements

Le déplacement du tube au niveau des supports et des électroaimants a été étudié à l'aide des figures de Lissajous dans la section 4.3. Cette section présente les déplacements temporels du capteur de déplacement laser Y (Figure 3.11), parallèle à la barre plate.

Les signaux temporels du capteur de déplacement laser Y aux modes pairs et impairs sont présentés pour des jeux de -0,250 mm, 0,000 mm et 0,250 mm à la Figure 5.5.

Les déplacements pour une excitation autour du premier mode et pour un jeu de -0,250 mm sont très limités (Figure 5.5 a)). Le déplacement dans cet essai atteint -0,2 mm et ne dépasse le seuil de bruit qu'une vingtaine de fois en 90 secondes pour la plus grande force d'excitation. Ce type de mouvement peut être attribué à l'effet de collage et glissement (*stick and slip*).

Pour un jeu de 0,000 mm, l'amplitude de déplacement atteint 2 mm (Figure 5.5 b)). Les déplacements sont beaucoup plus grand que ceux avec un jeu de -0,250 mm. L'amplitude de déplacement est aussi beaucoup plus importante pour la plus grande force d'excitation. Il semble y avoir encore l'effet de collage et glissement : il y a des instants où le tube ne bouge presque pas et l'instant suivant, il y a un grand déplacement.

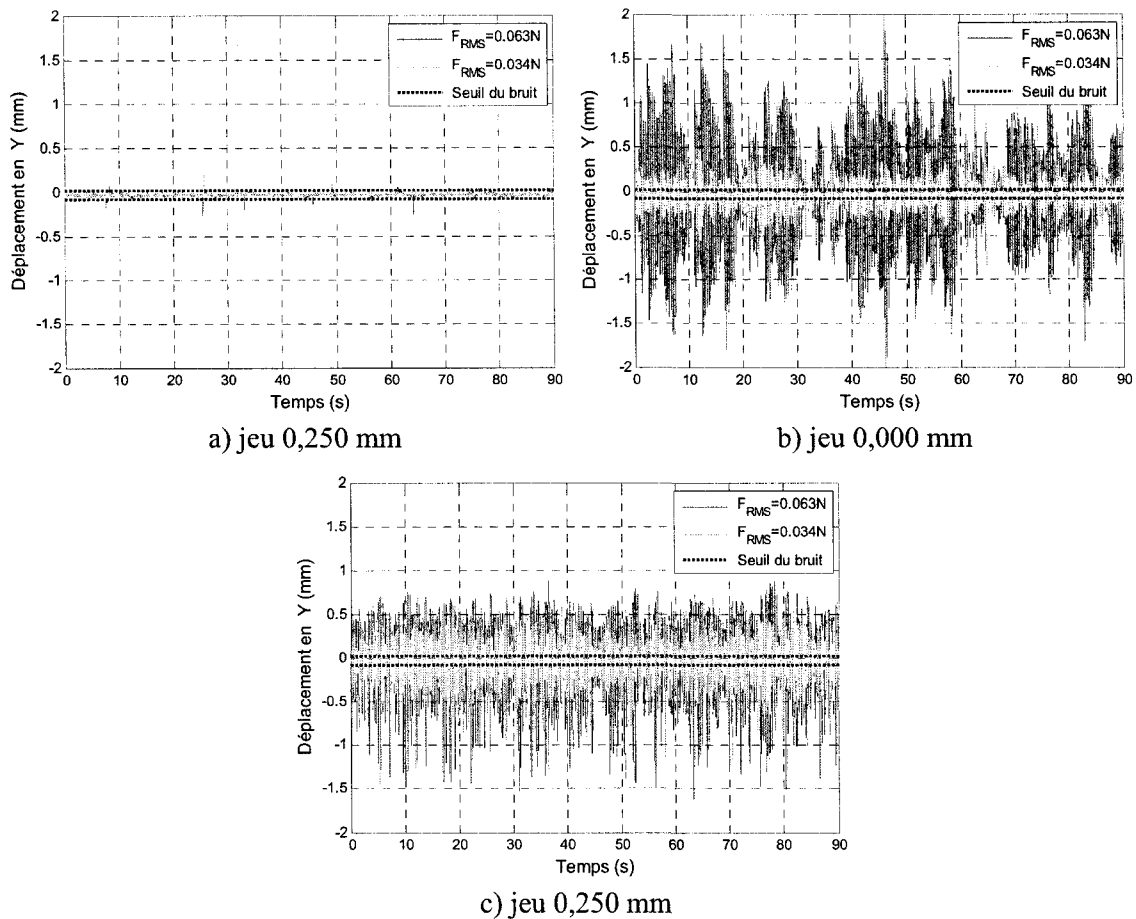


Figure 5.5 : Signaux temporels du laser Y
Force d'excitation aléatoire, mode 1, rotation 0°.

L'amplitude des déplacements retrouvés au jeu de 0,250 mm est plus petite qu'au jeu 0,000 mm (Figure 5.5 c)). Le mouvement semble continu et stationnaire car il n'y a pas de très faible amplitude suivie d'un très grand déplacement. Le niveau d'excitation a aussi une moins grande influence sur l'amplitude de déplacement que dans les deux jeux précédant.

Les déplacements au premier mode sont fonction du jeu et du niveau d'excitation. L'effet du collage et glissement semble aussi avoir une influence importante sur l'amplitude de déplacement.

Les déplacements pour un jeu de -0,250 mm et des forces d'excitation autour du deuxième mode dépassent à peine les bornes du seuil de bruit (Figure 5.6 a)). Pour ce

même jeu, les déplacements qui dépassent le seuil du bruit sont de plus petite amplitude mais plus fréquents qu'au premier mode.

Au deuxième mode et pour un jeu nul, les déplacements sont beaucoup plus limités qu'au premier mode. L'amplitude est environ dix fois plus petite que celle d'une même configuration au premier mode (Figure 5.6 b)). Ceci est attendu puisque le nœud du deuxième mode se trouve au niveau de la barre plate.

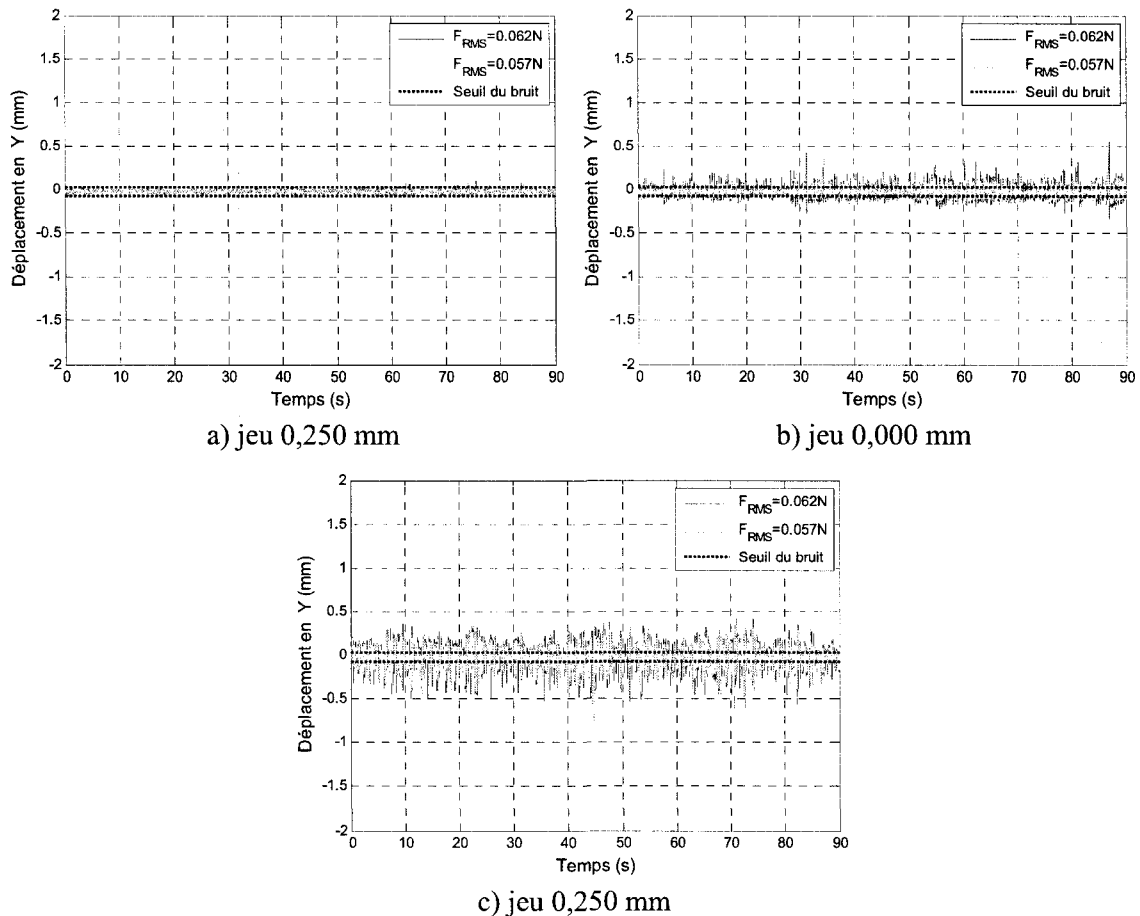


Figure 5.6 : Signaux temporels du laser Y
Force d'excitation aléatoire, mode 2, rotation 0°.

Au deuxième mode, de plus grandes amplitudes de déplacement sont obtenues au jeu de 0,250 mm plutôt qu'au jeu de 0,000 mm, contrairement au comportement observé pour le premier mode (Figure 5.6 c)). Ce plus grand déplacement, malgré la présence d'un nœud, est lié à l'excitation qui n'est pas exclusivement dans une direction. De plus,

le tube semble avoir un mouvement circulaire tel qu'observé dans la figure de Lissajous (Figure 4.6 a)) et en laboratoire.

5.2 Calcul de la puissance d'usure

La puissance d'usure est calculée à l'aide des signaux temporels de force de contact et de déplacement du tube parallèlement à la barre plate. Cette section explique le calcul effectué pour déterminer la puissance d'usure. L'effet des traitements de signaux, dont l'influence du seuil de bruit des capteurs et celle de la phase entre les capteurs de force et de déplacement, est vérifié. Le temps de simulation est aussi varié pour déterminer son effet sur les résultats calculés.

La formule de la puissance d'usure a été énoncée à l'équation 2.19 et est reprise ci-dessous :

$$\dot{W}_N = \frac{1}{T} \int_{s_1}^{s_2} F_N ds \quad (5.1)$$

La force normale, F_N , est obtenue des capteurs de force qui mesurent la force de contact. Le vecteur obtenu à partir du signal temporel du capteur laser représente la différence de position entre chaque intervalle de temps. Le résultat suivant est donc obtenu en réalisant le produit scalaire du vecteur de la force normale et du vecteur de déplacement, $\vec{s}$:

$$\vec{F}_N \bullet \vec{s} = \int_{s_1}^{s_2} F_N ds \quad (5.2)$$

Les sections suivantes exposent les résultats du calcul pour différents temps de simulation, T , et différents traitement de signaux temporels.

5.2.1 Influence du traitement de signal

Les résultats dans cette section sont présentés pour deux différents niveaux d'excitation. Chaque niveau d'excitation est une moyenne de quatre essais répétés à chaque jeu de 0 mm. La remise à zéro du jeu est reproduite quinze fois. Alors, le résultat pour chacune des forces est la moyenne de soixante essais.

5.2.1.1 Seuil de bruit des capteurs de force

L'influence du seuil de bruit des signaux de force sur les résultats du calcul de la puissance d'usure est vérifiée. Aucun traitement de signal n'est donc effectué sur le vecteur de déplacement dans les résultats présentés au Tableau 5.1 et au Tableau 5.2 pour des forces d'excitation de 0,029 N et de 0,075 N respectivement.

Le seuil de bruit pour chacun des capteurs de force a été évalué au Chapitre 3. Lors du calcul de la puissance d'usure, les signaux de force sont additionnés ; alors, le seuil de bruit est aussi additionné, totalisant -0,1112 N. Tel que présenté au Chapitre 3, cette valeur correspond à la moyenne du signal de bruit. Le bruit varie entre une borne supérieure (-0,0768 N) et une borne inférieure (-0,1387 N). Les différents seuils utilisés pour vérifier la variation de la puissance d'usure en fonction du seuil appliqué sont soit ces valeurs maximale ou minimale du signal de bruit. L'erreur relative de la puissance d'usure est calculée par rapport au seuil de -0,1112 N.

Tableau 5.1 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des capteurs de forces.
Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire 0,029 N.

Seuil (N)	Puissance d'usure calculée (mW)	Variation par rapport au seuil de -0,1112N (mW)
aucun	83,1	81,1
-0,1500	13,5	11,5
-0,1387	8,1	6,1
-0,1112	2,0	0,0
-0,1000	1,4	-0,6
-0,0768	0,9	-1,1
0,0000	0,4	-1,6

Tableau 5.2 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des capteurs de forces.
Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire 0,075 N.

Seuil (N)	Puissance d'usure calculée (mW)	Variation par rapport au seuil de -0,1112N (mW)
aucun	235,6	223,0
-0,1500	39,1	26,5
-0,1387	26,1	13,5
-0,1112	12,6	0,0
-0,1000	10,7	-1,9
-0,0768	8,8	-3,8
0,0000	6,1	-6,5

Le niveau du seuil de bruit des capteurs de force a une influence importante sur le résultat du calcul de la puissance d'usure. La valeur de la puissance d'usure calculée sans traitement de signal avec une force d'excitation aléatoire de 0,029 N est quarante fois plus grande que celle calculée avec le seuil de -0,1112 N. Cette erreur relative est énorme, malgré qu'elle s'explique facilement par le fait que les valeurs négatives des signaux temporels de force qui sont négligés lors de l'application d'un seuil. Même la valeur maximale et minimale des signaux de bruit traités ont une influence significative sur le calcul de la puissance d'usure.

5.2.1.2 *Seuil de bruit des capteurs de positions*

Le seuil de bruit des capteurs de position demande un traitement de signal différent, puisque les valeurs négatives sont retenues, contrairement à celles des capteurs de force. Des bornes supérieure (24,6 μm) et inférieure (-80,6 μm) ont été déterminées par les signaux de bruit au Chapitre 3. La variation du calcul de la puissance d'usure en fonction de ces bornes est présentée au Tableau 5.3 et au Tableau 5.4 pour des forces d'excitation de 0,029 N et 0,075 N respectivement. Les bornes du seuil sont augmentées par intervalle d'environ 5,0 μm afin d'investiguer l'erreur relative de la puissance d'usure.

Tableau 5.3 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des lasers.
Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire 0,029 N.

Seuil		Puissance d'usure calculée (mW)	Erreur relative par rapport au seuil (%)
Borne supérieure (μm)	Borne inférieure (μm)		
aucun	aucun	2,0	0,0
24,6	-80,6	2,0	0,0
30,0	-85,0	2,0	0,0
35,0	-90,0	2,0	0,0
40,0	-95,0	2,0	0,0
50,0	-10,0	2,0	0,0

Tableau 5.4 : Puissance d'usure calculée en fonction du seuil des capteurs de forces.
Mode 1, jeu 0,000 mm, rotation 0°15', force d'excitation aléatoire 0,075 N.

Seuil		Puissance d'usure calculée (mW)	Erreur relative par rapport au seuil (%)
Borne supérieure (μm)	Borne inférieure (μm)		
aucun	aucun	12,6	0,8
24,6	-80,6	12,5	0,0
30,0	-85,0	12,5	0,0
35,0	-90,0	12,4	-0,8
40,0	-95,0	12,5	0,0
50,0	-10,0	12,4	-0,8

À la plus faible des deux forces d'excitation, traiter le vecteur temporel de position avec des seuils de détection supérieur et inférieur n'a pas d'influence sur le calcul de la puissance d'usure. Par contre au deuxième niveau d'excitation, il y a une variation du calcul de la puissance d'usure. Malgré que l'erreur n'est pas importante dans ces deux cas sans l'application de bornes supérieure et inférieure de détection pour les capteurs laser, un seuil est utilisé lors des calculs de la puissance d'usure.

5.2.1.3 Longueur des échantillons temporels

La durée minimale pour obtenir un résultat invariable de la puissance d'usure a été vérifiée. Les signaux temporels de force sont traités avec un seuil de détection (-0,1112 N) et les signaux temporels de déplacement sont traités avec des bornes de détection supérieure (24,6 μm) et inférieure (-80,6 μm) lors de ce calcul. Le Tableau 5.5 expose la variation des résultats pour différents temps de calcul et pour deux niveaux d'excitation. Dans ce tableau, t_1 et t_2 représentent le temps au début et à la fin de l'échantillon, et T représente la durée de l'échantillon.

Tableau 5.5 : Variation de la puissance d'usure calculée en fonction du temps de calcul.
Mode 1 - jeu 0,000 mm - rotation 0°15' - force d'excitation aléatoire.

Temps (s)			$F_{RMS} = 0,035 \text{ N}$		$F_{RMS} = 0,063 \text{ N}$	
t_1	t_2	T	Puissance d'usure calculée (mW)	Erreur relative par rapport à T=89 (%)	Puissance d'usure calculée (mW)	Erreur relative par rapport à T=89 (%)
0	89	89	0,835	0	49,137	0
1	89	88	0,834	-0,16	49,592	0,93
1	88	87	0,844	1,04	49,824	1,40
2	89	87	0,836	0,08	49,666	1,08
0	85	85	0,859	2,84	50,841	3,47
1	86	85	0,852	2,00	50,905	3,60
5	85	80	0,884	5,83	50,520	2,81
5	80	75	0,926	10,86	49,434	0,60
5	75	70	0,940	12,53	50,790	3,36
10	70	60	0,993	18,88	50,181	2,12

La variation de la puissance d'usure calculée est plus petite que 1 % pour une période de temps de 88 secondes. Un temps d'échantillonnage de 90 secondes pour le calcul de la puissance d'usure est donc suffisant. En plus, l'enregistrement des signaux temporels commence seulement 5 secondes après le début des essais, de façon à ne pas tenir compte du comportement transitoire du tube.

5.2.1.4 Phase entre les capteurs de force et de déplacement

Le calcul de la puissance d'usure requiert des données temporelles de force et de déplacement qui sont en phase les unes avec les autres. Compte tenu des différents instruments de mesure, le déphasage entre ces instruments doit être évalué. Le spectre croisé du capteur laser Y par rapport au capteur de force piézoélectrique a été calculé pour en déterminer le déphasage aux différentes fréquences d'excitation. Le Tableau 5.6 présente le déphasage moyen récupéré sur une dizaine de spectres croisés aux différentes fréquences d'excitation.

Tableau 5.6 : Déphasage du capteur de force par rapport au capteur de déplacement.

Mode	Fréquence (Hz)	Phase		Temps (s)
		(°)	(rad)	
1	8,1	5,33	0,09	0,0018
2	28,0	-85,91	4,78	0,0272
3	59,5	52,95	0,92	0,0025
4	99,8	-173,88	3,25	0,0052

Le temps de déphasage est pris en compte lors de la multiplication scalaire des vecteurs temporels, ce qui mène à des signaux qui peuvent avoir quelques points temporels en moins. Comme démontré dans la section précédente, la durée des échantillons de 90 secondes peut être légèrement réduite sans conséquence notable sur la puissance d'usure calculée. La correction du déphasage nécessite une réduction de la longueur des échantillons temporels allant jusqu'à 0,0272 s, ce qui ne causera pas d'erreur significative sur la valeur de la puissance d'usure. Les Tableau 5.7 à Tableau 5.10 indiquent la variation entre la puissance d'usure calculée avec et sans l'application du déphasage entre la force et le déplacement pour quelques différents jeux et aussi pour deux niveaux d'excitation. Les résultats présentés dans les tableaux ci-dessous sont une moyenne de cinq différents essais.

Tableau 5.7 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage.
Mode 1, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.

Jeu (mm)	Puissance d'usure (mW) ($F_{RMS}=0,035$ N)		Erreur relative (%)	Puissance d'usure (mW) ($F_{RMS}=0,063$ N)		Erreur relative (%)
	Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage		Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage	
0,100	2,1	2,2	-4,55	59,0	59,0	0,00
0,075	6,5	6,5	0,00	87,7	87,6	0,11
0,050	14,4	14,4	0,00	31,6	31,6	0,00
0,025	13,9	13,9	0,00	56,8	56,8	0,00
0,000	0,8	0,8	0,00	48,6	48,6	0,00
-0,025	0,6	0,6	0,00	19,0	19,1	-0,52

Malgré que le temps de déphasage ne soit que de 1,8 ms au premier mode, une variation atteignant -4,55% est observée entre les deux calculs de la puissance d'usure. Le déphasage doit donc être évalué lors du calcul pour les excitations autour du premier mode.

La variation entre les valeurs de puissance d'usure calculées est très importante au deuxième mode pour les jeux de 0,000 mm et de -0,025 mm ($\approx 30\%$). Une erreur de 50% est aussi obtenue aux jeux de 0,100 mm et de 0,050mm. Par contre, dans ces derniers cas, l'erreur absolue est de 1 mW.

Tableau 5.8 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage.
Mode 2, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.

Jeu (mm)	Puissance d'usure (mW) ($F_{RMS}=0,058$ N)		Erreur relative (%)	Puissance d'usure (mW) ($F_{RMS}=0,062$ N)		Erreur relative (%)
	Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage		Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage	
0,100	0,1	0,0	-	0,3	0,2	50,00
0,075	0,1	0,1	0,00	0,3	0,3	0,00
0,050	0,0	0,0	0,00	0,3	0,2	50,00
0,025	10,4	10,3	0,97	13,4	13,0	3,08
0,000	1,1	1,8	-38,89	6,8	9,4	-27,66
-0,025	1,0	1,5	-33,33	5,2	7,7	-32,47

Tableau 5.9 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage.
Mode 3, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.

Jeu (mm)	Puissance d'usure (W) ($F_{RMS}=0,081$ N)		Erreur relative (%)	Puissance d'usure (W) ($F_{RMS}=0,106$ N)		Erreur relative (%)
	Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage		Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage	
0,100	0,9	01,0	-10,00	15,0	15,1	-0,66
0,075	0,7	0,7	0,00	7,0	7,2	-2,78
0,050	0,2	0,2	0,00	7,0	7,2	-2,78
0,025	5,7	5,9	-3,39	27,8	28,2	-1,42
0,000	3,7	3,8	-2,63	21,8	22,1	-1,36
-0,025	1,3	1,4	-7,14	11,9	12,2	-2,46

L'erreur absolue est aussi dans l'ordre de 1 mW au troisième mode. L'erreur relative atteint cette fois -10%. À l'exception de deux cas distinctif, l'erreur relative est en moyenne -2% au troisième mode.

L'application du déphasage dans le calcul de la puissance d'usure au quatrième mode a aussi un effet significatif. La variation atteint 66,67% pour l'essai avec un jeu de 0,100 mm.

Tableau 5.10 : Calcul de la puissance d'usure avec et sans l'application du déphasage.
Mode 4, rotation 0°, force d'excitation aléatoire.

Jeu (mm)	Puissance d'usure (W) ($F_{RMS}=0,053$ N)		Erreur relative (%)	Puissance d'usure (W) ($F_{RMS}=0,061$ N)		Erreur relative (%)
	Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage		Sans le temps de déphasage	Avec le temps de déphasage	
0,100	0,5	0,3	66,67	1,5	1,1	36,36
0,075	0,5	0,4	25,00	2,1	1,6	31,25
0,050	1,1	0,8	37,50	1,2	1,0	20,00
0,025	1,5	2,0	-25,00	8,0	9,4	-14,89
0,000	0,5	0,8	-37,50	2,7	3,3	-18,18
-0,025	0,6	0,8	-25,00	0,1	0,1	0,00

En somme, même les plus petits temps de déphasage entre les capteurs ont un effet significatif et doivent être pris en considération lors du calcul de la puissance d'usure. Le calcul de la puissance d'usure comprend donc l'ajout d'un seuil de détection des signaux

temporels de force et de déplacement et l'ajout d'un déphasage lors de la multiplication scalaire sur une période de 90 secondes.

5.3 *Puissance d'usure*

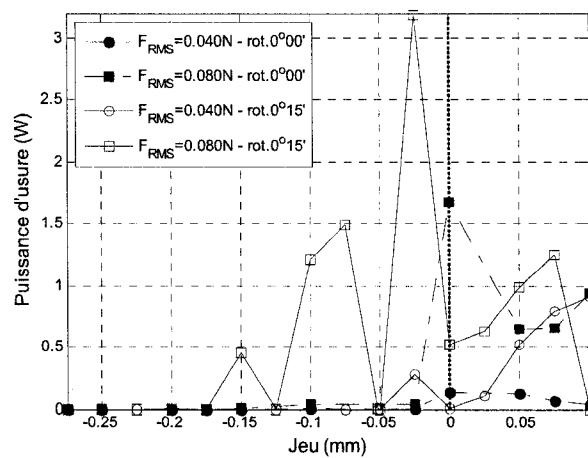
Il a été vu au Chapitre 2 que la puissance d'usure d'un tube de générateur de vapeur ne devrait pas dépasser 1 mW. Les différentes configurations de jeux passant de -0,350 mm à 0,250 mm et d'un angle de 0° et $0^\circ 15'$ entre le tube et une barre plate sont investiguées.

5.3.1 *Excitation sinusoïdale*

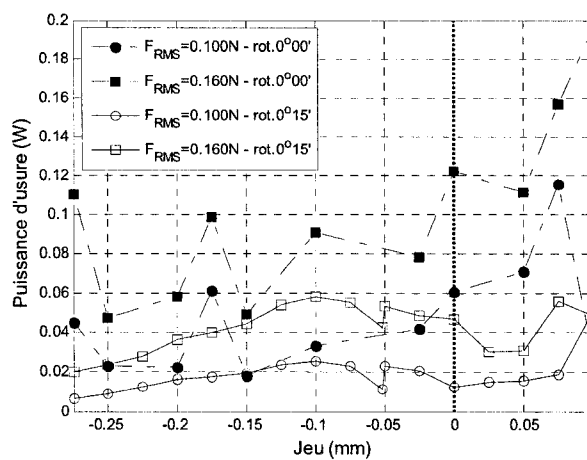
La première série d'essai a été effectuée avec des excitations sinusoïdales. La forme de ce type d'excitation est connue mais représente moins bien les formes d'excitation provenant d'un écoulement diphasique transverse.

La Figure 5.7 illustrent la puissance d'usure en fonction du jeu pour deux niveaux d'excitation et pour des rotations de 0° et $0^\circ 15'$. L'échelle de l'axe vertical du premier mode est seize fois plus grande que celle du deuxième mode et trois cent vingt fois plus élevée que celles du troisième et du quatrième mode.

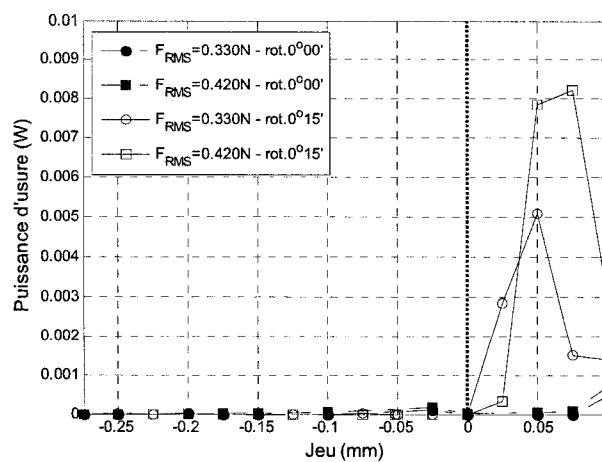
Pour un balayage sinusoïdal autour du premier mode, une puissance d'usure atteignant 3.2 W est obtenue (Figure 5.7 a)). Le signal temporel des forces de contact de ce cas particulier passe de 2 N à 16 N sur une période de 36 secondes. Le signal temporel de déplacement correspondant atteint aussi l'amplitude maximale lisible par le capteur laser, c'est-à-dire l'équivalent du rayon du tube (8 mm). La puissance d'usure pour l'ensemble des configurations atteint une amplitude maximale dans la plage de jeu de -0,100 mm à 0,100 mm. Pour des jeux plus faibles (et donc des pré-charges plus élevées), la puissance d'usure diminue.



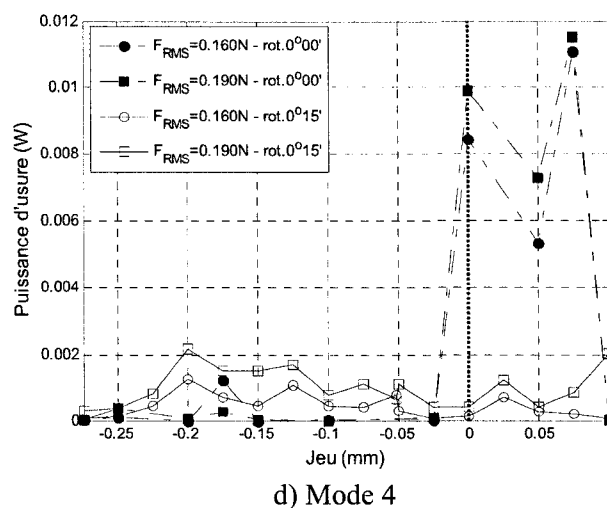
a) Mode 1



b) Mode 2



c) Mode 3



d) Mode 4

Figure 5.7 : Puissance d'usure en fonction du jeu, forces d'excitation sinusoïdale.

La puissance d'usure pour les forces d'excitation autour du deuxième mode est relativement constante pour tous les jeux (Figure 5.7 b)). À l'exception d'un point, la tendance des courbes avec une force d'excitation de 0,16 N, un jeu de 0,100 mm et une rotation de 0° est plutôt constante. Même avec ce point, les valeurs sont en deçà de 0,2 W, ce qui est jusqu'à quinze fois plus faible que la puissance d'usure maximale du premier mode.

Au troisième mode, la puissance d'usure est inférieure à 1 mW pour toutes les configurations avec une pré-charge ou un jeu de 0,000 mm (Figure 5.7 c)). Aux jeux positifs, les valeurs de la puissance d'usure à la configuration d'une rotation de $0^\circ 15'$ sont significativement plus grandes que celles sans rotation.

À l'exception d'un point, les puissances d'usure sont toutes inférieures à 1 mW pour toutes les configurations avec une pré-charge (Figure 5.7 d)). À l'opposé des puissances d'usure au troisième mode, ce sont les puissances d'usure de la configuration sans rotation qui sont significativement plus élevées pour les jeux positifs.

La puissance d'usure au premier mode est clairement beaucoup plus élevée qu'aux modes supérieurs. À l'exception du deuxième mode et quelque cas particulier au premier mode, pour des excitations sinusoïdale, la puissance d'usure est inférieure à 1 mW pour une configuration avec une pré-charge.

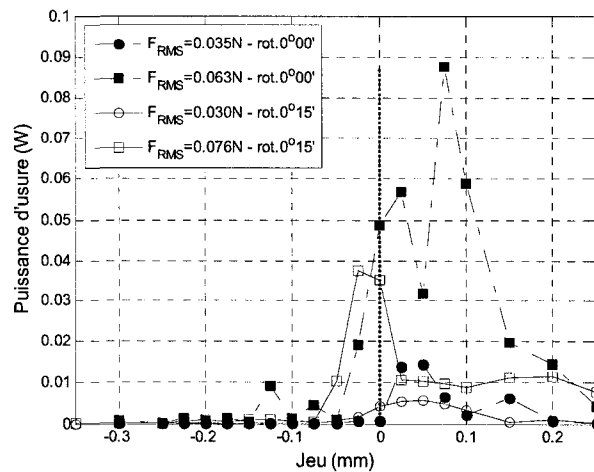
5.3.2 Excitation aléatoire à bande étroite

Des essais avec des forces d'excitation aléatoires à bande étroite ont été faits pour comparer avec les excitations sinusoïdales. De plus, ce type d'excitation est plus représentatif des vibrations induites par un écoulement diphasique transverse.

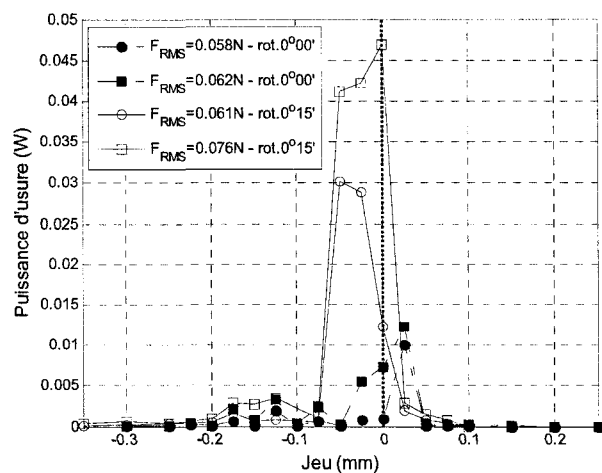
Chaque point des graphiques suivants est une moyenne de cinq essais répétés pour un même jeu (Figure 5.8). La force d'excitation indiquée dans la légende est une moyenne de tous les essais effectués à ce niveau de force et la rotation spécifiée. La distribution des forces d'excitation a été affichée au Chapitre 3.

Pour des excitations aléatoires à bande étroite autour du premier mode, la puissance d'usure ne dépasse pas 10 mW pour tous les jeux plus petits que -0,050 mm (Figure 5.8 a)). Les puissances d'usure associées aux trois plus petites forces d'excitation ont leur sommet au même jeu soit 0,050 mm. Pour la plus grande force d'excitation, la puissance d'usure maximale est déplacée vers les jeux négatifs à -0,025 mm.

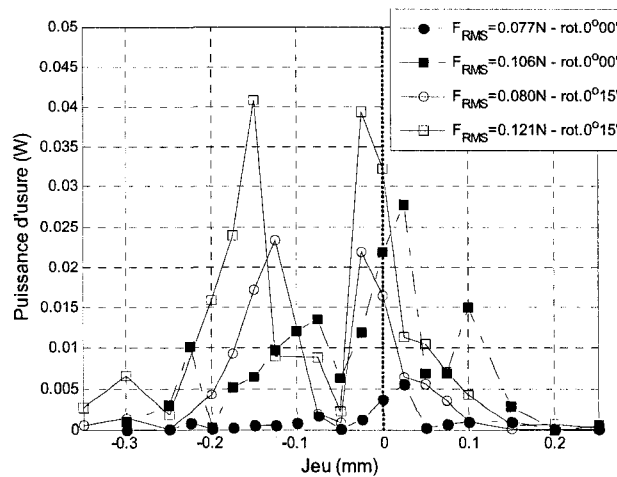
Pour des excitations aléatoires autour du deuxième mode, l'évolution de la puissance d'usure se suivent (Figure 5.8 b)) pour toutes les forces et les configurations. La puissance d'usure pour la configuration avec rotation ne dépasse pas 15 mW, tandis que celle pour la configuration de 0°15' atteint 42 mW entre les jeux -0,050 mm et 0,000 mm.



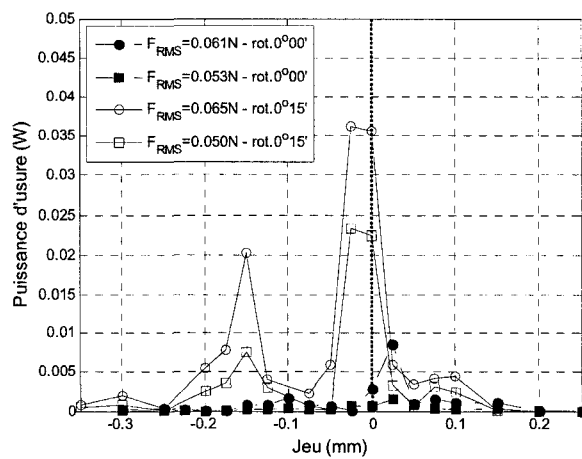
a) Mode 1



b) Mode 2



c) Mode 3



d) Mode 4

Figure 5.8 : Puissance d'usure en fonction du jeu, force d'excitation aléatoire à bande étroite.

Au troisième mode, pour la configuration avec une rotation $0^{\circ}15'$, deux sommets sont observés dans l'évolution de la puissance d'usure (Figure 5.8 c)). Ces maximums apparaissent à des jeux négatifs. L'évolution de la puissance d'usure pour les configurations sans rotation est plus nette. Par contre, toutes les puissances d'usure semblent avoir une diminution au jeu de $-0,050$ mm. La puissance d'usure diminue pour les plus grands jeux dans les deux configurations.

Les mêmes tendances sont retrouvées tant au quatrième mode qu'au deuxième mode, à l'exception que la puissance d'usure ré-augmente au jeu de $-0,250$ mm pour la configuration avec une rotation de $0^{\circ}15'$ (Figure 5.8 d)). Aussi, les puissances d'usure sont moins grandes qu'au deuxième mode.

L'évolution de la puissance d'usure est semblable aux modes pairs et impairs : elle diminue avec l'augmentation du jeu et avec la pré-charge. L'amplitude maximum de la puissance d'usure est en général soit autour du jeu de $0,000$ mm, soit à la plus faible pré-charge pour les modes pairs, tandis qu'elle est autour du jeu de $0,000$ mm ou dans les faibles jeux positifs pour les modes impairs. De plus, la puissance d'usure maximale diminue quand le mode est plus élevé. Les tendances sont semblables pour des excitations aléatoires et sinusoïdales.

L'incertitude lors de la mesure du jeu peut expliquer certaines variations de l'évolution de la puissance d'usure telle que retrouver deux sommets distincts dans une même courbe.

5.3.3 Excitation aléatoire à large bande

Des simulations avec des forces d'excitation aléatoire à large bande ont été réalisées pour être comparées avec celles faites autour d'un mode spécifique. De plus, ce type d'excitation est une simulation plus juste des vibrations induites par un écoulement diphasique transverse.

La puissance d'usure a des tendances semblables à celles observées précédemment, c'est-à-dire qu'elle est plus grande autour du jeu de $0,000$ mm et qu'elle augmente avec les forces d'excitation (Figure 5.9). À des pré-charges plus grandes que

0,109 N (jeux inférieurs à -0,200 mm), la puissance d'usure ne varie plus. La conséquence de la rotation ne semble pas majeure : elle est avantageuse ou désavantageuse selon la fréquence d'excitation.

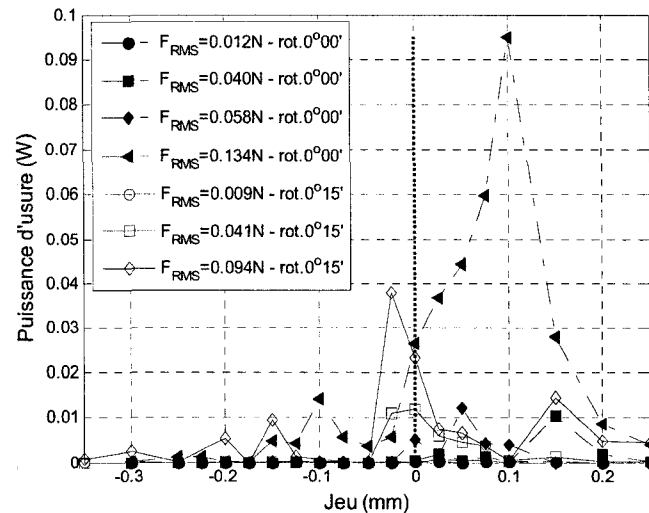


Figure 5.9 : Puissance d'usure en fonction du jeu.
Force d'excitation aléatoire à large bande, 3-400 Hz.

De façon générale, les puissances d'usure sont du même ordre de grandeur que celles retrouvées avec des excitations à bande étroite.

5.3.4 Essais avec deux barres plates

Les essais réalisés avec deux barres plates ont pour but de faire des comparaisons préliminaires avec les essais effectués avec une seule barre plate. Le jeu correspond dans ce cas-ci à un jeu symétrique : le jeu est établi de chaque côté du tube, entre chaque barre plate (Figure 5.10).

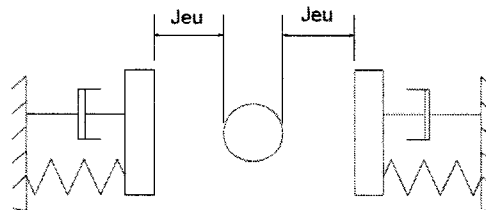
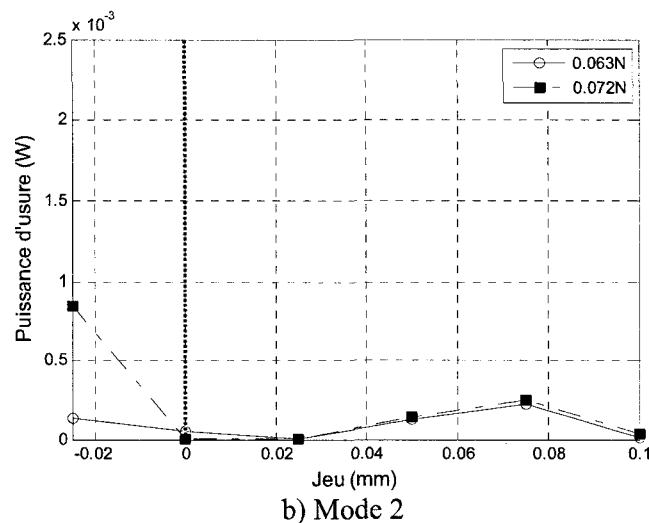
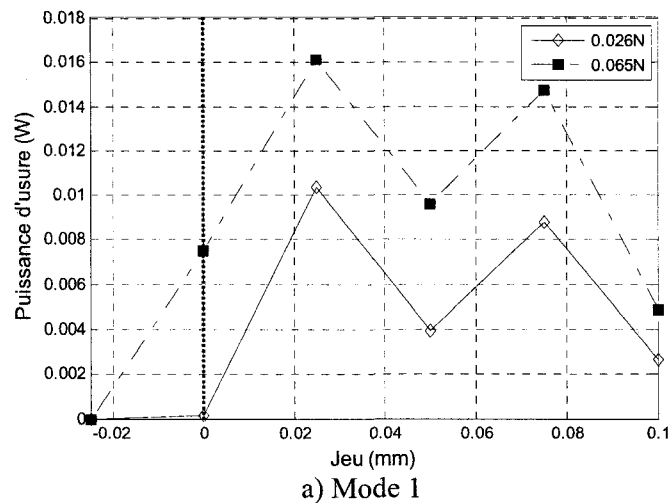


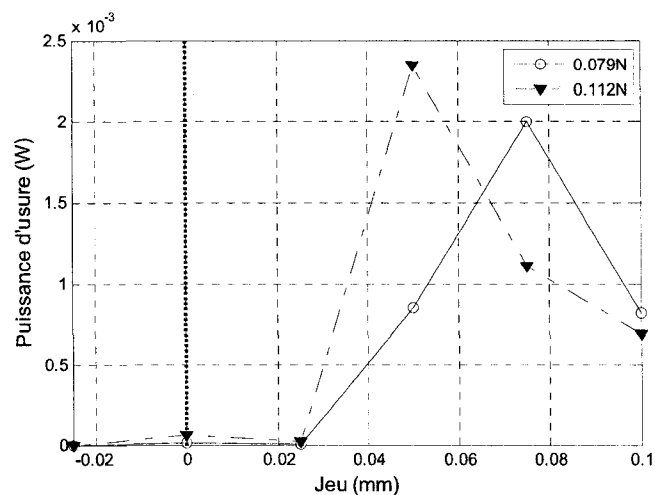
Figure 5.10 : Schéma du tube supporté par deux barres plates.

Le jeu indiqué dans les graphiques ci-dessous est donc celui de chaque côté du tube et non pas le jeu total. La deuxième barre plate installée pour ces essais n'est pas

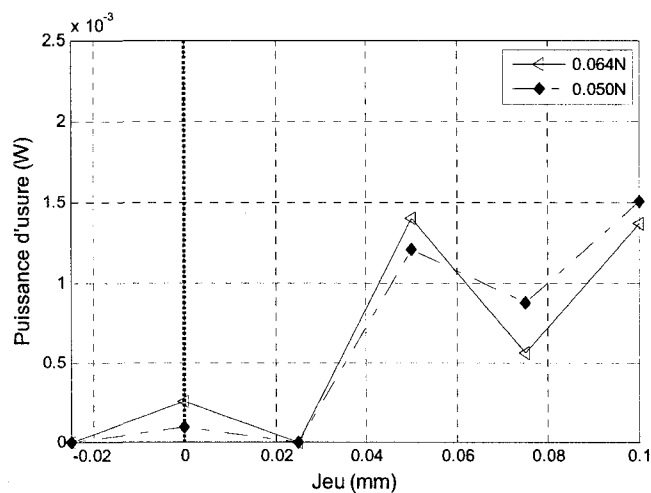
instrumentée de capteurs de force. Alors la puissance d'usure est seulement calculée sur une des barres plates. Des forces d'excitation aléatoires à bande étroite et à large bande ont été utilisées pour ces essais.

Pour des excitations aléatoires à bande étroite autour du premier mode, les puissances d'usure calculées avec deux barres plates (Figure 5.11 a)) sont du même ordre de grandeur que celles calculées avec une seule barre plate (Figure 5.8 a)). Avec deux barres plates, l'amplitude des puissances d'usure au premier mode est environ sept fois plus grande que celle aux autres modes (Figure 5.11 b), c) et d)). Encore au premier mode, la puissance d'usure augmente pour les jeux plus grands que 0,000 mm et diminue considérablement au jeu de 0,100 mm.





c) Mode 3



d) Mode 4

Figure 5.11 : Puissance d'usure en fonction d'un jeu symétrique.

2 barres plates, force d'excitation aléatoire à bande étroite.

À l'exception du premier mode, les puissances d'usure avec deux barres plates ne dépassent pas 2,5 mW. Les puissances d'usures des trois modes supérieurs ont une valeur minimale entre les jeux de -0,025 mm et 0,025 mm.

Les puissances d'usure obtenues avec des forces d'excitation aléatoires à large bande (Figure 5.12) sont plus faibles que celles des trois derniers modes présentés ci-haut.

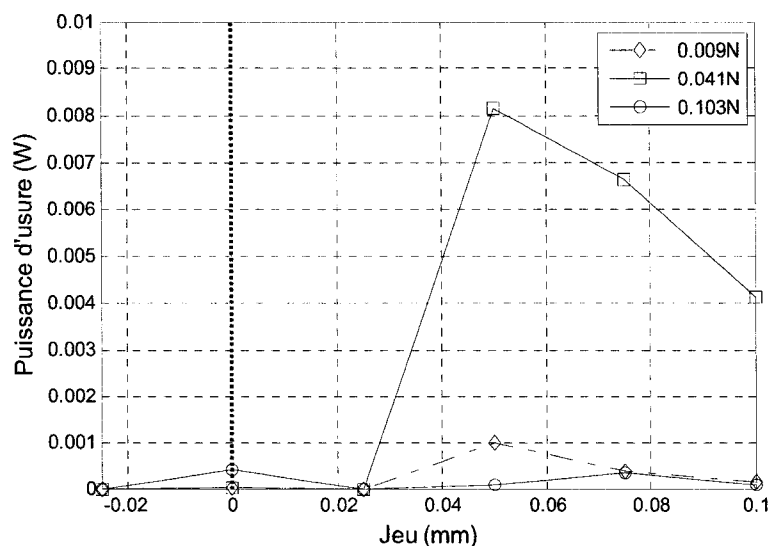


Figure 5.12 : Puissance d'usure en fonction d'un jeu symétrique.
2 barres plates, force d'excitation aléatoire à large bande, 3-400 Hz.

De façon générale, avec une configuration de deux barres plates, la puissance d'usure maximale est près du jeu de 0,050 mm et diminuent au jeu de 0,100 mm. L'évolution de la puissance d'usure pour deux barres plates a une tendance opposée de celles avec une seule barre plate : pour une faible pré-charge et les faibles jeux positifs, la puissance d'usure est maximale dans le cas d'une seule barre plate tandis qu'elle est minimale dans le cas de deux barres plates.

En récapitulant, tous les types de configuration et d'excitation avec une seule barre plate demandent une pré-charge initiale pour limiter la puissance d'usure. Les amplitudes maximales des puissances d'usure sont retrouvées autour du jeu de 0,000 mm. Dans les essais effectués avec deux barres plates, les tendances contraires ont été observées : la puissance d'usure est minimale autour du jeu de 0,000 mm.

DISCUSSION ET RECOMMANDATIONS

Plusieurs recherches ont été faites au sujet du comportement vibratoire de faisceaux de tubes soumis à des écoulements diphasiques transverses. Les mécanismes d'usure des composantes, soit les tubes et les barres plates des générateurs de vapeur, ont été étudiés en profondeur. La puissance d'usure de ces matériaux a aussi été investiguée dans les conditions d'opération d'un générateur de vapeur. Toutes ces connaissances ont été intégrées pour développer des codes numériques servant à évaluer, par simulations, la puissance d'usure des tubes supportés par des barres plates. La complexité et la non-linéarité du problème demande encore plus de développements numériques et d'autres essais expérimentaux pour comparer les résultats les deux méthodes.

La présente recherche a apporté, à terme, la construction d'un banc d'essais permettant d'obtenir des conditions qui seront facilement reproduites dans des simulations numériques. La problématique des tubes en U supportés par des barres plates et soumis à un écoulement diphasique transverse a été étudié à l'aide d'un tube droit de deux travées simplement supporté, avec une barre plate agissant en son milieu et excité grâce à des électroaimants.

Le banc d'essais est instrumenté afin de calculer la puissance d'usure et d'analyser le comportement vibratoire du tube en interaction avec la barre plate. Deux accéléromètres ont été placés dans des directions différentes, directement sur le tube. Deux capteurs de force ont été installés derrière la barre plate et des capteurs de déplacement ont été alignés au niveau de la barre plate et sous la source d'excitation. Lors de la conception du banc d'essai, l'instrumentation a été choisie en fonction de la disponibilité et du budget. Seulement les forces de contact normales au tube étaient récupérées par les capteurs de force utilisés. Pour une étude plus approfondie des forces de frottement, il est recommandé d'utiliser des capteurs de force bi-axiaux dans des essais à venir. Aussi, afin d'améliorer la précision des mesures, les faisceaux lasers

devraient être réfléchis sur une surface plane au lieu de la surface courbe du tube. Des carrés de matériaux légers pourraient être collés au tube, ce qui n'affecterait pas la dynamique du tube.

La source et le type d'excitation du tube ont été déterminés lors d'essais préliminaires. Entre un pot vibrant et des électroaimants, le choix des électroaimants a été retenue car ils n'altéraient pas la dynamique du tube simplement supporté, contrairement au pot vibrant qui ajoutait une masse dynamique et changeait ainsi les fréquences naturelles du tube. Des excitations sinusoïdales, aléatoires à bande étroite et aléatoires à large bande ont été transmises au tube par les électroaimants. Les forces d'excitation sinusoïdales ont permis d'analyser le comportement dynamique du tube pour une forme d'excitation connue. Les forces d'excitation aléatoires à bande étroite autour des quatre premiers modes ont permis d'isoler le comportement des modes pairs et impairs. L'excitation aléatoire à large bande représente plus vraisemblablement les vibrations induites par un écoulement diphasique transverse. L'amplitude des forces d'excitation appliquée est représentative de celle des forces induites par un écoulement diphasique transverse.

Une méthodologie rigoureuse a été développée afin d'obtenir des résultats justes et fiables. La nature aléatoire et non linéaire du comportement vibratoire du tube en interaction avec la barre plate demande plusieurs répétitions des essais afin d'établir une tendance statistique. Malgré l'application de cette technique, la position du tube par rapport au support est une source d'incertitude à considérer lors de l'analyse.

Un traitement des signaux a été développé pour l'analyse des données. Il y avait une source considérable de bruit dans les capteurs de force. Les forces mesurées étaient très petites comparativement à l'étendue des mesures du capteur (± 44.48 N). Un seuil de détection a été établi pour les capteurs de force à l'aide de plusieurs lectures de bruit. De la même façon, des bornes supérieure et inférieure de détection pour les capteurs lasers ont été fixées. L'étude des paramètres a démontré que le bruit des capteurs lasers avait un effet minime dans certain cas sur la mesure de la puissance d'usure. Pour les capteurs de force, le niveau du seuil établi a une influence significative sur la puissance calculée.

Pour diminuer le niveau de bruit et ainsi obtenir une meilleure précision des capteurs de force, des capteurs avec une plus petite étendue de mesure devraient être utilisés. Il serait par contre plus risqué de les endommager s'il y avait un impact qui dépassait cette étendue.

Le montage expérimental actuel permet tout de même la mesure de la puissance d'usure pour différentes configurations avec une précision acceptable.

CONCLUSION

L'objectif du projet était de déterminer la pré-charge ou le jeu nécessaire entre des barres plates et un tube de générateur de vapeur afin de limiter la puissance d'usure. Le seuil de puissance d'usure acceptable est évalué d'après la durée de vie d'un générateur de vapeur.

Le banc d'essais réalisé a permis de mener plusieurs séries d'essais dans le but d'analyser la puissance d'usure en fonction du jeu entre la barre plate et le tube ainsi que le comportement dynamique du tube en interaction avec le support.

À l'aide des signaux temporels de déplacement et de force, il a été possible de déterminer un comportement distinct entre les modes pairs et impairs. Les modes impairs, qui ont un ventre au niveau de la barre plate, ont une plus grande amplitude de déplacement avec un jeu de 0 mm qu'avec un jeu positif. Les modes pairs, qui ont un nœud au niveau de la barre plate, ont quant à eux un déplacement plus grand pour un jeu positif que pour un jeu de 0 mm. L'évolution de la force de contact en fonction du jeu est aussi différente pour les modes pairs et impairs. La force de contact des modes impairs est constante et inférieure à 0.005 N pour des jeux négatifs, puis atteint un maximum autour du jeu de 0 mm et diminue pour des jeux positifs. À l'opposé, la force de contact des modes pairs augmente avec la pré-charge et tend plus vite vers zéro pour les jeux positifs.

L'évolution de la puissance d'usure en fonction du jeu a été analysée pour toutes les configurations et tous les types d'excitation. Les courbes des modes impairs pour tous les types d'excitation ont toutes une allure semblable. La puissance d'usure est la plus faible pour des pré-charges élevées, augmente autour du jeu de 0 mm, pour diminuer à nouveau pour les plus grands jeux. D'autre part, les modes pairs n'ont pas les mêmes tendances pour des excitations sinusoïdales et aléatoires à bande étroite. Pour des excitations sinusoïdales, la puissance d'usure en fonction du jeu ne varie que très peu pour des pré-charges. Pour une excitation aléatoire à bande étroite, les modes pairs ont la

même tendance que les modes impairs, à l'exception que la crête des courbes est déplacée vers les petites pré-charge.

Les puissances d'usure pour des excitations aléatoires à large bande sont comparables à celles obtenues avec des forces aléatoires à bande étroite. Dans ce dernier cas, le jeu auquel la puissance d'usure est maximale varie avec l'amplitude de la force d'excitation.

Pour toutes les courbes de puissance d'usure, en tenant compte de l'incertitude du jeu et de la moyenne des forces d'excitation appliquées, il n'y a pratiquement pas de distinction entre les configurations avec des rotations 0° ou de $0^\circ 15'$. L'effet de la rotation de la barre étudié est moins important que les écarts statistiques dans les résultats.

Bref, cette étude a permis de démontrer qu'avec une seule barre plate, une pré-charge est nécessaire pour réduire le déplacement du tube et ainsi la puissance d'usure.

Les essais préliminaires avec deux barres plates révèlent des tendances différentes de celles obtenues avec une seule barre plate. La puissance d'usure minimale se produit au jeu de 0 mm, alors que c'est l'opposé dans le cas des essais avec une seule barre plate. Une étude plus approfondie du tube supporté en son milieu par deux barres plates est nécessaire pour une meilleure compréhension de la dynamique d'un tube de générateur de vapeur.

En somme, ce mémoire a permis d'identifier la capacité d'une barre plate à limiter la puissance d'usure. Un banc d'essai a été construit et permet la continuation des essais pour d'autres configurations. Un protocole d'essais et de traitement des signaux a été développé. De plus, des recommandations sont énumérées pour améliorer la précision des manipulations et des lectures. Malgré l'implantation de ces recommandations, une étude statistique du comportement du tube en interaction avec la barre plate sera encore nécessaire.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] P. L. Ko, "Experimental Studies of Tube Frettings in Steam Generators and Heat Exchangers," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 101, pp. 125-134, 1979.
- [2] N. J. Fisher, M. J. Olesen, R. J. Rogers et P. L. Ko, "Simulation of Tube-to-Support Dynamic Interaction in Heat Exchange Equipment," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 111, pp. 378-383, 1989.
- [3] S. J. Price et M. P. Paidoussis, "Fluidelastic Instability of an Infinite Double Row of Circular Cylinders Subject to a Uniform Cross-Flow," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, vol. 105, pp. 59-66, 1983.
- [4] S. J. Price, B. Mark et M. P. Paidoussis, "Experimental Stability Analysis of a Single Flexible Cylinder Positioned in an Array of Rigid Cylinders and Subject to Cross-Flow," New Orleans, LA, USA, 1984, pp. 179-194.
- [5] S. J. Price et M. P. Paidoussis, "Fluidelastic Instability of a Full Array of Flexible Cylinders Subject to Cross-Flow," Cincinnati, OH, Engl, 1985, pp. 171-192.
- [6] M. P. Paidoussis, S. J. Price et N. W. Mureithi, "Post-fluidelastic-instability response of a loosely supported tube in an array subjected to water cross-flow," Anaheim, CA, USA, 1992, pp. 243-263.
- [7] E. De Langre et B. Villard, "An upper bound on random buffeting forces caused by two-phase flows across tubes," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 12, pp. 1005-1023, 1998.
- [8] F. Axisa et B. Villard, "Random excitation of heat exchanger tubes by two-phase cross-flows," Anaheim, CA, USA, 1992, pp. 119-139.
- [9] C. E. Taylor, I. G. Currie, M. J. Pettigrew et B. S. Kim, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 3 - Turbulence-Induced Excitation " *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 111, pp. 488-500, November 1989 1989.

- [10] M. J. Pettigrew, J. H. Tromp, C. E. Taylor et B. S. Kim, "Vibration of tube bundles in two-phase cross-flow. Part 2. Fluid-elastic instability," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 111, pp. 478-487, 1989.
- [11] M. J. Pettigrew, C. E. Taylor et B. S. Kim, "Vibration of tube bundles in two-phase cross-flow. Part 1. Hydrodynamic mass and damping," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 111, pp. 466-477, 1989.
- [12] M. J. Pettigrew, J. H. Tromp et J. Mastorakos, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Two-Phase Cross-Flow," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 107, pp. 335-343, 1985.
- [13] M. J. Pettigrew et C. E. Taylor, "Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: an overview - Part 2: vibration response, fretting-wear, guidelines," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 18, pp. 485-500, 2003.
- [14] M. J. Pettigrew et C. E. Taylor, "Vibration analysis of shell-and-tube heat exchangers: An overview - Part 1: Flow, damping, fluidelastic instability," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 18, pp. 469-483, 2003.
- [15] M. J. Pettigrew et C. E. Taylor, "Two-Phase Flow-Induced Vibration : An Overview," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 116, pp. 233-253, August 1994 1994.
- [16] M. A. Hassan et M. Hayder, "Modelling of Fluidelastic Vibrations of Heat Exchanger Tubes with Loose Supports," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 238, pp. 2507-2520, 2008.
- [17] V. P. Janzen, E. G. Hagberg, M. J. Pettigrew et C. E. Taylor, "Fluidelastic instability and work-rate measurements of steam-generator U-tubes in air-water cross-flow," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 127, pp. 84-91, 2005.
- [18] W. T. Thomson et M. D. Dahleh, *Theory of Vibration with Applications*, 5 ed. United States of America: Prentice-Hall Inc., 1998.

- [19] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, 2 ed. United States of America: Addison-Wesley Publishing Company, 1990.
- [20] K. C. Rao et S. Mirza, "A Note on Vibrations of Generally Restrained Beams," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 130, pp. 453-465, 1989.
- [21] P. L. Ko, G. Knowles et M.-C. Taponat, "Friction characteristics and the wear process of metal pairs in sliding contacts - with applications to modelling wear to power plant components," *Wear*, vol. 213, pp. 148-158, dec 30 1997.
- [22] J. F. Archard, "Contact and Rubbing of Flat Surfaces," *Journal of Applied Physics*, vol. 24, pp. 981-988, 1953.
- [23] M. Yetisir et N. J. Fisher, "Prediction of Pressure Tube Fretting-Wear Damage Due to Fuel Vibration," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 176, pp. 261-271, 1997.
- [24] P. L. Ko, M.-C. Taponat et M. Zbinden, "Wear studies of materials for tubes and antivibration bars in nuclear steam generators," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, vol. 118, pp. 287-300, 1996.
- [25] F. M. Guérout et N. J. Fisher, "Steam Generator Fretting-Wear Damage: A Summary of Recent Findings," *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 121, 1999.
- [26] N. J. Fisher, Y. Han, F. M. Guérout et V. P. Janzen, "Comparison of Predicted and Observed Fretting-Wear Damage in Nuclear Steam Generators," in *2005 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Denver, Colorado, USA, 2005, pp. 1-11.
- [27] F. Axisa, J. Antunes et B. Villard, "Random Excitation of Heat Exchanger Tubes by Cross-Flows," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 4, pp. 321-341, 1990.
- [28] H. G. D. Goyder et C. E. Teh, "A Study of the Impact Dynamics of Loosely Supported Heat Exchanger Tubes," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 111, pp. 394-401, Nov 1989.

- [29] M. Yetisir et D. S. Weaver, "The Dynamics of Heat Exchanger U-Bend Tubes With Flat Bar Supports," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 108, pp. 406-412, 1986.
- [30] X. Tan et R. J. Rogers, "Dynamic Friction Modelling in Heat Exchanger Tube Simulations," *PVP: Flow-Induced Vibration*, vol. 328, pp. 347-358, 1996.
- [31] M. A. Hassan, D. S. Weaver et M. A. Dokainish, "A New Tube/Support Impact Model for Heat Exchanger Tubes," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 21, pp. 561-577, 2005.
- [32] P. L. Ko et R. J. Rogers, "Analytical and Experimental Studies of Tube/Support Interaction in Multi-Span Heat Exchangers Tubes," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 65, pp. 399-409, 1981.
- [33] F. P. Beer, E. R. J. Johnston et J. T. DeWolf, *Mechanics of Materials*, 3 ed.: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2002.

ANNEXE I

VALEUR PROPRE D'UNE POURTRE RETENUE PAR DES RESSORTS

Tableau I.1 : Valeurs de λ d'une poutre retenue par des ressorts pour différentes valeurs de R et T [16].

R	1	2	Mode 3	4	5
T = 0.10					
0.01	0.668464	0.956995	4.735993	7.856163	10.997575
0.10	0.668473	1.309211	4.771548	7.878716	11.013751
1.00	0.668539	2.110991	5.050215	8.073408	11.159847
10.00	0.668655	2.891977	5.839931	8.830518	11.853961
100.00	0.668689	3.114298	6.223295	9.335775	12.449364
1000.00	0.668694	3.141694	6.277334	9.415527	12.553946
T=1.00					
0.01	1.184305	1.579241	4.752892	7.859877	10.998928
0.10	1.184479	1.696265	4.787949	7.882388	11.015097
1.00	1.185645	2.233310	5.063136	8.076710	11.161117
10.00	1.187696	2.933358	5.846051	8.832472	11.854824
100.00	1.188301	3.144179	6.227220	9.336969	12.449880
1000.00	1.188374	3.170358	6.280993	9.416615	12.554406
T=10					
0.01	2.032659	2.768866	4.916849	7.897181	11.012509
0.10	2.035385	2.788458	4.947253	7.919256	11.028597
1.00	2.054026	2.933271	5.189702	8.109836	11.173850
10.00	2.088258	3.270873	5.906928	8.852036	11.863475
100.00	2.098730	3.403000	6.266457	9.348932	12.455050
1000.00	2.099997	3.420269	6.317602	9.427513	12.559013
T=100					
0.01	2.878769	4.663787	6.077217	8.277362	11.152463
0.10	2.896360	4.663806	6.086466	8.284714	11.167635
1.00	3.029676	4.663961	6.165789	8.445450	11.304408
10.00	3.361188	4.664462	6.462484	9.049539	11.951128
100.00	3.497751	4.664729	6.648886	9.470611	12.507389
1000.00	3.515830	4.664770	6.677590	9.538559	12.605675

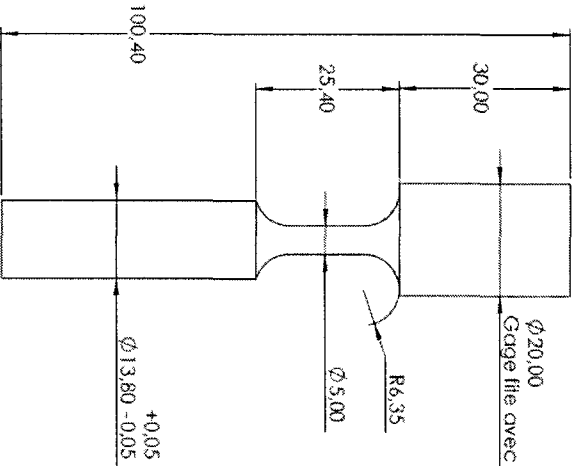
ANNEXE II

DESSINS TECHNIQUES D'USINAGE

Qtée	Numéro du dessin	Titre
1	IFS052-415	Pièce de liaison et de simulation d'un support simple
1	IFS052-416	Tube 2 travées
1	IFS052-419	Plaque pour la coulisse modèle UTR160
2	IFS052-420	Support des barres plates
1	IFS052-425	Support du tube - haut
1	IFS052-432	Support électroaimant - Long
1	IFS052-433	Support électroaimant - court 1
1	IFS052-434	Support électroaimant - court 2
2	IFS052-436	Barre plate
4	IFS052-437	Supports de la coulisse UTR160
1	IFS052-438	Pièce de liaison et de simulation d'un support simple - bas
1	IFS052-441	Carré 5x5 - haut
1	IFS052-442	Support avec carré 5x5 - bas
1	IFS052-443	Adapteur du support avec carré 5x5 - haut
1	IFS052-445	Carré 5x5 - bas
2	IFS052-447	U espaceur 41x41
1	IFS052-447	U espaceur 41x41 - 1
1	IFS052-448	U espaceur 41x41 - 2

Sous-assemblage

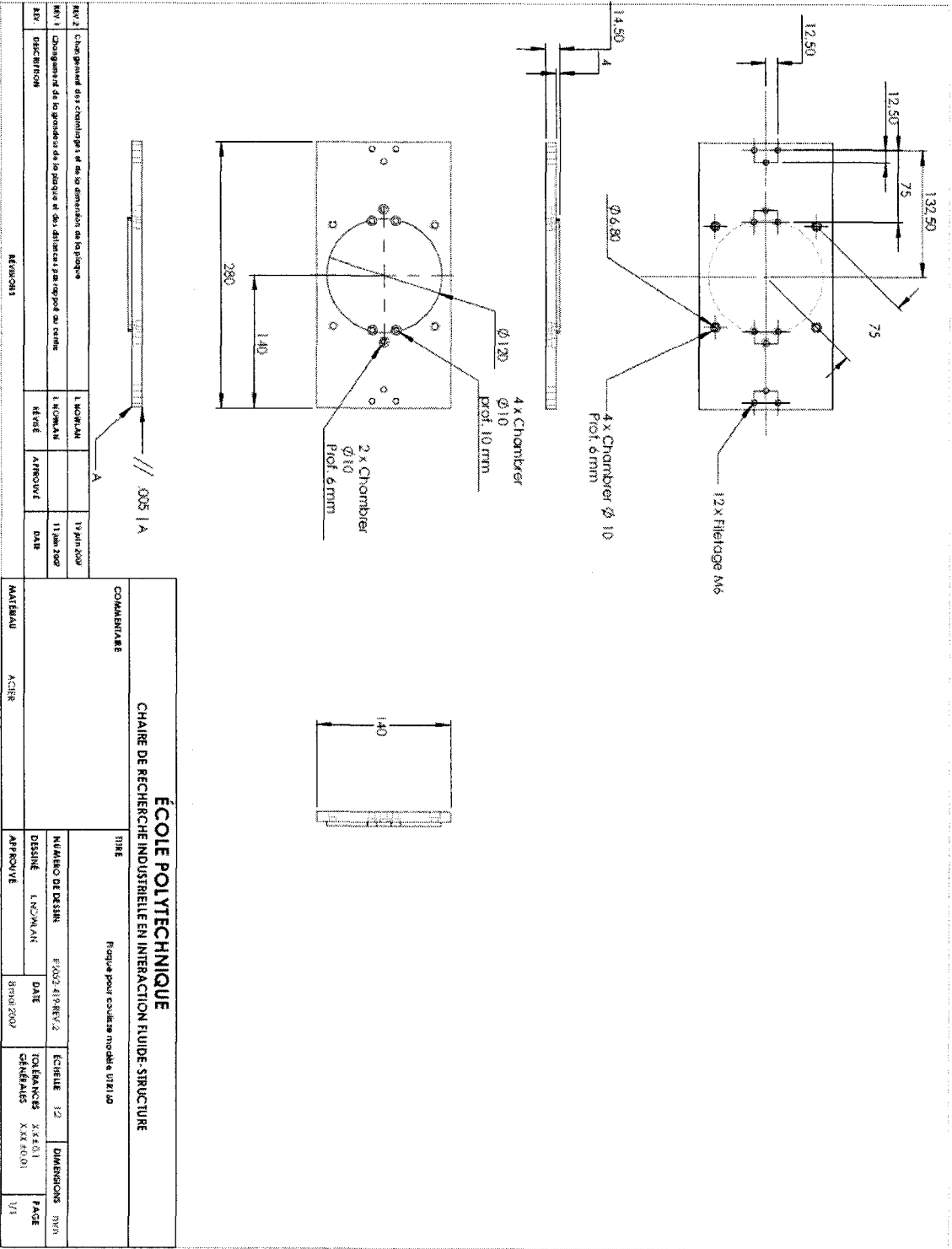
Qtée	Numéro du dessin	Titre
1	IFS052-314	Sous-assemblage Support avec carré 5x5

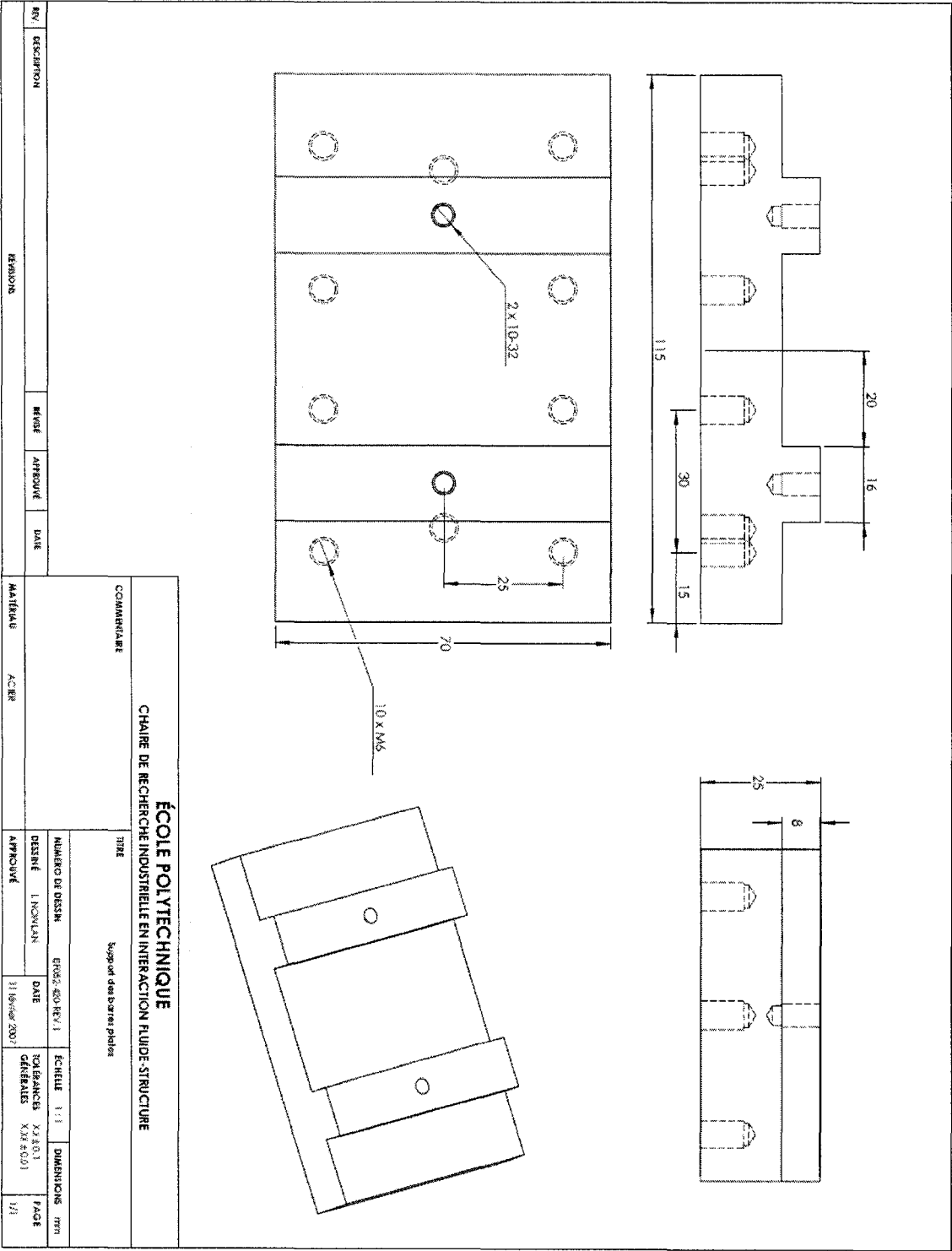


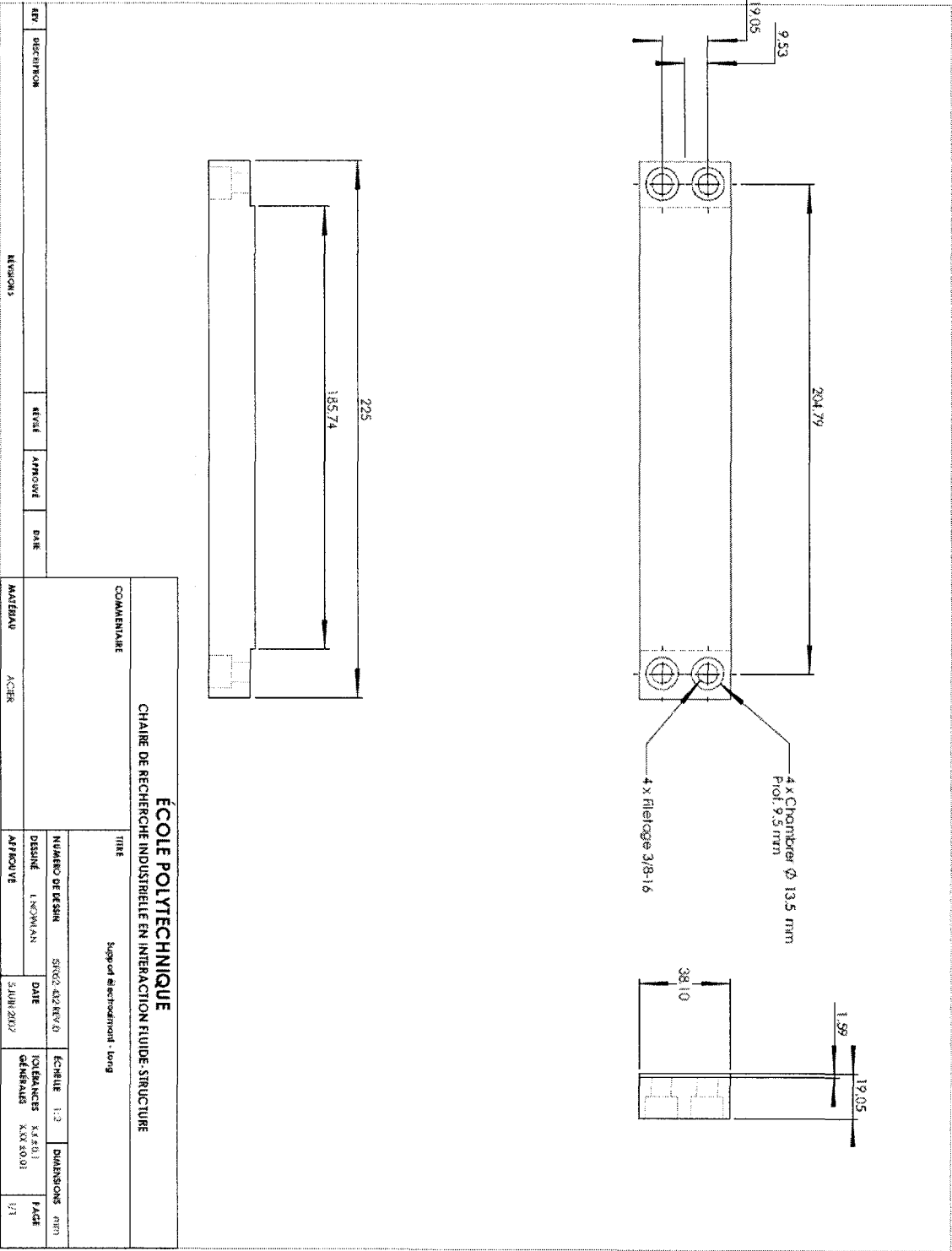
Note importante

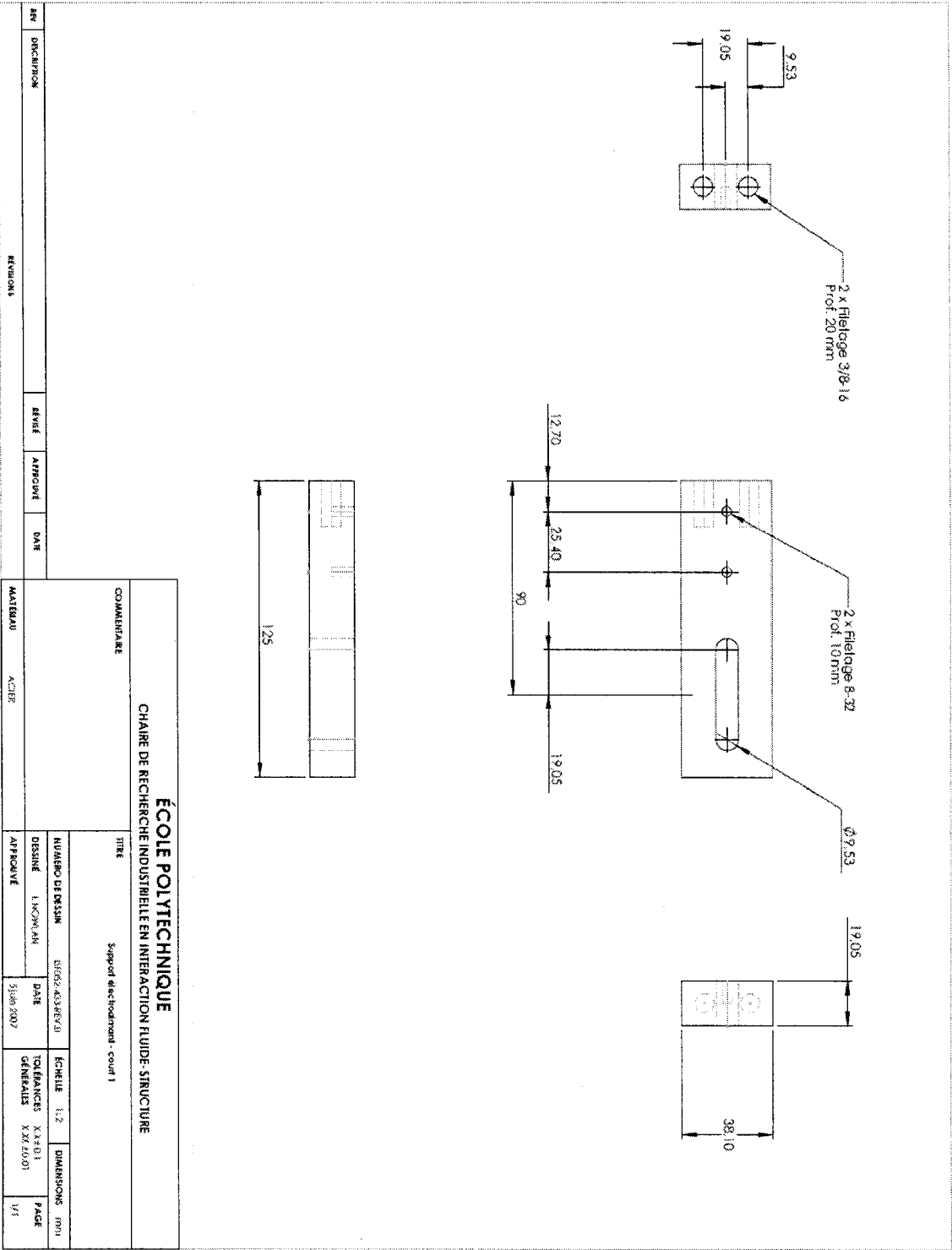
La zone amincie comprenant les rayons 6.35mm et le diamètre 5mm ne doit pas comporter de défauts de surface. Cette zone doit être lisse.

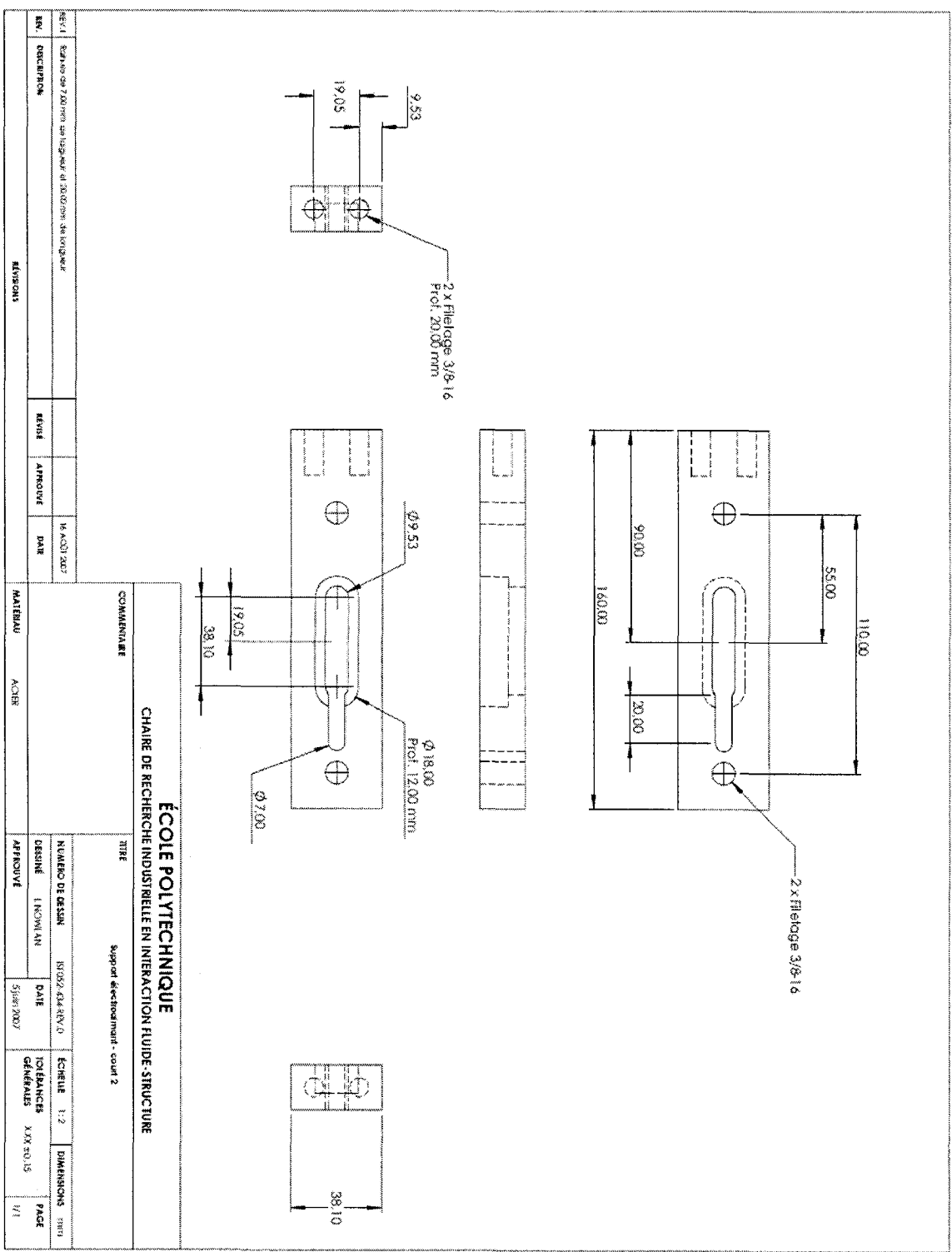
ÉCOLE POLYTECHNIQUE									
CHAIRE DE RECHERCHE INDUSTRIELLE EN INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE									
COMMENTAIRE					TITRE				
					PIÈCE DE LISSON ET DE SIMULATION D'UN SUPPORT SMIATÉ				
					NUMÉRO DE DESIN		ÉCHELLE		DIMENSIONS
					DESINÉ	LE NOMIN	DATE	1:1	
REV.	DESCRIPTION	REV.	APPROUVÉ	DATE	MATÉRIAU		APPROUVÉ	16 AOÛT 2007	PAGE
					ACIER INOXYDABLE				1/1











REV

DESCRIPTION

REVUS

APPROUVÉ

DATE

REVISIONS

MATÉRIAU

4106 10-32-32

4106 10-32-32

APPROUVÉ

DATE

11/06/2007

11/06/2007

1/1

1/1

ÉCOLE POLYTECHNIQUE

CHAIRE DE RECHERCHE INDUSTRIELLE EN INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE

COMMENTAIRE

BARREPLATE

NUMÉRO DE DÉSIN

DATE

DESSINÉ

DATE

11/06/2007

11/06/2007

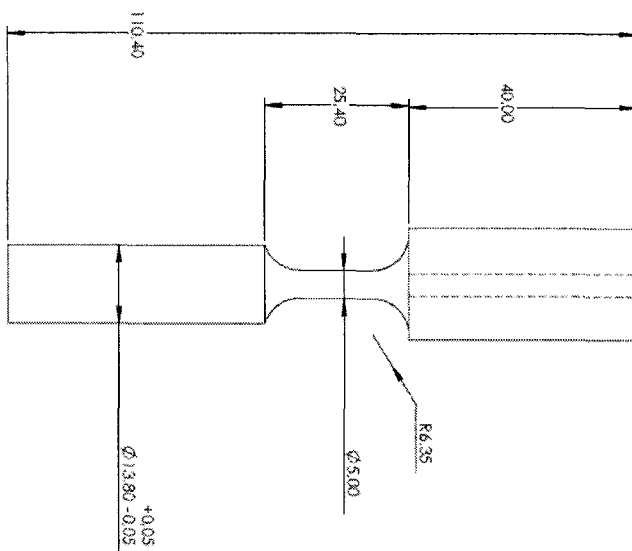
1/1

1/1

80

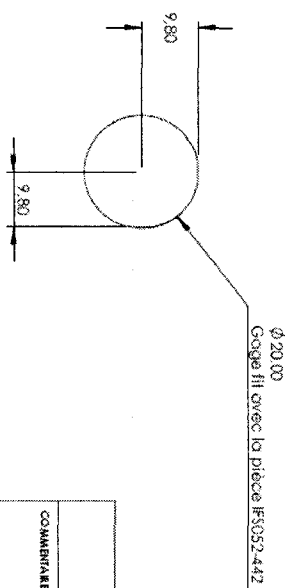
56

2 x Filetage 10-32

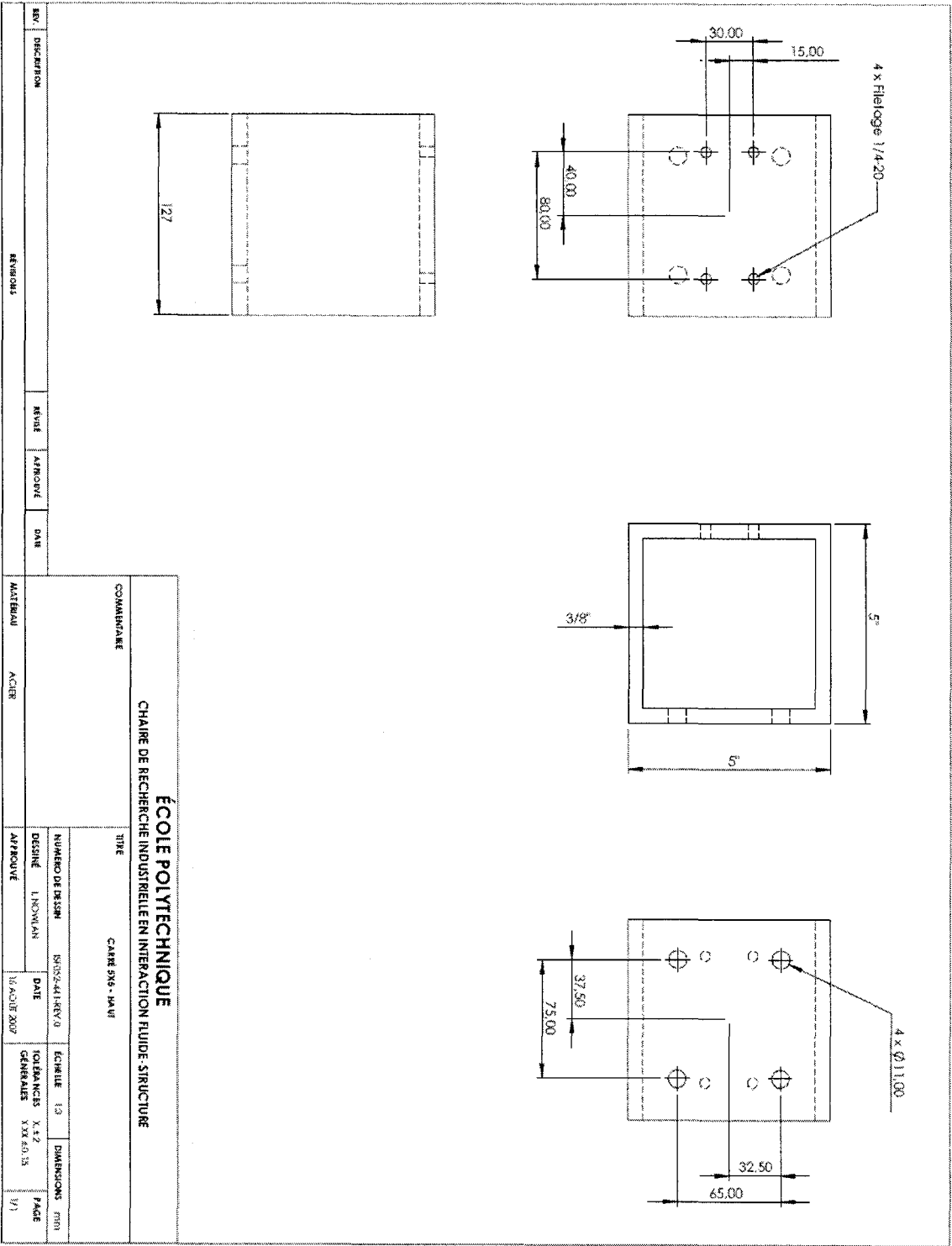


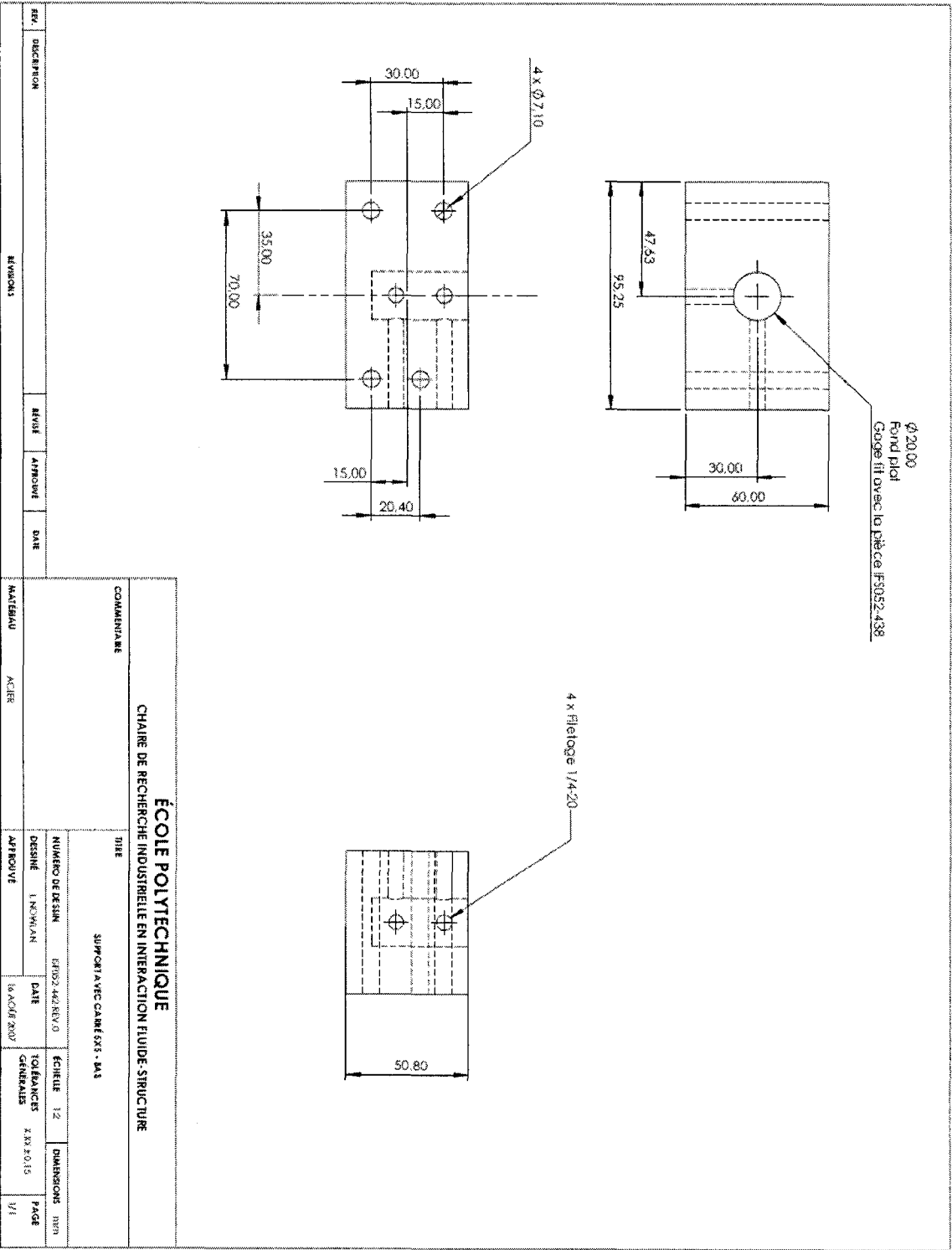
Note importante

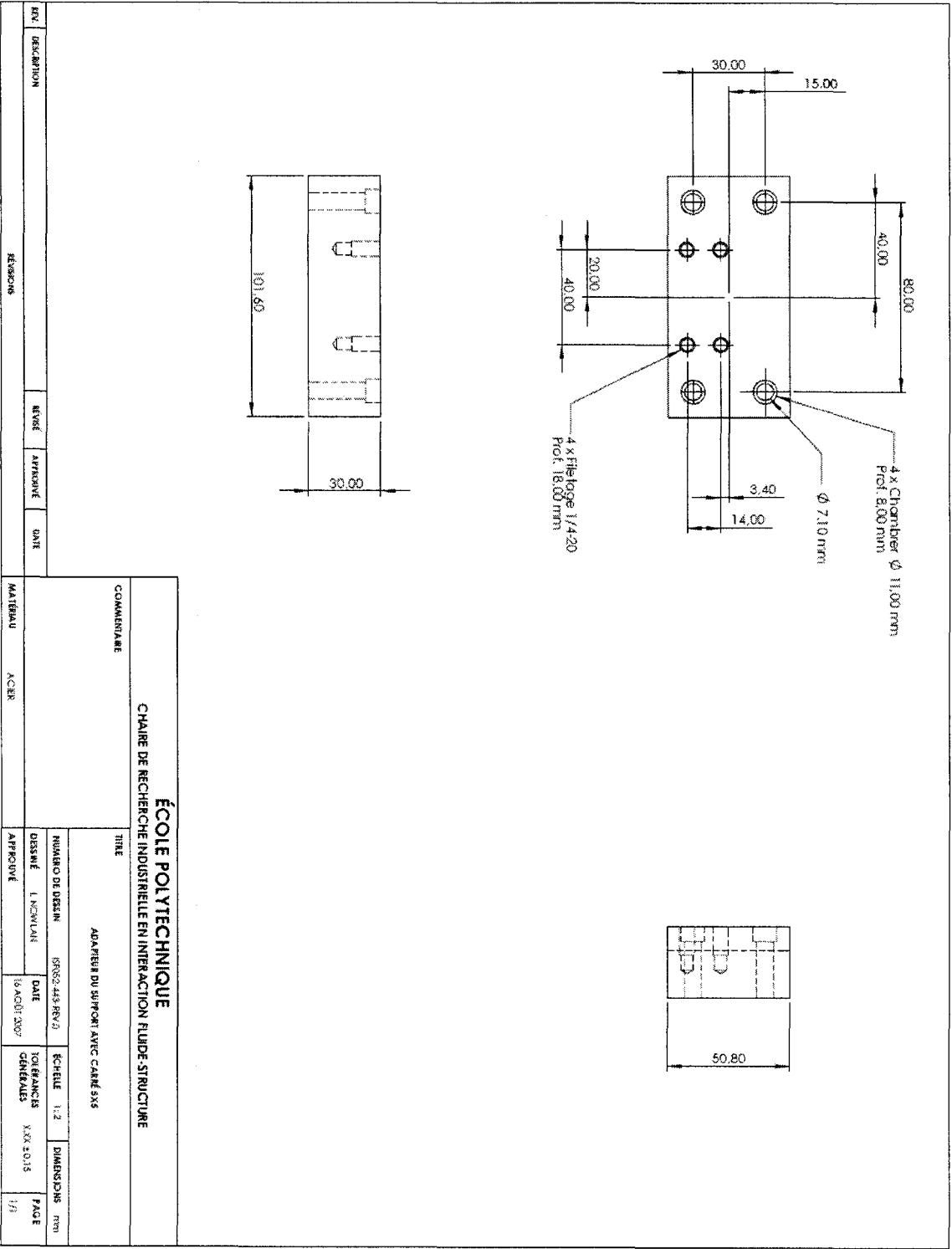
La zone amincie comprenant les rayons 6,35mm et le diamètre 5,00mm ne doit pas comporter de défauts de surface. Cette zone doit être lisse.

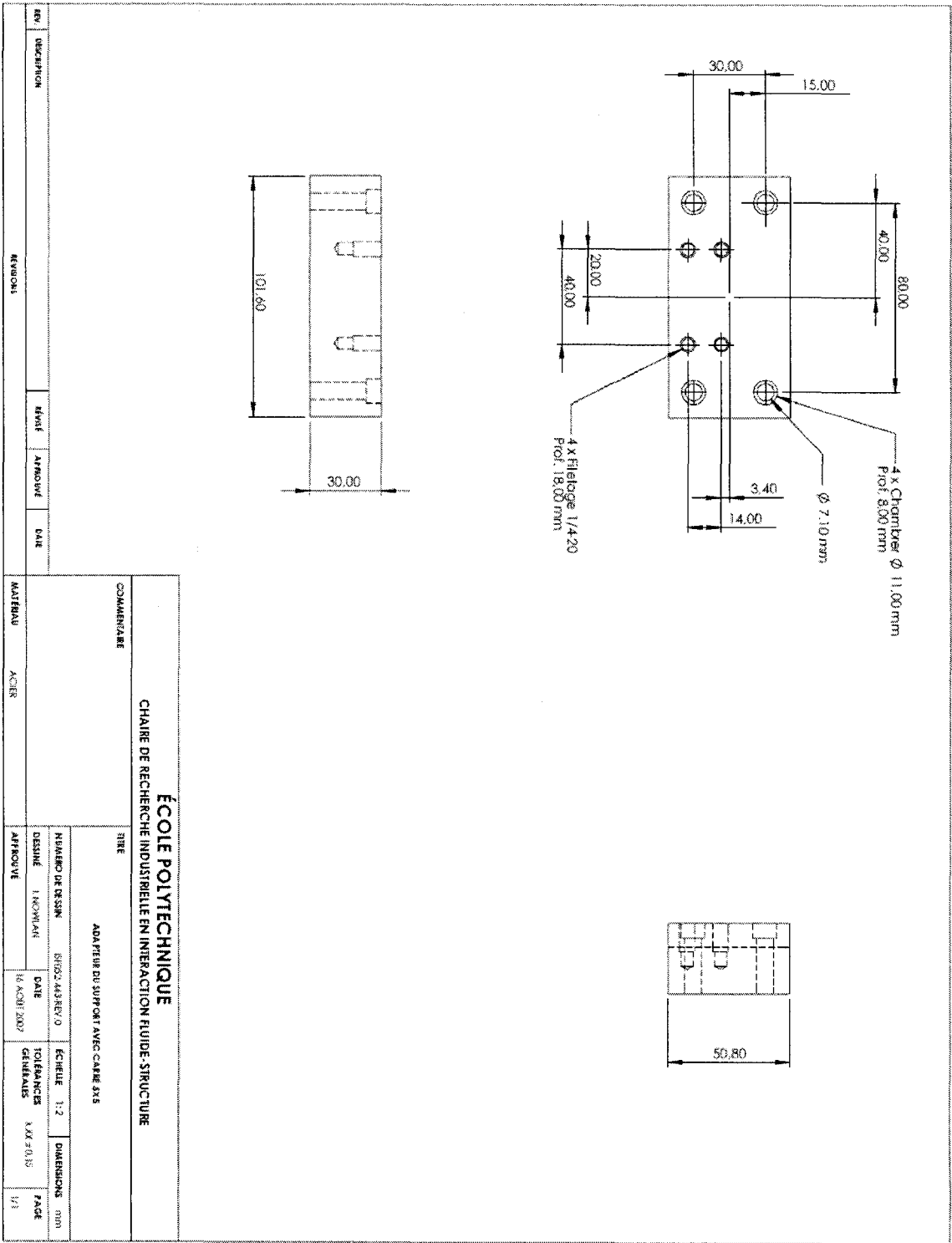


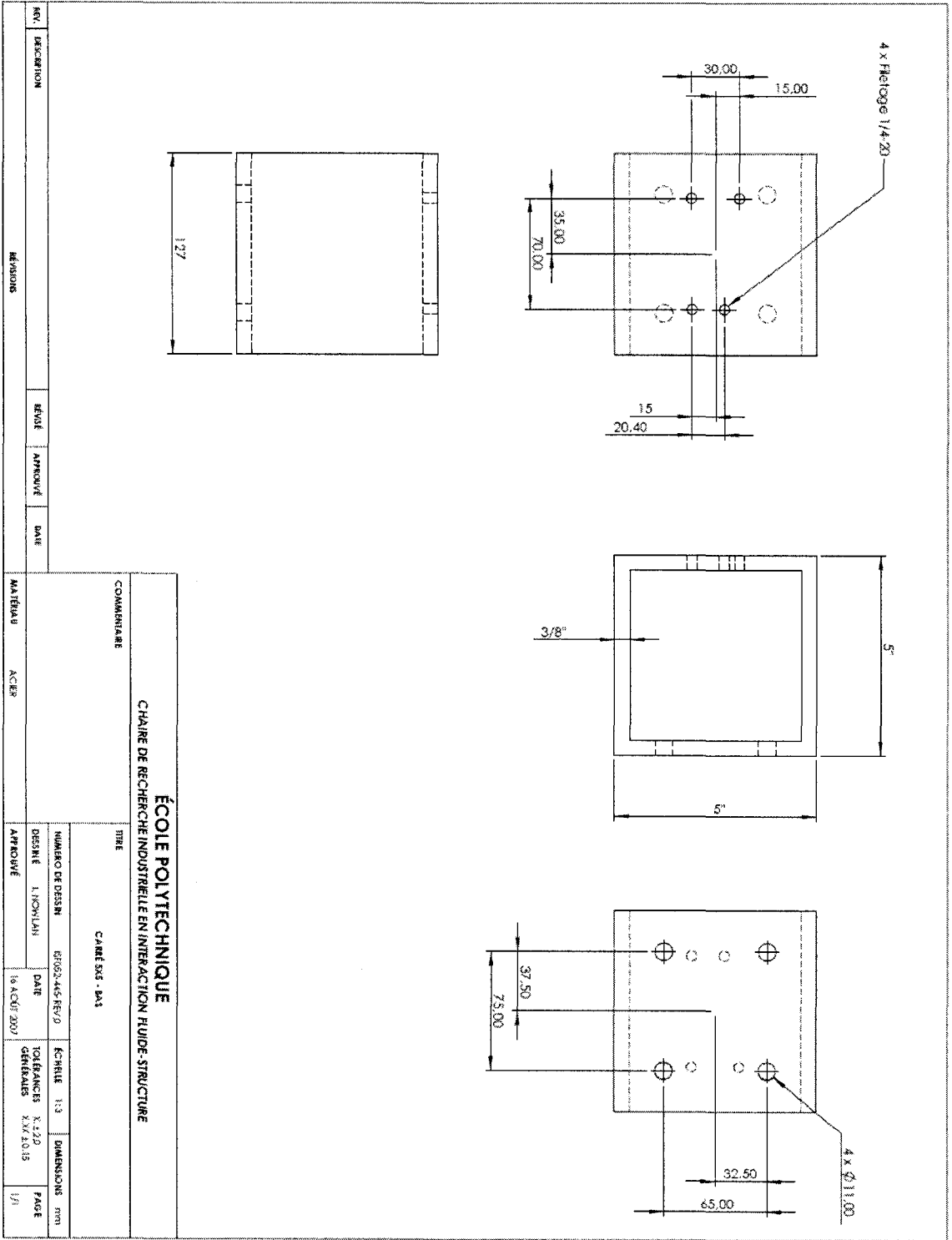
ÉCOLE POLYTECHNIQUE CHAIRE DE RECHERCHE INDUSTRIELLE EN INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE									
COMMITÉ				PIÈCE					
PIÈCE DE JACON ET DE SIMULATION D'UN SUPPORT SAUVE - BAS									
NOMBRE DE DESSIN		PROJETS REVU		ÉCHELLE		DIMENSIONS		PAGE	
DESIGNÉ		L'INDICATEUR		DATE		TOLERANCES		PROJETS	
				16 AOÛT 2007		X.XX ± 0.15		1/1	
MATÉRIAU		ACIER INOXYDABLE		APPROUVÉ					
REVU		APPROUVÉ		DATE					
DESCRIPTION		REVU		APPROUVÉ					
EX		REVU		APPROUVÉ					

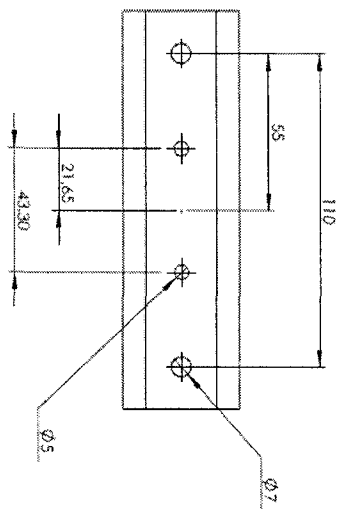
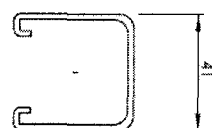
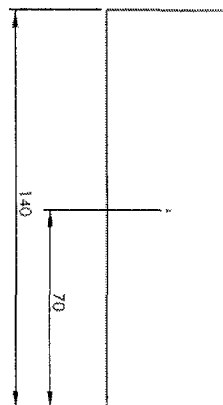




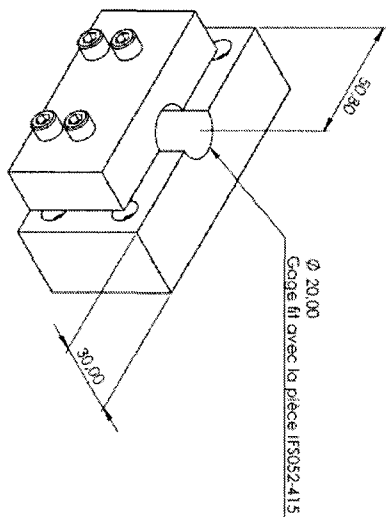
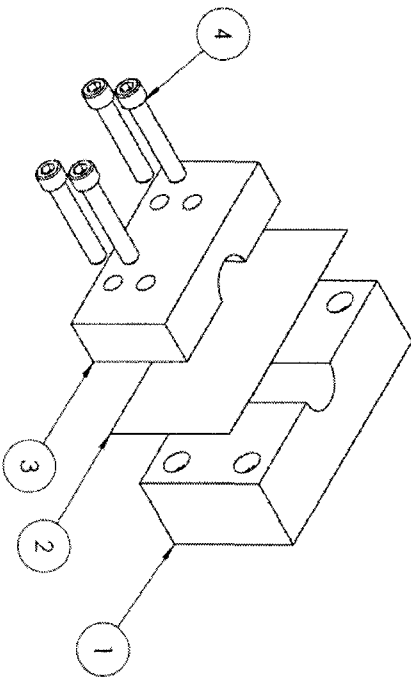








ÉCOLE POLYTECHNIQUE CHAIRE DE RECHERCHE INDUSTRIELLE EN INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE									
COMMENTAIRE					TITRE 0 support 41x41 - 2				
NUMÉRO DE DESSIN DESIGNÉ LIBREMENT		DATE 5 JUIN 2007		ÉCHELLE 1/2 NOI FRANÇAIS GÉNÉRALES		DIMENSIONS 317x1			PAGE 1/1
REV. DESCRIPTION		REVISE APPROUVÉ DATE		MATÉRIAU X					
REVISOR									



Détail du perçage Ø 20,00 mm

Note:
Assembler les pièces en insérant la #2 entre les deux et percer Ø 20,00 mm.

REV.	DESCRIPTION	REVISE	APPROUVÉ	DATE	REVISIONS						
					MATÉRIAU						
4	---	Vis à bords effrités de 4 points creux 1/4-20 - longueur 1.5"			4						
3	IF5052.425	Support du blade - Front			1						
2	---	Cable 0.07 mm			1						
1	IF5052.443	Adaptateur du support avec cône SxS			1						
No.		Dessin No.		Nom du composant		Quantité					
ÉCOLE POLYTECHNIQUE CHAIRE DE RECHERCHE INDUSTRIELLE EN INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE											
								TITRE			
								SOUS-ASSEMBLAGE SUPPORT AVEC CARRÉ SxS			
COMMENTAIRE											
NUMERO DE DISEIN		DESIGN. SxS REV. 0		ÉCHELLE 1:2	DIMENSIONS 17mm						
DRESSÉ		1. HCVILIAN		DATE	TOLÉRANCES GÉNÉRALES XXX ± 0.15						
APPROUVÉ		10 AOÛT 2007		PAGE 1/1							

ANNEXE III

FICHE TECHNIQUE DE LA COLLE LOCTITE 680

Technical Data Sheet

LOCTITE**LOCTITE® 680™**

November 2005

PRODUCT DESCRIPTION

LOCTITE® 680™ provides the following product characteristics:

Technology	Acrylic
Chemical Type	Methacrylate ester
Appearance (uncured)	Green liquid ¹
Fluorescence	Positive under UV light ¹
Components	One component - requires no mixing
Viscosity	Medium
Cure	Anaerobic
Secondary Cure	Activator
Application	Retaining
Strength	High

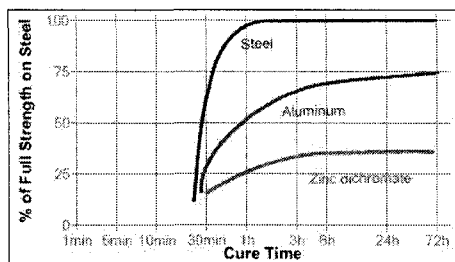
LOCTITE® 680™ is designed for the bonding of cylindrical fitting parts, particularly where low viscosity is required. The product cures when confined in the absence of air between close fitting metal surfaces and prevents loosening and leakage from shock and vibration.

TYPICAL PROPERTIES OF UNCURED MATERIAL

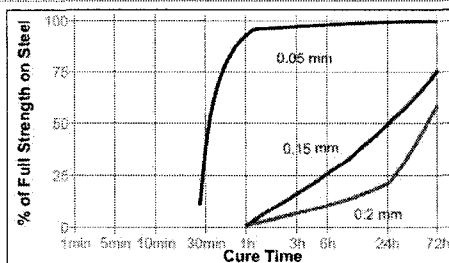
Specific Gravity @ 25 °C	1.1
Flash Point - See MSDS	
Viscosity, Brookfield - RVT, 25 °C, mPa·s (cP):	
Spindle 3, speed 20 rpm	750 to 1,750 ¹

TYPICAL CURING PERFORMANCE**Cure Speed vs. Substrate**

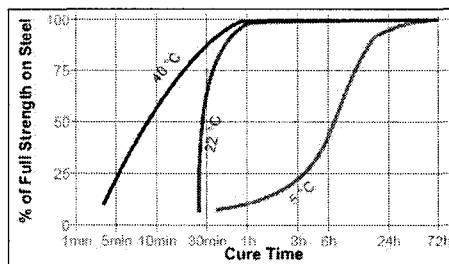
The rate of cure will depend on the substrate used. The graph below shows the shear strength developed with time on steel pins and collars compared to different materials and tested according to ISO 10123.

**Cure Speed vs. Bond Gap**

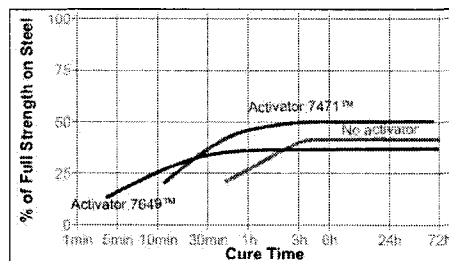
The rate of cure will depend on the bondline gap. The following graph shows shear strength developed with time on steel pins and collars at different controlled gaps and tested according to ISO 10123.

**Cure Speed vs. Temperature**

The rate of cure will depend on the temperature. The graph below shows the shear strength developed with time at different temperatures on steel pins and collars and tested according to ISO 10123.

**Cure Speed vs. Activator**

Where cure speed is unacceptably long, or large gaps are present, applying activator to the surface will improve cure speed. The graph below shows the shear strength developed with time on zinc dichromate steel pins and collars using and tested according to ISO 10123.



TYPICAL PROPERTIES OF CURED MATERIAL**Physical Properties:**

Coefficient of Thermal Expansion, ASTM D 696, K ⁻¹	80×10 ⁻⁶
Coefficient of Thermal Conductivity, ASTM C177, W/(m·K)	0.1
Specific Heat, kJ/(kg·K)	0.3
Elongation, at break, ISO 37, %	<1

TYPICAL PERFORMANCE OF CURED MATERIAL**Adhesive Properties**

Cured for 24 hours @ 22 °C

Compressive Shear Strength, ISO 10123: Steel pins and collars	N/mm ² (psi)	≥19.3 ^{1MS} (≥2,800)
--	----------------------------	----------------------------------

Cured for 1 hour @ 93 °C, tested @ 22 °C

Compressive Shear Strength, ISO 10123: Steel pins and collars	N/mm ² (psi)	≥24.1 ^{1MS} (≥3,500)
--	----------------------------	----------------------------------

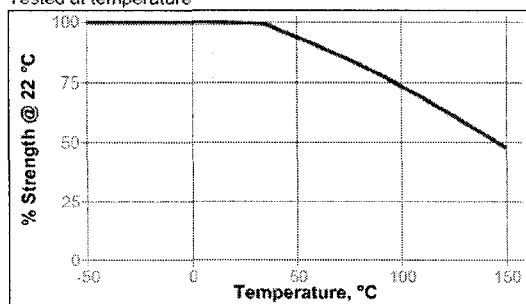
TYPICAL ENVIRONMENTAL RESISTANCE

Cured for 1 week @ 22 °C

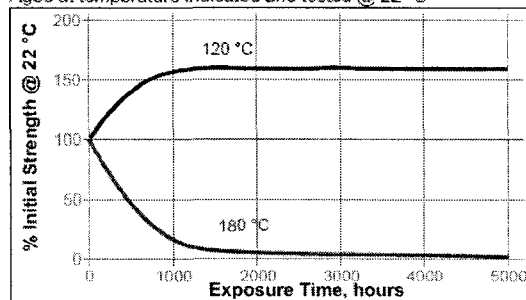
Compressive Shear Strength, ISO 10123: Steel pins and collars	
--	--

Hot Strength

Tested at temperature

**Heat Aging**

Aged at temperature indicated and tested @ 22 °C

**Chemical/Solvent Resistance**

Aged under conditions indicated and tested @ 22 °C.

Environment	°C	% of initial strength		
		100 h	500 h	1000 h
Motor oil	125	100	100	100
Unleaded gasoline	22	100	100	100
Brake fluid	22	80	75	75
Water/glycol 50/50	87	100	90	80
Ethanol	22	95	95	95
Acetone	22	80	80	80

GENERAL INFORMATION

This product is not recommended for use in pure oxygen and/or oxygen rich systems and should not be selected as a sealant for chlorine or other strong oxidizing materials.

For safe handling information on this product, consult the Material Safety Data Sheet (MSDS).

Where aqueous washing systems are used to clean the surfaces before bonding, it is important to check for compatibility of the washing solution with the adhesive. In some cases these aqueous washes can affect the cure and performance of the adhesive.

This product is not normally recommended for use on plastics (particularly thermoplastic materials where stress cracking of the plastic could result). Users are recommended to confirm compatibility of the product with such substrates.

Directions for use**For Assembly**

- For best results, clean all surfaces (external and internal) with a LOCTITE® cleaning solvent and allow to dry.
- If the material is an inactive metal or the cure speed is too slow, spray with Activator 7471™ or 7649™ and allow to dry.
- For Slip Fitted Assemblies**, apply adhesive around the leading edge of the pin and the inside of the collar and use a rotating motion during assembly to ensure good coverage.
- For Press Fitted Assemblies**, apply adhesive thoroughly to both bond surfaces and assemble at high press on rates.
- For Shrink Fitted Assemblies** the adhesive should be coated onto the pin, the collar should then be heated to create sufficient clearance for free assembly.
- Parts should not be disturbed until sufficient handling strength is achieved.

For Disassembly

- Apply localized heat to the assembly to approximately 250 °C. Disassemble while hot.

For Cleanup

- Cured product can be removed with a combination of soaking in a Loctite solvent and mechanical abrasion such as a wire brush.

ANNEXE IV

FICHE TECHNIQUE DES COULISSES ET VERNIER

Les spécifications fournies par le fabricant Newport Corporation pour les coulisses et verniers sont répertoriées dans cette Annexe.

IV.1 Coulisse de translation M-426

Les spécifications de la coulisse de translation sont indiquées au Tableau IV.1.

Tableau IV.1 : Spécifications de la coulisse de translation M-426

Caractéristique	Valeur
Course maximum	25 mm
Déviatiion angulaire	<150 μ rad
Charge centrée max	325 N
Capacité de charge verticale	67 N

Les dessins techniques sont illustrés à la Figure IV.1 et les dimensions au

Tableau IV.2.

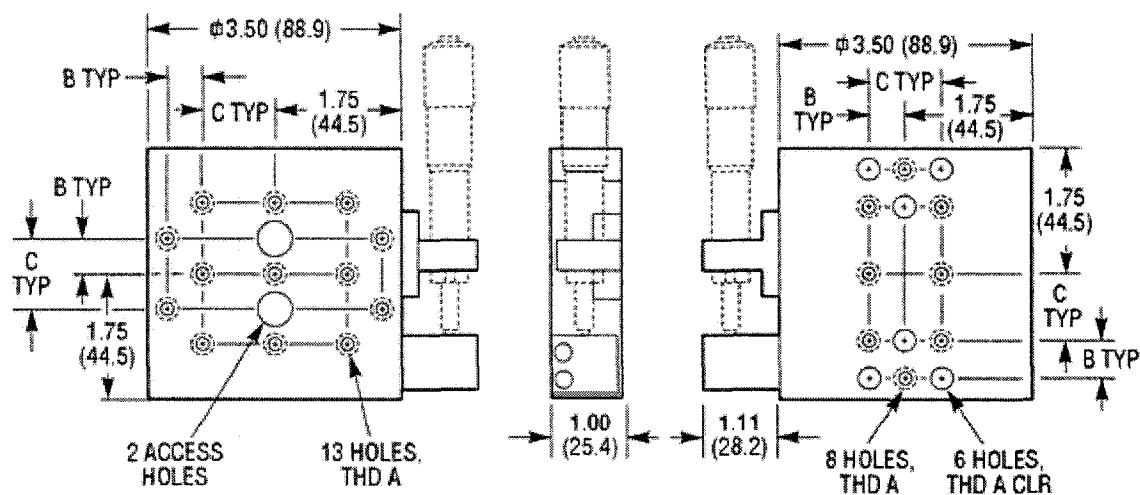


Figure IV.1 : Dessin technique de la coulisse de translation M-426

Tableau IV.2 : Dimensions additionnelles du dessin technique de la coulisse de translation M-426

Filet	
A	M6
Dimension	
B	12.5 mm
C	1.0 mm

IV.2 Vernier SM-50

Le vernier SM-50 est utilisé avec la coulisse M-426. Ces spécifications sont indiquées au Tableau IV.3.

Tableau IV.3 : Spécifications du vernier SM-50

Caractéristique	Valeur
Graduations du tambour	10 μm
Graduation du vernier	1 μm
Sensibilité	0.9-1.5 μm

Les dessins techniques sont illustrés à la Figure IV.2 et les dimensions au Tableau IV.4.

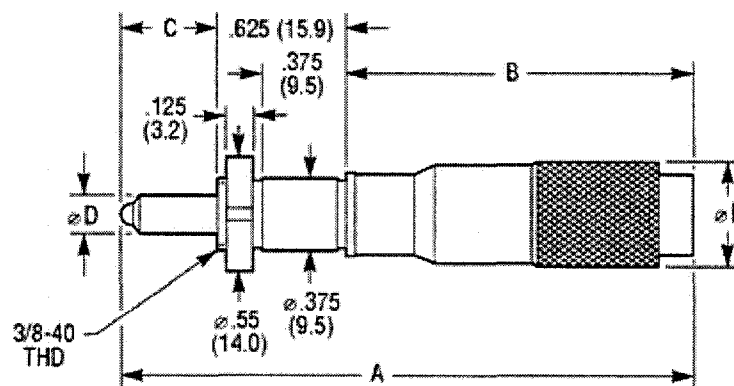


Figure IV.2 : Dessin technique du vernier SM-50.

Tableau IV.4 : Dimensions additionnelles du dessin technique du vernier SM-50.

Dimension (mm)	
A	144.8
B min	74.9
B max	125.0
C min	4.0
C max	54.1
D	7.0
E	15.9

IV.3 Coulisse de rotation UTR160

Les spécifications de la coulisse de rotation UTR160 sont indiquées au Tableau IV.5.

Tableau IV.5 : Spécifications de la coulisse de rotation UTR160

Caractéristique	Valeur
Course (rapide/fine)	360/4°
Graduations du tambour	1°
Graduation du vernier	1 arc/min
Sensibilité	1 arc/sec
Poids	5 kg

Les caractéristiques de chargement sont illustrées à la Figure IV.3.

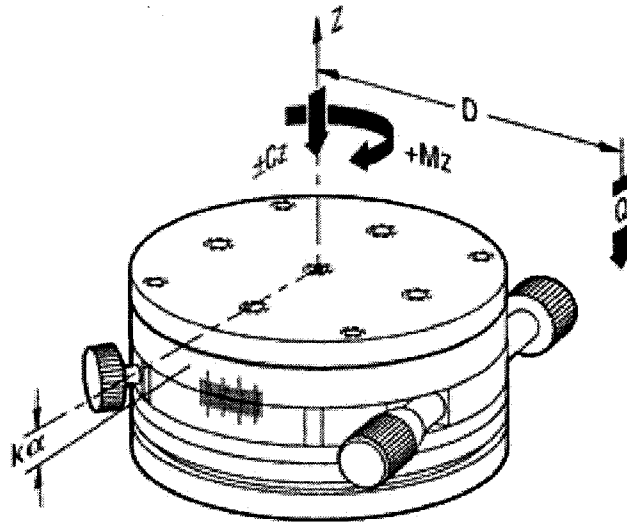


Figure IV.3 : Chargement de la coulisse de rotation UTR160.

Où a est une constante de guidage et D est la distance en porte à faux. Les caractéristiques de charge sont indiquées au Tableau IV.6.

Tableau IV.6 : Caractéristiques de charge de la coulisse de rotation UTR160

Spécification	Valeur
Capacité de charge centrée, C_z	800 N
Paramètre de construction	80 mm
Rigidité transversale, ka	5 mrad/Nm
Couple de rotation max (directe), $+M_z$	30 Nm
Couple de rotation max (inversé), $-M_z$	3.5 Nm
Charge en porte à faux, Q	$\leq C_z / (1 + D/a)$ N

Les dessins techniques sont aussi illustrés à la Figure IV.4 et les dimensions au Tableau IV.7.

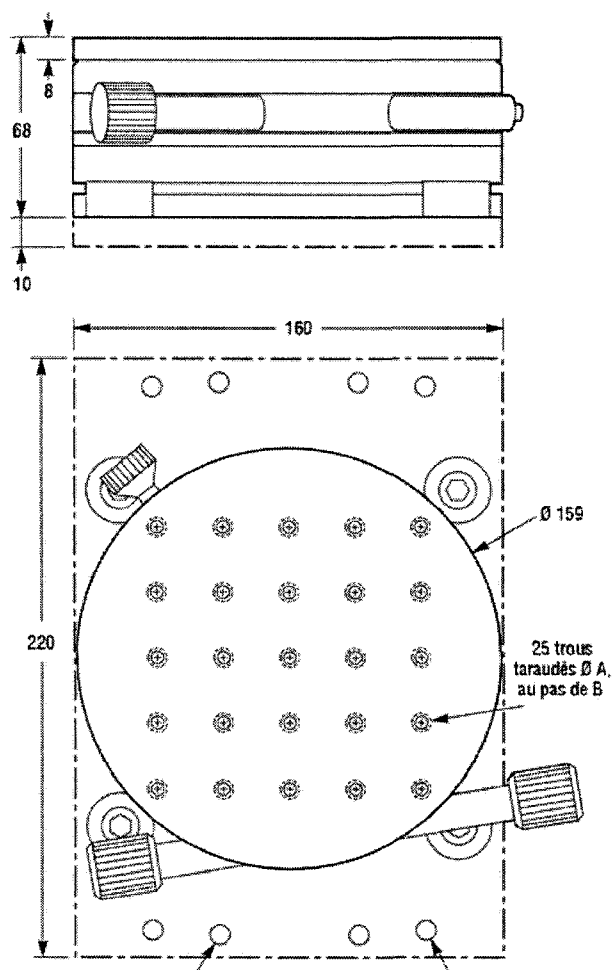


Figure IV.4 : Dessin technique de la coulisse de rotation UTR160.

Tableau IV.7 : Dimensions additionnelles du dessin technique de la coulisse de rotation UTR160.

Filet	
A	M6
Dimension	
B	25 mm

ANNEXE V

CALIBRATION DES ÉLECTROAIMANTS

Un montage a été réalisé afin de calibrer les électroaimants (Figure V.1). Une section de tube à l'intérieur duquel se trouve une cible magnétique est vissée sur deux capteurs de force. Ceux-ci sont fixés à un assemblage d'acier qui placé dans un étau et centré entre les électroaimants. L'assemblage des électroaimants est aussi fixé à la même table d'atelier à l'aide d'une pince.

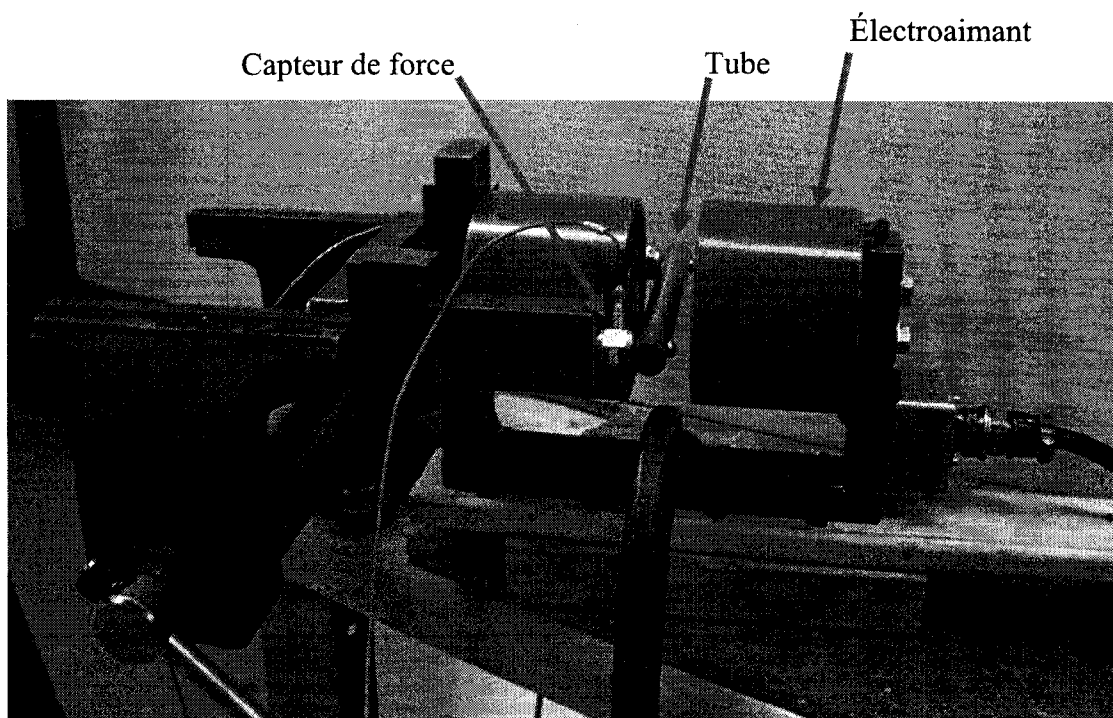


Figure V.1 : Montage du calibrage des électroaimants

Une première calibration est effectuée pour une force d'excitation sinusoïdale. L'analyseur de vibrations Oros OR38 et l'interface NVGate est utilisé pour générer le signal et est transmis à un amplificateur. Ce signal amplifié traverse ensuite un pont de diodes afin de ne transmettre que la partie positive de l'onde sinusoïdale à l'un des électroaimants et que la partie négative à l'autre, tel qu'illustré au schéma (Figure V.2). Ainsi les électroaimants attirent le tube en alternance.

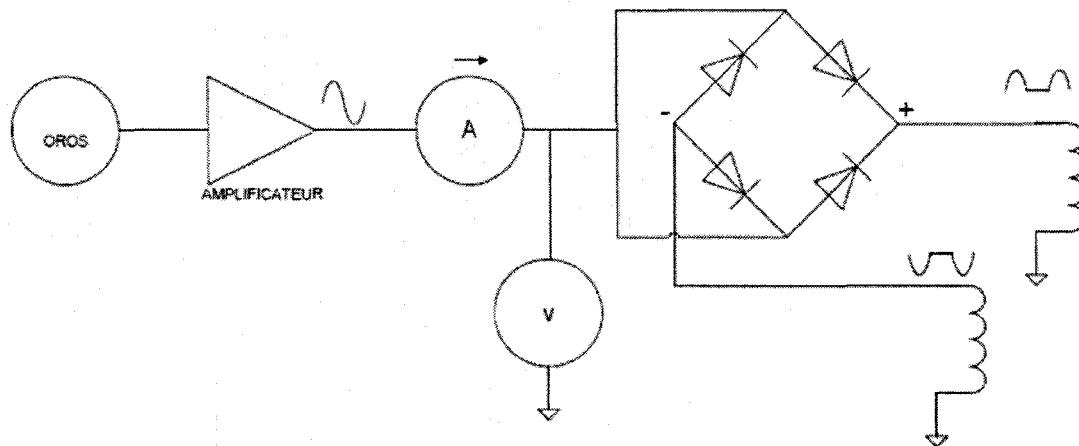


Figure V.2 : Schéma électrique du branchement des électroaimants

Pour différents niveaux d'amplification, la puissance transmise aux électroaimants et la lecture des capteurs de force sont notées. Cette démarche est répétée pour les quatre premières fréquences naturelles du tube. Ceci permet de tracer la force transmise en fonction de la puissance fournie pour différentes fréquences (Figure V.3).

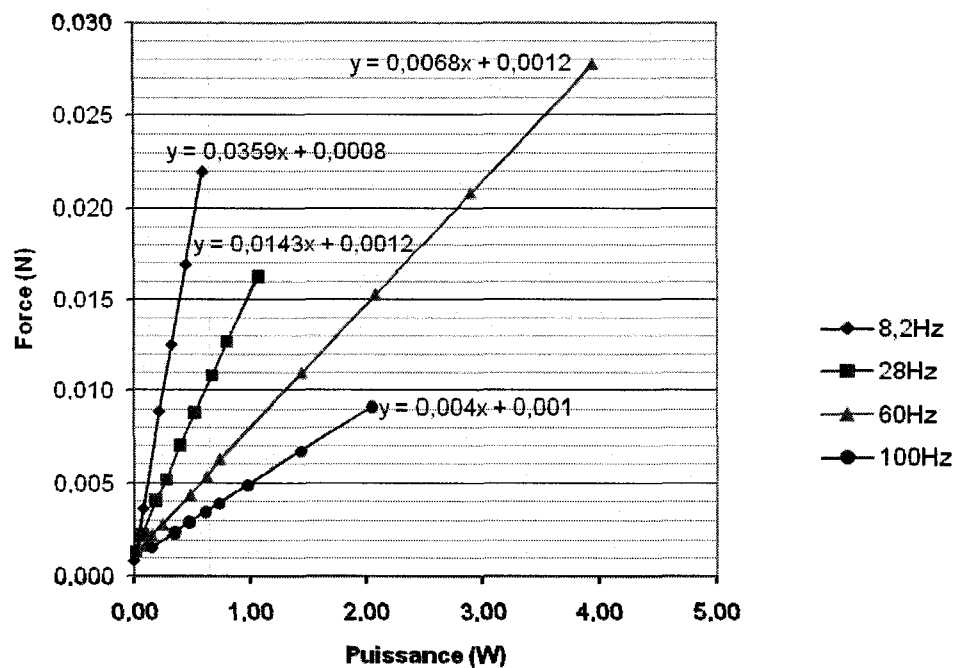


Figure V.3 : Calibration des électroaimants pour des excitations sinusoïdales

Il est observé que la force transmise en fonction de la puissance est linéaire. Aussi la pente des courbes diminue avec l'augmentation de la fréquence.

Une deuxième calibration est effectuée pour des forces d'excitation aléatoire. Les forces d'excitation aléatoire sont produites par un signal à bande étroite ou large de bruit. C'est-à-dire que toutes les fréquences entre deux bornes sont transmises aux électroaimants.

Le même montage et étape sont utilisés pour cette calibration à l'exception qu'au lieu de prendre directement la lecture des valeurs moyennes carrés (RMS) des capteurs de force, le signal de ceux-ci est enregistré sur une période de 100 secondes. La valeur RMS des capteurs de force est ensuite calculée et utilisée pour tracer les courbes de calibrage (Figure V.4).

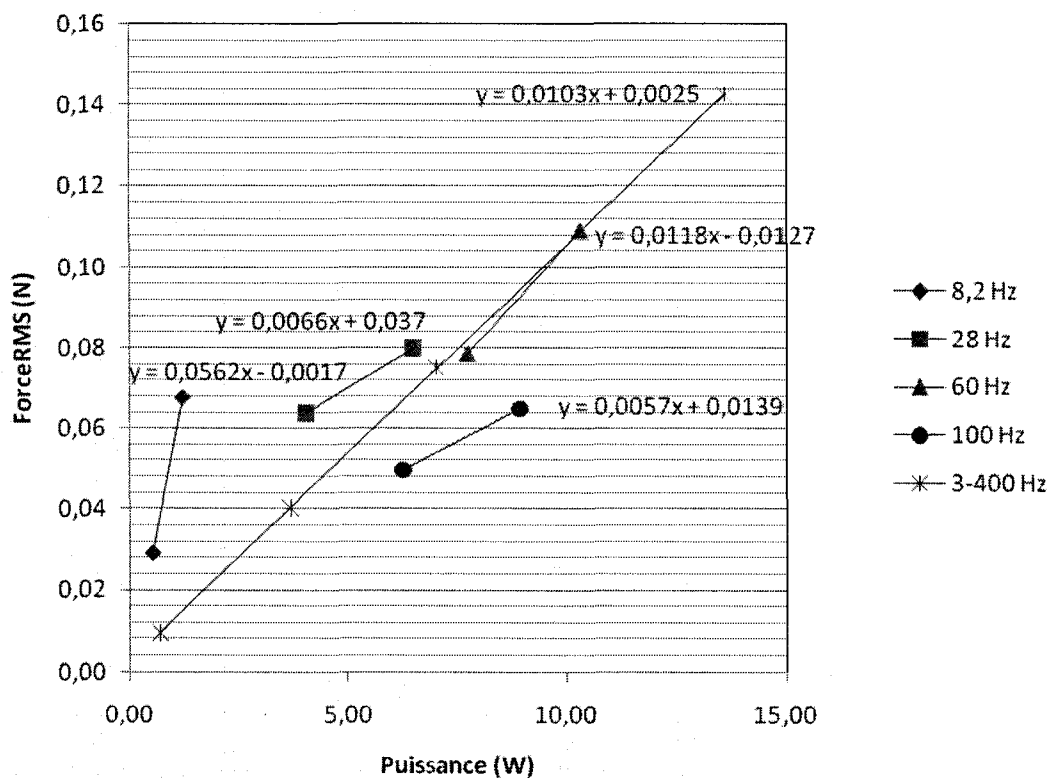


Figure V.4 : Calibration des électroaimants pour des excitations aléatoires.

À l'exception de la courbe de 28 Hz, les pentes des courbes diminuent en fonction de la fréquence comme dans la première calibration des excitations sinusoïdales. Les pentes sont aussi dans le même ordre de grandeur pour les deux calibrations.

L'influence des fréquences de résonance du tube et de l'assemblage sur la réponse des capteurs de force lors de la calibration des excitations aléatoires est vérifiée à l'aide des spectres croisés de ceux-ci (Figure V.5 et Figure V.6). Les chiffres dans la légende correspondent au niveau d'amplification du signal.

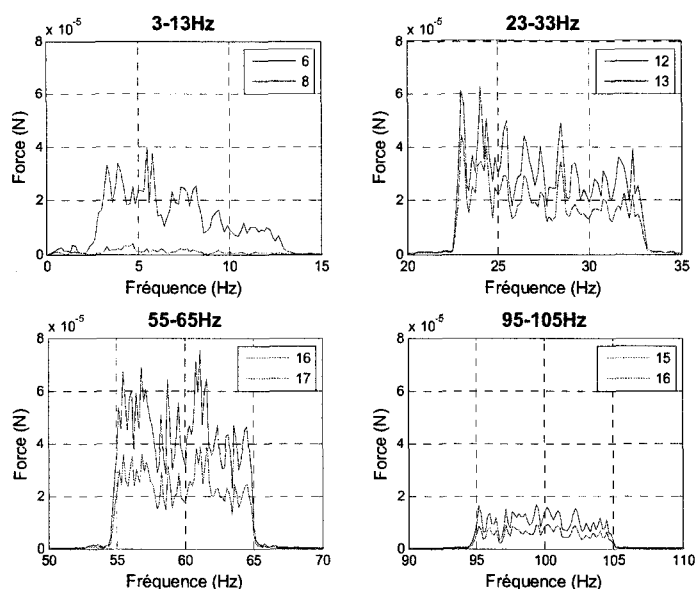


Figure V.5 : Spectre croisés des capteurs de force pour des excitations aléatoires à bande étroite

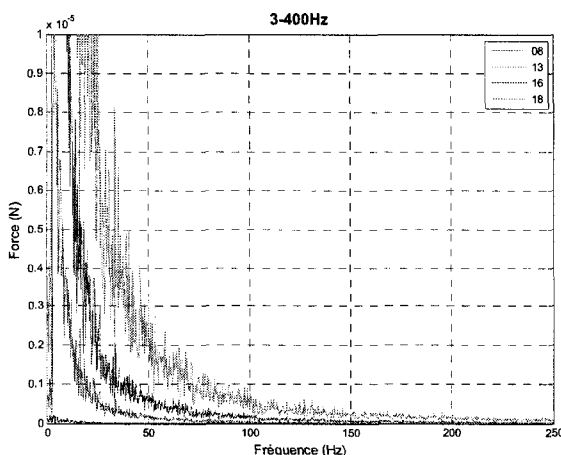


Figure V.6 : Spectre croisés des capteurs de force pour des excitations aléatoires à bande large.

ANNEXE VI

FICHE TECHNIQUE DES INSTRUMENTS DE MESURE

VI.1 Accéléromètre

ICP® ACCELEROMETER		Revision: M
Model Number 353B33		ECN # 25596
Performance Sensitivity (± 5%) Measurement Range Frequency Range (± 5%) Frequency Range (± 10%) Resonant Frequency Broadband Resolution (1 to 10,000 Hz) Non-Linearity Transverse Sensitivity Environmental Overload Limit (Shock) Temperature Range (Operating) Temperature Response Base Strain Sensitivity Electrical Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Discharge Time Constant Settling Time (within 10% of bias) Spectral Noise (1 Hz) Spectral Noise (100 Hz) Spectral Noise (1 kHz) Physical Sensing Element Sensing Geometry Housing Material Sealing Size (Hex x Height) Weight Electrical Connector Electrical Connection Position Mounting Thread		Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. B - Low bias electronics Output Bias Voltage Excitation Voltage Constant Current Excitation Measurement Range J - Ground Isolated Frequency Range (± 5%) Frequency Range (± 10%) Resonant Frequency Electrical Isolation (Base) Size - Hex x Height Q - Extended discharge time constant Frequency Range (± 5%) Frequency Range (± 10%) Discharge Time Constant Settling Time (within 10% of bias) Supplied Accessory: Model ACS-4 Single axis, low frequency phase and amplitude response calibration. (1) W - Water Resistant Cable Electrical Connector Electrical Connection Position Sealed Integral Cable Size
OPTIONAL VERSIONS B - Low bias electronics Output Bias Voltage Excitation Voltage Constant Current Excitation Measurement Range J - Ground Isolated Frequency Range (± 5%) Frequency Range (± 10%) Resonant Frequency Electrical Isolation (Base) Size - Hex x Height Q - Extended discharge time constant Frequency Range (± 5%) Frequency Range (± 10%) Discharge Time Constant Settling Time (within 10% of bias) Supplied Accessory: Model ACS-4 Single axis, low frequency phase and amplitude response calibration. (1) W - Water Resistant Cable Electrical Connector Electrical Connection Position Sealed Integral Cable Size		(2) 10.19 mV/(m/s²) ± 491 mV pk 1 to 4000 Hz 0.7 to 6500 Hz 0.35 to 12,000 Hz ± 22 kHz 0.005 m/s² rms ± 1% ± 5% 100,000 m/s² pk -55 to +121 °C See Graph 0.002 (m/s²)/µr 18 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohm 7.5 to 11.5 VDC 0.5 to 2.0 sec <25 sec 3139 µm/s²/Hz 687 µm/s²/Hz 177 µm/s²/Hz 63 µm/s²/Hz Quartz Shear Titanium Welded Hermetic 19.1 mm x 23.6 mm 27 gm 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female
NOTES: (1) Typical (2) B and Q options supplied with a sensitivity tolerance of ± 10%. (3) Zero-based, least-squares, straight line method. (4) Transverse sensitivity is typically ≤ 3%. (5) See PCB Declaration of Conformance PS603 for details.		SUPPLIED ACCESSORIES: Model 050A109 Petro Vex (1) Model 050A12 Adhesive Mounting Base (1) Model 051B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (1) Model ACS-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point). (1) Model M031B05 Mounting Stud 10-32 to M8 X 0.75 (1)
Typical Sensitivity Deviation vs Temperature 		Entered: <i>ELS</i> Engineering Date: 1/5/07 Date: 1/5/07 Date: 1/5/07 Spec Number: 353-2330-80 PCB PIEZOTRONICS VIBRATION DIVISION 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-685-1886 E-Mail: vibration@pcb.com

All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
 In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
 ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

VI.2 Tête d'impédance

Model Number		MECHANICAL IMPEDANCE SENSOR		Revision: F
28BD0				ECN #: 22111
Performance	ENGLISH	OPTIONAL VERSIONS		
		Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.		
Sensitivity (± 10 %) (Acceleration)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)	[1]	
Sensitivity (± 10 %) (Force)	100 mV/lb	22.4 mV/N	[1]	
Measurement Range (Acceleration)	± 50 g pk	± 490.5 m/s ² pk	[1]	
Measurement Range (Force)	± 50 lbf pk	± 222.4 N pk	[1]	
Frequency Range (± 5 %) (Acceleration)	1 to 5000 Hz	1 to 5000 Hz	[1]	
Frequency Range (± 10 %) (Acceleration)	0.7 to 7000 Hz	0.7 to 7000 Hz	[1]	
Rise Time (Force)	<10 µ sec	<10 µ sec	[1]	
Resonant Frequency (Mounted)	>20 kHz	>20 kHz	[1]	
Resonant Frequency (Unmounted, no load)	>40 kHz	>40 kHz	[1]	
Phase Response (± 5 °)	4 to 5000 Hz	4 to 5000 Hz	[1]	
Broadband Resolution	0.002 g rms	0.02 m/s ² rms	[1]	
Broadband Resolution	0.002 lb	0.0089 N	[1]	
Non-Linearity	± 1 %	± 1 %	[1]	
Transverse Sensitivity (to Acceleration)	± 5 %	± 5 %	[1]	
Maximum Force	600 lb	2224 N	[1]	
Environmental			[1]	
Temperature Range (Operating)	0 to +200 °F	-18 to +85 °C	[1]	
Temperature Response (on Acceleration)	≤ 0.05 %/°F	≤ 0.09 %/°C	[1]	
Temperature Response (on Force)	≤ 0.03 %/°F	≤ 0.05 %/°C	[1]	
Base Strain Sensitivity	≤ 0.0007 g/µs	≤ 0.007 (m/s ²)/µs	[1]	
Maximum Shock	3000 g pk	29,430 m/s ² pk	[1]	
Electrical			[1]	
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	[1]	
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	[1]	
Discharge Time Constant (Acceleration)	0.5 to 1.5 sec	0.5 to 1.5 sec	[1]	
Discharge Time Constant (Force)	≥ 60 sec	≥ 60 sec	[1]	
Output Bias Voltage	8 to 14 VDC	8 to 14 VDC	[1]	
Output Impedance	<250 ohm	<250 ohm	[1]	
Output Polarity (Acceleration)	Positive	Positive	[1]	
Output Polarity (Force)	Positive	Positive	[1]	
Spectral Noise (1 Hz)	200 µg/√Hz	1962 (µm/s ²)/√Hz	[1]	
Spectral Noise (10 Hz)	50 µg/√Hz	490.5 (µm/s ²)/√Hz	[1]	
Spectral Noise (100 Hz)	10 µg/√Hz	98.1 (µm/s ²)/√Hz	[1]	
Spectral Noise (1 kHz)	3 µg/√Hz	29.4 (µm/s ²)/√Hz	[1]	
Physical			[1]	
Sensing Element (Acceleration)	Ceramic	Ceramic	[1]	
Sensing Element (Force)	Quartz	Quartz	[1]	
Sensing Geometry (Acceleration)	Shear	Shear	[1]	
Sensing Geometry (Force)	Compression	Compression	[1]	
Housing Material	Titanium	Titanium	[1]	
Sealing	Welded Hermelic	Welded Hermelic	[1]	
Size (Hex x Height)	.887 in x 0.820 in	17.5 mm x 20.83 mm	[1]	
Weight	0.88 oz	19.2 gm	[1]	
Electrical Connector (Acceleration)	10-32 Coaxial Jack	10-32 Coaxial Jack	[1]	
Electrical Connector (Force)	10-32 Coaxial Jack	10-32 Coaxial Jack	[1]	
Mounting Thread (both ends)	10-32 Female	10-32 Female	[1]	
Mounting Torque	10 to 20 in-lb	1.1 to 2.2 N-m	[1]	
End Plate Mass (Force)	0.16 oz	4.8 gm	[1]	
Stiffness	2.0 lbf/in	10.35 kN/m	[1]	
All specifications are at room temperature unless otherwise specified.				
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.				
ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.				

OPTIONAL VERSIONS			
Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.			
T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4			
TLA - TEDS LMS International - Free Format			
TLB - TEDS LMS International - Automotive Format			
TLC - TEDS LMS International - Aeronautical Format			
Output Bias Voltage			
8 to 15 VDC			
8 to 15 VDC			

Enter/	Engineer:	Sales:	Approved:	Spec Number:
Date:	Date:	Date:	Date:	
5/18/05	6/2/05	6/7/05	6/7/05	8084

SUPPLIED ACCESSORIES:	
Model 800A Adhesive Mounting Base (1)	
Model 801000 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2)	
Model RCS-3 Calibration of Series 208 Impedance Head (1)	
Model ModB05 Mounting Stud 10-32 to M8 X 0.75 (2)	

PCB PIEZOTRONICS™	
VIBRATION DIVISION	
3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043	
Phone: 716-884-0001	
Fax: 716-888-3886	
E-Mail: vibration@pcb.com	

SUPPLIED ACCESSORIES:

Model 080A Adhesive Mounting Base (1)
Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2)
Model HCS-3 Calibration of Series 288 Impedance Head (1)
Model M081B05 Mounting Stud 10-32 to M8 X 0.75 (2)

Entered	Engineer	Sales	Approved	Spec Number
5/18/05	JMS	WJS	WJS	6094
Date	Date	Date	Date	
5/18/05	6/2/05	6/2/05	6/2/05	

PCB PIEZOTRONICS™
VIBRATION DIVISION

3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Phone: 716-484-0001
Fax: 716-485-3886
E-Mail: vibration@pcb.com

VI.3 Capteur de force

Model Number 208C01		ICP® FORCE SENSOR		Revision: J ECN #: 24177		
Performance Sensitivity ($\pm 1\%$) Measurement Range (Compression) Measurement Range (Tension) Maximum Static Force (Compression) Maximum Static Force (Tension) Broadband Resolution (1 to 10,000 Hz) Low Frequency Response ($\pm 5\%$) Upper Frequency Limit Non-Linearity Environmental Temperature Range Temperature Coefficient of Sensitivity Electrical Discharge Time Constant (at room temp) Excitation Voltage Constant Current Excitation Output Impedance Output Bias Voltage Spectral Noise (1 Hz) Spectral Noise (10 Hz) Spectral Noise (100 Hz) Spectral Noise (1 kHz) Output Polarity (Compression)		ENGLISH 500 mV/lb 10 lb 10 lb 60 lb 60 lb 0.0001 lb-rms 0.01 Hz 36 kHz $\leq 1\%$ FS -65 to +250 °F $\leq 0.05\%$ °F ≈ 50 sec 18 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohm 8 to 12 VDC 0.000126 N/√Hz 0.000042 lb/√Hz 0.000015 lb/√Hz 0.000005 lb/√Hz Positive		SI 112.410 mV/kN 0.04448 kN 0.04448 kN 0.27 kN 0.27 kN 0.00045 N-rms 0.01 Hz 36 kHz $\leq 1\%$ FS -54 to +121 °C $\leq 0.05\%$ °C ≈ 50 sec 16 to 30 VDC 2 to 20 mA ≤ 100 ohm 8 to 12 VDC 0.0000562 N/√Hz 0.0000189 lb/√Hz 0.0000067 N/√Hz 0.0000023 N/√Hz Positive		[2] [3] [4] [5]
OPTIONAL VERSIONS Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. N - Negative Output Polarity Output Polarity (Compression) W - Water Resistant Cable		Negative Negative		Negative		
NOTES: [1] Sensor contains protected electronics which may cause long 'turn-off' times. [2] Typical [3] Calculated from discharge time constant. [4] Estimated using rigid body dynamics calculations. [5] Zero-based, least-squares, straight line method. [6] See PCB Declaration of Conformance P5023 for details.		[1] [2] [3] [4] [5] [6]		SUPPLIED ACCESSORIES: Model 080A91 Thread Locker (1) Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2) Model 084A03 Impact Cap (1) Model M081A52 Mounting stud, 10-32 to M6 x 1, BeCu with shoulder (2)		
Physical Stiffness Size (Hex x Height x Sensing Surface) Weight Housing Material Sealing Electrical Connector Mounting Thread Mounting Torque (Recommended)		6 lb/in 0.625 in x 0.625 in x 0.500 in 0.80 oz Stainless Steel Hermetic 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female 16 to 20 in-lb		1.05 lb/in 15.88 mm x 15.88 mm x 12.7 mm 22.7 gm Stainless Steel Hermetic 10-32 Coaxial Jack Side 10-32 Female 181 to 226 N-cm		
CE [9]		Entered: <i>PLS</i> Date: <i>5-1-06</i> Engineer: <i>MRK</i> Date: <i>5-2-06</i> Sales: <i>MFC</i> Date: <i>5/3/06</i> Approved: <i>DMS</i> Date: <i>5/2/06</i> Spec Number: 8625		PCB PIEZOTRONICS™ FORCE / TORQUE DIVISION 3475 Valden Avenue, Depew, NY 14043 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-684-8877 E-Mail: force@pcb.com		

All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
 In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
 ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

VI.4 Pot vibrant

PRODUCT DATA

Mini-shaker — Type 4810

USES

- Calibration of accelerometers
- Vibration testing of small objects
- Educational demonstrations
- Mechanical impedance measurements

FEATURES

- Force rating 10 newton (2.25 lbf) sine peak
- Frequency range DC to 18 kHz
- First axial resonance above 18 kHz
- Max. bare table acceleration 550 m/s^2
- Rugged construction
- Optimised to obtain full output force when used with Power Amplifier Type 2718



Description

Mini-shaker Type 4810 is of the electrodynamic type with a permanent field magnet. It is well-suited as the motive force generator in mechanical impedance measurements where only smaller forces are required. It can also be used in the calibration of vibration transducers, both to determine their sensitivity, by comparison with a standard accelerometer, as well as their frequency response, up to 18 kHz.

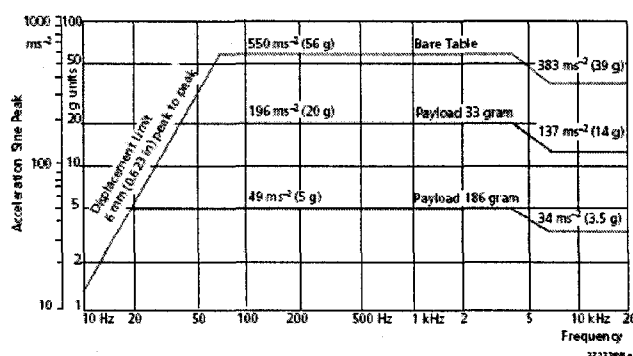
The suspension system consists of radial flexure springs that restrict the moving element to almost perfectly rectilinear motion. Laminated flexure springs provide a high degree of damping to minimise distortion due to flexure resonances.

The object to be vibrated is attached to the table by means of a 10–32 UNF screw, the thread size commonly used for mounting accelerometers. Performance limits defined by the maximum displacement (6 mm), maximum force (10 N or 7 N depending on frequency), and the first axial resonance of the moving element (above 18 kHz), are shown in Fig. 1.

4810

Brüel & Kjær 

Fig. 1
Sine performance
curves for
Type 4810



Specifications – Mini-shaker Type 4810

COMPLIANCE WITH STANDARDS



compliance with EMC Directive

compliance with EMC Requirements of Australia and New Zealand

Safety, EMC Emission and Immunity: According to relevant standards: EN 61010-1, IEC 61010-1, UL 3111-1, EN 50081-1/2, IEC 61000-6-1/2/3/4, EN 61326-1, CISPR22 Class B limits, FCC Rules Part 15, EN 50082-1/2, EN 61326-1
Temperature: According to IEC 60068-2-1 & IEC 60068-2-2
Operating temperature: +5 to +40°C (41 to 104°F)
Storage temperature: -25 to +70°C (-13 to 158°F)
Humidity: According to IEC 60068-2-3, Damp Heat: 90% RH (non-condensing at 40°C (104°F))
Mechanical: Non-operating according to IEC 60068-2-6, IEC 60068-2-27, IEC 60068-2-29

SPECIFICATIONS

FREQUENCY RANGE: DC to 18 kHz

FIRST MAJOR ARMATURE RESONANCE: Above 18 kHz

FORCE RATING (PEAK):

10 N (2.25 lbf), 65 Hz to 4 kHz
 7 N (1.5 lbf), 65 Hz to 18 kHz

MAX. BARE TABLE ACCELERATION (PEAK):

550 m/s² (65 Hz to 4 kHz)
 383 m/s² (6.5 kHz to 18 kHz)
 (1 m/s² = 0.102 g)

MAX. DISPLACEMENT (PEAK-TO-PEAK): 6 mm (0.236 in)

DYNAMIC FLEXURE STIFFNESS: 2 N/mm (11.5 lb/in)

DYNAMIC WEIGHT OF THE MOVING SYSTEM: 18 grams

MAGNETIC FIELD: Permanent magnet

MAX. INPUT CURRENT: 1.8 A RMS

COIL IMPEDANCE: 3.5 Ω at 500 Hz

CONNECTION: Microsocket 10-32 UNF

TABLE SIZE: 14 mm (0.55 in) diameter

FASTENING THREAD: 10-32 UNF

WEIGHT: 1.1 kg (2.4 lb)

DIMENSIONS

Diameter: 76 mm (3 in)

Height: 75 mm (2.9 in)

Ordering Information

Type 4810 Mini-shaker
 Includes the following accessories:
 AO 0069 Cable for connection of Type 4810 to Power
 Amplifier Type 2718
 YQ 2962 Threaded Steel Stud, 0.3 in 10-32 UNF

Optional Accessories

EE 0112 ENDEVCO 2311-1 ISOTRON® Force Transducer
 EE 0113 ENDEVCO 2311-10 ISOTRON Force Transducer
 EE 0114 ENDEVCO 2311-100 ISOTRON Force Transducer

EE 0115 ENDEVCO 2311-500 ISOTRON Force Transducer
 EE 0357 ENDEVCO Model 2312 Force Transducer
 Type 8203 Force Transducer/Impact Hammer
 UA 0125 Mounting Equipment (includes isolated studs YP 0150 and non-isolated studs YQ 2960)
 WA 0429 Trunnion
 WZ 0066 Nylon Stinger Kit
 EE 5227-002 Bushing Adaptor, 1/4-28 UNF to 10-32 UNF
 EE 5004 Adaptor, Male 10-32 UNF to Male 1/4-28 UNF
 JP 0150 Adaptor, 4 mm Socket Pair to BNC Plug for use with old Type 2706

Brüel & Kjær reserves the right to change specifications and accessories without notice.

HEADQUARTERS: DK-2850 Naerum - Denmark. Telephone: +45 45800500. Fax: +45 45801405. <http://www.bksv.com> e-mail: info@bksv.com
 Australia (02) 9450-2066 - Austria 0043-1-8657400 - Brazil (011) 5182-8144 - Canada (514) 695-4225 - China (86) 10 68029906
 Czech Republic: 02-47021100 - Finland (09) 755 950 - France (01) 69907100 - Germany 06103 7335-0 - Hong Kong 25437486 - Hungary (1) 2158305
 Ireland (01) 803 7900 - Italy 02 57 08061 - Japan 03-3779-8071 - Republic of Korea (02) 3479-0405 - Netherlands (0) 11 18 555 290 - Norway 66 71 11 55
 Poland (22) 858 9382 - Portugal (1) 47 11 452 - Singapore (65) 277-4512 - Slovak Republic: 421 2 5443 0701 - Spain (91) 659 0830 - Sweden (08) 448 6400
 Switzerland (0) 1 880 70 35 - Taiwan (02) 71 39303 - United Kingdom (0) 1438 738 000 - USA 800 332 2040
 Local representation and service organizations worldwide.

Brüel & Kjær

VI.5 Laser

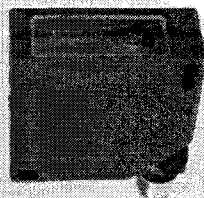
Reflex Sensors

for Measuring Tasks

ASER

CP08MHT80

Part Number

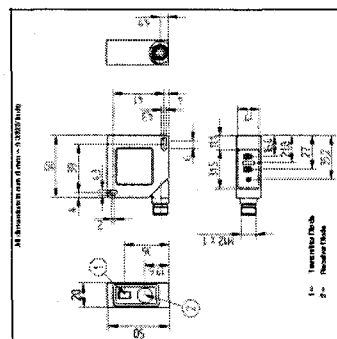
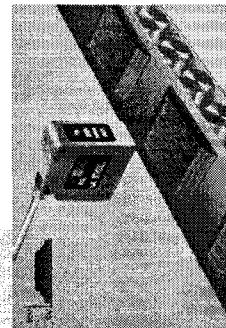


Technical Data

[illegible]

- High resolution 8µm (Resolution-Mode)
- Linearity 0.1% (Resolution-Mode)
- Metering precision 0.2%
- Response Time 550µs (Speed-Mode)

The sensor uses a high-resolution CMOS line array and DSP technology, virtually eliminating material, colour and brightness related measurement value differences. Alternatively high speed (Speed-Mode) or high resolution (Resolution Mode) are adjustable. Integrated analogue output can be configured for voltages 0...10V or current 4...20 mA, error output and RS-232 interface, Teach-In, Error Output and filter functions.

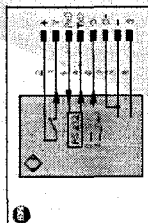
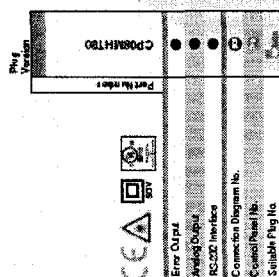


Approved: 2004



Table 1

Working Distance	30 mm	80 mm
Light Spot Size	0.5 x 1 mm	1 x 2 mm



Accessories

Mounting Brackets WP
Serial Interface Adapter S23542

Control Panel



13 - Error Indicator
17 - Selector Switch
22 - Analog Output Indicator
44 - Plus Button
55 - Minus Button
63 - Analog Output Current In

www.wenfor.com

www.wenglar.com

ANNEXE VII

CORRECTION DE LA LECTURE DES CAPTEURS LASER

La lecture de déplacement du laser Y est faussée s'il y a aussi un déplacement dans la direction x. Le déplacement réel peut être retrouvé en utilisant le signal du laser Z. La Figure VII.1 illustre le tube avec en son centre un système d'axe fixe et la lecture variable des capteurs laser Y et Z.

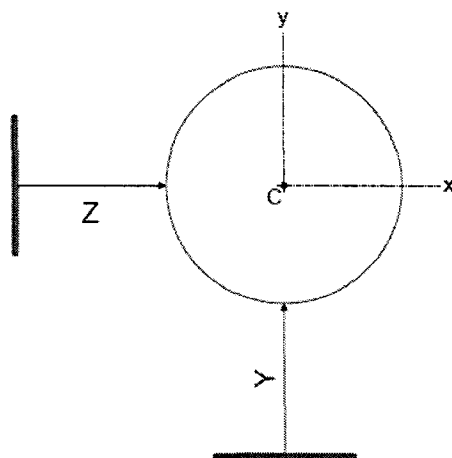


Figure VII.1 : Diagramme du tube et des capteurs laser pointés sur la circonférence.

L'équation d'un cercle dans un plan cartésien est utilisé pour déterminer le déplacement réel en y en fonction de la lecture des capteurs laser Z et Y (Figure VII.2).

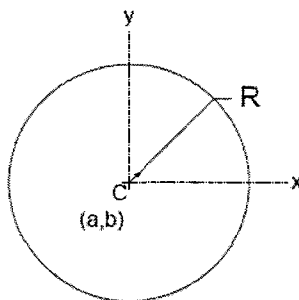


Figure VII.2 : Cercle dans un plan cartésien

Les coordonnées d'un point quelconque sur la circonférence d'un cercle est donnée par l'équation :

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = R^2 . \quad (\text{VII.1})$$

S'il n'y a un déplacement que selon l'axe y, le centre du cercle sera comme suit :

$$(a, b) = (0, y_1) , \quad (\text{VII.2})$$

et la position du tube est illustrée à la Figure VII.3.

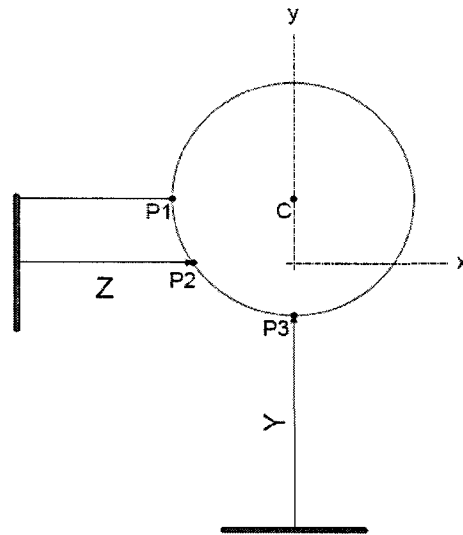


Figure VII.3 : Lecture des capteurs laser pour un déplacement en y du tube

En remplaçant les coordonnées du point P2 et ceux du centre du cercle dans l'équation(VII.1), l'équation suivante est obtenue :

$$x_2^2 + (y_2 + y_1)^2 = R^2 \quad (\text{VII.3})$$

d'où

$$x_2 = \pm \sqrt{R^2 - y_1^2} . \quad (\text{VII.4})$$

Le capteur laser Y dans la direction y indique bien le déplacement réel.

$$Y = y_1 \quad (\text{VII.5})$$

Par contre, le déplacement mesuré dans la direction x indiqué par le capteur laser Z est donné par :

$$Z = x_1 - x_2 = R - \sqrt{R^2 - y_1^2} . \quad (\text{VII.6})$$

S'il n'y a qu'un déplacement en x maintenant, les coordonnées du centre du cercle seront les suivantes :

$$(a, b) = (x_1, 0) \quad (\text{VII.7})$$

Les points P1 à P3 sur la circonférence du tube sont maintenant positionnés comme illustré à la Figure VII.4.

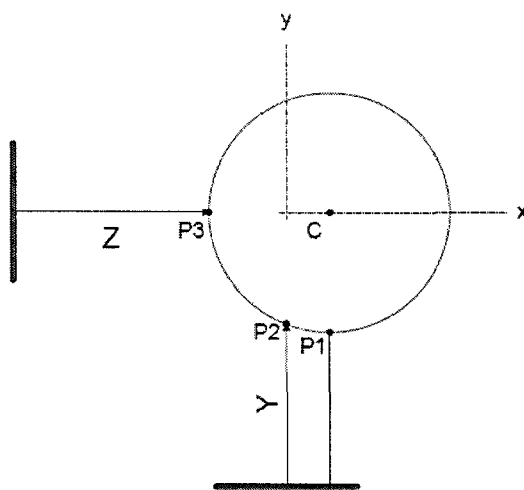


Figure VII.4 : Position des capteurs laser pour un déplacement en x du tube.

En répétant les mêmes étapes que précédemment, les déplacements dans les directions x et y indiqués par les capteurs Z et Y respectivement sont calculés :

$$Z = x_1 \quad (\text{VII.8})$$

$$Y = y_1 - y_2 = R - \sqrt{R^2 - x_1^2} \quad (\text{VII.9})$$

Alors pour un déplacement en x et en y, les équations suivantes sont obtenues en combinant les équations (VII.5), (VII.6), (VII.8) et (VII.9):

$$Y = y + R - \sqrt{R^2 - x^2} \quad (\text{VII.10})$$

$$Z = x + R - \sqrt{R^2 - y^2} \quad (\text{VII.11})$$

Des équations (VII.10) et (VII.11), le déplacement réel selon l'axe y est donc :

$$y = Y - R + \sqrt{R^2 - x^2} \quad (\text{VII.12})$$

$$y = Y - R + \sqrt{R^2 - \left(Z - R + \sqrt{R^2 - y^2} \right)^2} \quad (\text{VII.13})$$

De même, le déplacement réel selon l'axe z est :

$$x = Z - R + \sqrt{R^2 - \left(Y - R + \sqrt{R^2 - x^2} \right)^2} \quad (\text{VII.14})$$