

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

COMPORTEMENT DYNAMIQUE
D'UN MATÉRIAU ISOLANT RIGIDE
ET
DE RÉSERVOIRS DE GAZ LIQUÉFIÉ

FRANÇOIS RICHER
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CIVIL
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

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

AVRIL 1997



National Library
of Canada

Acquisitions and
Bibliographic Services

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque nationale
du Canada

Acquisitions et
services bibliographiques

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

Our file Notre référence

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

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

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

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

0-612-26508-0

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

COMPORTEMENT DYNAMIQUE
D'UN MATÉRIAU ISOLANT RIGIDE
ET
DE RÉSERVOIRS DE GAZ LIQUÉFIÉ

présenté par: RICHER François

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

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

M. FILIATRAULT André, Ph. D., président

M. TINAWI René, Ph. D., membre et directeur de recherche

M. LÉGER Pierre, Ph. D., membre

REMERCIEMENTS

Tout au cours de ce projet de recherche, j'ai pu bénéficier de supports tant sur le plan technique, financier que moral. J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur de recherche, monsieur René Tinawi, qui a su me guider pendant ces deux années et dont l'expérience m'a permis d'approfondir mes connaissances et de perfectionner ma formation. Pour leur appui financier, j'aimerais remercier le CRSNG ainsi que la compagnie Gaz Métropolitain Inc. De celle-ci, je dois souligner l'apport important de messieurs Paul Mitnyan et René Brousseau à l'aspect technique du projet de recherche.

Pour leur participation active à la partie expérimentale de ce projet, je me dois de mentionner l'excellent travail du personnel technique du laboratoire de structure qui est composé de messieurs Gérard Degrange, Denis Fortier et Patrice Bélanger. Pour son support technique au niveau informatique et surtout de l'utilisation du logiciel ADINA, j'aimerais également remercier monsieur Faouzi Ghrib. J'aimerais aussi souligner l'apport de monsieur Jim Lewis, de la compagnie Project Technical Liaison Associates Inc., qui nous a permis d'évaluer les propriétés physiques du gaz naturel liquéfié.

En terminant, j'aimerais adresser des remerciements spéciaux à mes parents, ainsi qu'à ma copine Caroline, qui m'ont soutenu tout au long de mon cheminement académique et qui m'ont permis de me développer à mon plein potentiel.

RÉSUMÉ

Ce mémoire se divise en deux parties. La première traite de l'analyse du comportement dynamique d'un matériau isolant rigide appelé « foamglas ». Dans la seconde, une analyse par éléments finis du comportement dynamique de réservoirs cylindriques à axe vertical contenant un liquide est effectuée.

Première partie

Le foamglas est un matériau isolant rigide utilisé sous des réservoirs contenant du gaz naturel liquéfié dont la température d'entreposage est de -160°C . Ce matériau est disposé en couches sous le réservoir. La façon dont les couches sont assemblées constitue une caractéristique importante affectant le comportement structural d'une telle base isolante. Dans certains cas, elles sont séparées par du goudron liquide tandis que dans d'autres cas, des feuilles de papier goudronné sont disposées entre chacune d'elles.

Le premier objectif visé dans cette recherche est d'établir la variation des propriétés structurales d'un spécimen de foamglas dont les couches sont séparées par du papier goudronné en fonction de la température du matériau. Un autre objectif est d'évaluer les risques de fissuration et de perte de capacité isolante du matériau lorsque soumis aux vibrations typiques d'un dynamitage.

Pour atteindre ces objectifs, un processus expérimental a été élaboré. Des essais statiques et dynamiques ont été effectués sur un muret de foamglas de 1828x635x127mm dont les couches étaient séparées par du papier goudronné. Un montage expérimental a été élaboré de sorte à représenter adéquatement les conditions réelles d'utilisation du foamglas.

Les résultats obtenus des essais statiques ont permis d'établir que la rigidité latérale et la charge ultime de glissement de l'assemblage foamglas-papier goudronné sont peu affectées par la présence ou non d'un gradient thermique. Les essais dynamiques n'ont pas démontré de glissement notable entre les différentes couches de foamglas. Par contre, ceux-ci ont permis d'observer la fissuration de quelques blocs. Il n'est pas évident d'établir les causes exactes de cette fissuration. Cependant, il a été remarqué que la répartition de ces fissures se faisait de façon aléatoire de sorte que la capacité isolante de l'ensemble n'était pas affectée. En fait, ces fissures étaient bloquées par la présence du papier goudronné et ne pouvaient traverser l'épaisseur de foamglas en entier et ainsi offrir un passage direct pour la température.

Deuxième partie

Les objectifs de cette partie sont de valider un modèle d'éléments finis de sorte à ce qu'il soit apte à représenter adéquatement le comportement dynamique d'un réservoir de liquide et l'interaction fluide-structure, d'évaluer l'effet du rapport hauteur/rayon sur

les fréquences et les modes de vibration observés, de calculer les fréquences et modes de vibration d'un réservoir réel en fonction de différents niveaux de liquide et d'évaluer les risques sismiques de celui-ci.

Pour ce faire, le logiciel d'éléments finis ADINA est utilisé. La modélisation est effectuée en utilisant des éléments coques à huit noeuds pour représenter la paroi du réservoir et des éléments fluides à base potentielle pour représenter le fluide.

Les modes de vibrations d'un réservoir sont de deux types: il y a les modes de renversement qui engendrent un mouvement de renversement global de la structure, à la manière d'un porte-à-faux, et les modes d'ovalisation qui sont caractérisés par une ovalisation du réservoir et qui ne provoquent pas de renversement global du réservoir. Ces analyses ont permis de constater que le rapport hauteur/rayon a une grande influence sur le type de modes de vibration observés. De plus, ces modes ont été reliés à deux types de dommages sismiques dont le plus critique est le flambement de la paroi à la base des réservoirs dû au mouvement de renversement de celui-ci. En effet, ce flambement local peut être accompagné du déchirement de la paroi ou du joint entre celle-ci et le fond du réservoir et ainsi entraîner la perte du contenu.

Les analyses sur le réservoir réel ont donc été réalisées dans l'optique d'évaluer les cas les plus critiques pour le réservoir. Ainsi, une attention particulière a été portée au

mode de renversement du réservoir. Les analyses ont démontré que pour un tel réservoir situé dans l'est de l'Amérique du Nord, les risques d'endommagement sont relativement faibles à cause des séismes de cette région, dont le contenu fréquentiel est élevé, qui n'amplifie que les modes d'ordre supérieur et ce, pour des niveaux inférieurs à 50% de la hauteur du réservoir. Les risques de flambement de la paroi à la base, dans ces conditions, sont considérés comme étant faibles. Cependant, le même réservoir situé dans l'ouest de l'Amérique du Nord pourrait être endommagé par un séisme de cette région dont le contenu fréquentiel, plus bas, est susceptible d'amplifier le premier mode de vibration du réservoir lorsque celui-ci est rempli à pleine capacité. Les risques de flambement de la paroi à la base seraient donc plus élevés.

ABSTRACT

This thesis contains two parts. The first one is related to the dynamic response of a rigid insulating material called « foamglas ». The second, covers a finite element analysis of the dynamic behaviour of liquid storage cylindrical tanks.

Foamglas is a rigid insulating material used in tanks containing Liquefied Natural Gas (LNG) at storage temperature of -160°C . This material is installed in layers underneath the tank. An important characteristic affecting the structural behaviour of such an insulating base is the way the layers are assembled. On some tanks, these are separated by liquid tar while in others, tared-paper sheets are placed in between each layer.

First part

The first objective in this part of the research is to establish the structural response of a foamglas specimen for which the layers are separated by tared-paper as a function of material temperature. Another objective is to evaluate the risk of material cracking and, therefore, loosing its insulating capacity, while subjected to horizontal vibrations typically encountered during nearby blasting activities.

To reach these objectives, an experimental set-up was elaborated. Static and dynamic tests were conducted on a foamglas wall of 1828x635x127 mm for which the layers were separated by tared-paper.

The results obtained for the foamglas-tared-paper assembly indicate that the lateral stiffness and ultimate sliding load are little affected by the thermal gradient. Dynamic vibration tests have not shown any sliding tendency between the foamglas layers. Nevertheless, cracks were observed in some blocks and the pattern did not allow thermal losses across the total foamglas thickness due to the presence of tared-paper.

Second part

The objectives for this part are to develop a finite element model that can represent the dynamic behaviour of a liquid filled storage tank. This model can be used to evaluate the effect of the height to radius ratio on the frequencies and mode shapes as well as the influence of liquid levels.

A commercial finite element program (ADINA) was used. The model consist of eight nodes shell elements to represent the tank shell and potential-based fluid elements to represent the fluid itself.

Vibration modes of a reservoir are of two types: there are the cantilever modes, which cause a global overturning of the structure, and the ovalisation modes characterized by a change of the circular shape of the reservoir without overturning. These modes are essential to explain the observed seismic damages, of which the most critical is the buckling of the tank shell at the base of the reservoirs due to overturning. This buckling results in the tearing of the side, or of its joint with the bottom plate of the tank, and induces loss of containment.

A seismic analysis for an existing LNG reservoir has been performed to determine the most critical conditions of the reservoir response. The analysis showed that for a reservoir in Eastern North-America, the risk of structural damage is relatively low because of the high frequency content of earthquakes in this region. High frequency ground motion influences reservoirs with less liquid for which the risk of buckling at the base of the reservoir is considered weak. The same reservoir located in the Western North-America could be damaged by a low frequency earthquake which is likely to excite the first reservoir vibration mode when it is filled to capacity. Risks of buckling at the base of the reservoir are therefore higher.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	iv
RÉSUMÉ	v
ABSTRACT	ix
TABLE DES MATIÈRES	xii
LISTE DES TABLEAUX	xv
LISTE DES FIGURES	xviii
LISTE DES SYMBOLES	xxii
LISTE DES ANNEXES	xxviii
 CHAPITRE 1: INTRODUCTION	 1
1.1 Problématique.....	1
1.2 Objectifs de la recherche	4
1.3 Revue de la littérature	6
1.4 Contenu du mémoire	6
 CHAPITRE 2: ÉTUDE EXPÉRIMENTALE SUR UN MATÉRIAU	
ISOLANT RIGIDE	8
2.1 Introduction	8
2.2 Description des montages et essais expérimentaux	13
2.2.1 Essais statiques	19
2.2.2 Essais dynamiques	25

2.3 Résultats expérimentaux	34
2.3.1 Essais statiques	34
2.3.2 Essais dynamiques	40
2.4 Conclusion	49

CHAPITRE 3: DESCRIPTION DES MÉTHODES D'ANALYSE SÉISMIQUE

D'UN RÉSERVOIR DE LIQUIDE	51
3.1 Introduction	51
3.2 Revue des méthodes analytiques	58
3.2.1 Méthode de Housner	60
3.2.2 Méthode de Jacobson et Ayre	62
3.2.3 Méthode de Veletsos	65
3.2.4 Méthode des éléments finis	72
3.2.4.1 Méthode de Haroun et Housner	72
3.2.4.2 Méthode de Vronay et Smith	74
3.2.4.3 Méthode de Olson et Bathe	76
3.3 Conclusion	82

CHAPITRE 4: ANALYSES NUMÉRIQUES

4.1 Introduction	83
4.2 Choix des éléments	86
4.2.1 Éléments coques	87

4.2.2 Éléments fluides	103
4.3 Calibration du modèle	107
4.3.1 Réservoir vide	108
4.3.2 Fluide	117
4.3.3 Interaction fluide-structure	122
4.4 Analyse d'un modèle réel	126
4.5 Conclusion	139
CHAPITRE 5: CONCLUSION	141
5.1 Sommaire des résultats	141
5.2 Conclusion	146
5.3 Recommandations pour recherches futures	148
RÉFÉRENCES	151

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 2

Tableau 2.1: Résumé des essais expérimentaux réalisés dans cette recherche	13
Tableau 2.2: Gradient thermique présent pour un essai typique	19
Tableau 2.3: Types d'essais statiques réalisés	25
Tableau 2.4: Rigidité latérale du muret pour un confinement correspondant à 30,5 mètres de liquide	36
Tableau 2.5: Charge ultime de glissement du muret pour un confinement correspondant à 30,5 mètres de liquide	36
Tableau 2.6: Charge horizontale maximale appliquée pour les essais 6, 7 et 8	37
Tableau 2.7: Rigidité latérale en fonction du confinement du foamglas	40
Tableau 2.8: Fréquences de résonance du muret et provenance de celles-ci	43
Tableau 2.9: Fréquences de sollicitation du muret pour les incréments en accélération	46

Chapitre 4

Tableau 4.1: Flèche maximale en millimètres au centre du toit cylindrique obtenue de différents maillages	95
Tableau 4.2: Déplacements radiaux en millimètres aux noeuds 1 à 18 d'une tour de refroidissement obtenus de différents maillages	97
Tableau 4.3: Flèches au centre pour un toit cylindrique soumis à une charge concentrée obtenues de différents maillages	99
Tableau 4.4: Fréquences et modes de vibration pour un réservoir cylindrique vide obtenus de différents maillages	101
Tableau 4.5: Sommaire des dommages séismiques observés sur des réservoirs de différentes dimensions lors du séisme du Costa Rica en 1991 (Mitchell et Tinawi, 1992)	111
Tableau 4.6: Dimensions des modèles analysés	112
Tableau 4.7: Fréquences (Hz) des trois premiers modes de type porte-à-faux obtenues pour le modèle de Haroun et Housner (1982)	116
Tableau 4.8: Fréquences (Hz) de vibration des modes de fluide	120
Tableau 4.9: Fréquences (Hz) pour les modes de type $m=1$ obtenues pour un réservoir rempli à 100% et 50% (dimensions: $L=12,2$ mètres, $R=18,3$ mètres) ...	122

Chapitre 5

Tableau 5.1: Rigidité latérale et charge ultime de glissement pour un niveau de confinement correspondant à 100% du niveau de liquide	142
Tableau 5.2: Rigidité latérale pour une température de 20°C	142
Tableau 5.3: Comparaison de deux maillages avec un modèle de réservoir vide calculé par Vronay et Smith (1970)	144
Tableau 5.4: Comparaison de deux maillages avec un modèle de réservoir vide calculé par Haroun et Housner (1982)	144
Tableau 5.5: Comparaison des fréquences (Hz) des modes de fluide calculées par ADINA avec une solution théorique (Blevins, 1979)	145
Tableau 5.6: Comparaison de la fréquence (Hz) des modes de type $m=1$ obtenus d'un maillage avec un modèle calculé par Haroun et Housner (1982)	145
Tableau 5.7: Fréquences et modes de type $p=i$ ($i=1, 2, 3\dots$) et $m=1$ pour un réservoir réel	146

LISTE DES FIGURES

Chapitre 2

Figure 2.1: Montage utilisé par Tinawi et Filiatrault (1994)	10
Figure 2.2: Système de refroidissement	15
Figure 2.3: Position des thermocouples	16
Figure 2.4: Coupe du montage, du système de refroidissement et de l'isolation	17
Figure 2.5: Photo du montage, du système de refroidissement et de l'isolation	18
Figure 2.6: Montage pour les essais statiques	20
Figure 2.7: Chargement appliqué pour les essais statiques	21
Figure 2.8: Mesure des déformations du muret pour les essais statiques	23
Figure 2.9: Spectre du dynamitage du 19 juillet 1990 (2% d'amortissement).....	27
Figure 2.10: Système représentant la masse au sommet du muret	28
Figure 2.11: Montage pour les essais dynamiques sur table vibrante	30
Figure 2.12: Résultats expérimentaux des essais statiques pour un confinement correspondant à 30,5 mètres de liquide	35
Figure 2.13: Emplacements des appareils de mesure pour les essais dynamiques	41
Figure 2.14: Disposition des fissures suite aux essais dynamiques en présence du gradient thermique	48

Chapitre 3

Figure 3.1: Modes d'un porte-à-faux	56
Figure 3.2: Exemples de composantes d'ovalisation d'un mode de réservoir	57
Figure 3.3: Dimensions et systèmes de coordonnées utilisées dans ce mémoire	60
Figure 3.4: Modèle proposé par Housner (1957 & 63)	61
Figure 3.5: Moment résultant du couple de force représentant la pression sur la base du réservoir	64
Figure 3.6: Fonctions $\psi(z)$ proposées par Veletsos (1974 & 77)	66
Figure 3.7: Pression hydrodynamique selon l'allure du mode de vibration (adapté à la méthode de Veletsos)	67
Figure 3.8: Forces séismiques engendrées sur des réservoirs rigides et flexibles	70
Figure 3.9: Spectre de référence pour la méthode de Veletsos (1974 & 77)	71
Figure 3.10: Maillage typique utilisé par Haroun et Housner (1982)	73

Chapitre 4

Figure 4.1: Modèle axisymétrique	84
Figure 4.2: Modèle cyclique symétrique	86
Figure 4.3: Élément isoparamétrique	88
Figure 4.4: Élément coque à huit noeuds	90
Figure 4.5: Élément coque avec noeuds sur la surface médiane et vecteurs directeurs	91
Figure 4.6: Déformations en flexion et cisaillement d'une poutre	93
Figure 4.7: Toit cylindrique en béton armé	95
Figure 4.8: Chargement appliqué sur une section typique d'une tour de refroidissement	96
Figure 4.9: Tour de refroidissement	96
Figure 4.10: Toit cylindrique avec charge concentrée	98
Figure 4.11: Maillage du réservoir cylindrique et déformées de deux modes typiques	100
Figure 4.12: Maillages typiques utilisés pour modéliser les réservoirs vides	109
Figure 4.13: Modes de vibration associés au modèle 1	114
Figure 4.14: Mode $p=1$ et $m=3$ pour les modèles 1 à 4	115
Figure 4.15: Forme des éléments fluides utilisés dans les maillages	118
Figure 4.16: Maillage utilisé pour valider les éléments fluides	118
Figure 4.17: Trois premiers modes de fluide obtenus à l'aide d'ADINA	120

Chapitre 4 (suite)

Figure 4.18: Démonstration du mode de fluide $j=1$	121
Figure 4.19: Modes de vibration pour des réservoirs plein et à moitié plein	124
Figure 4.20: Comparaison d'un mode de fluide et d'un mode d'interaction	126
Figure 4.21: Maillage utilisé pour la modélisation d'un réservoir réel	129
Figure 4.22: Modes $p=i$ ($i=1, 2, 3\dots$) $m=1$ pour le réservoir avec un niveau de 31,7 mètres	131
Figure 4.23: Mode de déformation choisi pour la méthode de Veletsos (1974 & 77)	132
Figure 4.24: Spectre utilisé dans une étude effectuée par Horton CBI (1988)	133
Figure 4.25: Cinq premiers modes d'interaction du réservoir avec un niveau de 31,7 mètres	133
Figure 4.26: Modes d'interaction pour les trois niveaux de liquide	135
Figure 4.27: Spectre de deux séismes d'Amérique du Nord (5% d'amortissement)..	137

LISTE DES SYMBOLES

$\ddot{u}_0$	Accélération au sol
$a(t)$	Accélération d'un point sur la paroi
g	Accélération gravitationnelle
S_a	Accélération spectrale
x,y,z	Axe pour le système de coordonnées cartésiennes
ν	Coefficient de poisson
$C_p(z)$	Coefficient de pression hydrodynamique
m	Composante ovalisation des modes de vibration de réservoirs
p	Composante porte-à-faux des modes de vibration de réservoirs
θ	Coordonnée angulaire pour le système de coordonnées polaires
u,v,w	Coordonnée locale d'un point situé sur la paroi
r	Coordonnée radiale pour le système de coordonnées polaires
$t_{x_k}, t_{y_k}, t_{z_k}$	Coordonnées du noeud k au temps t
$t_{v_{\alpha x}}, t_{v_{\alpha y}}, t_{v_{\alpha z}}$	Cosinus directeurs du vecteur directeur $t_{v_{\alpha}}$
γ	Déformation constante en cisaillement à travers la section
u_0	Déplacement au sol

$\mathbf{u}_n(\mathbf{z},t)$	Déplacements aux noeuds exprimés en fonction des fonctions d'interpolation
$\mathbf{w}_n(\mathbf{z},t)$	Déplacements aux noeuds exprimés en fonction des fonctions d'interpolation
U_N	Déplacement extrême imposé normal à la frontière du fluide et positif dans la direction du fluide
S_d	Déplacement spectral
$\mathbf{v}_n(\mathbf{z},t)$	Déplacements aux noeuds exprimés en fonction des fonctions d'interpolation
T_o	Énergie de déformation
V	Énergie due au chargement
π	Énergie potentielle
a_k	Épaisseur de la coque mesurée dans la direction du vecteur directeur
h	Épaisseur de la paroi du réservoir
C	Facteur de participation
δ	Flèche horizontale à $z=H$
$\psi(z)$	Fonctions proposées par Veletsos afin de représenter l'allure du mode de résonance

$S_w(z)$	Force hydrodynamique par unité de hauteur pour un réservoir flexible
$S_u(z)$	Force hydrodynamique par unité de hauteur pour un réservoir rigide
f^F	Force produite par le fluide sur la paroi
f^E	Forces produites par les charges extrêmes sur la paroi
f	Fréquence
ω	Fréquence angulaire
h_1	Hauteur de la masse convective du premier mode d'oscillation
h_0	Hauteur de la masse impulsive
H	Hauteur de la surface libre du liquide
L	Hauteur du réservoir
I	Inertie de section
M_1	Masse convective du premier mode d'oscillation
m_r	Masse du toit incluant la charge vive
$\dot{m}_w^*$	Masse effective de solide et de liquide associée à la fonction $\psi(z)$ pour un réservoir flexible

$\mathbf{m}_{w,s}^*$	Masse effective de solide associée à la fonction $\psi(z)$ pour un réservoir flexible
$\mathbf{m}_{w,l}^*$	Masse effective de liquide associée à la fonction $\psi(z)$ pour un réservoir flexible
$\mathbf{m}_u^*$	Masse effective de solide et de liquide associée à la fonction $\psi(z)$ pour un réservoir rigide
$\mathbf{m}_{u,s}^*$	Masse effective de solide associée à la fonction $\psi(z)$ pour un réservoir rigide
$\mathbf{m}_{u,l}^*$	Masse effective de liquide associée à la fonction $\psi(z)$ pour un réservoir rigide
M_0	Masse impulsive
$\mu(z)$	Masse par unité de hauteur de la paroi
ρ	Masse volumique
ρ_F	Masse volumique du fluide
$\mathbf{C}_{FS}$	Matrice de couplage fluide-structure
$\mathbf{C}_{PF}$	Matrice de couplage P_0 et fluide
$\mathbf{M}_{FF}$	Matrice de masse du fluide
$\mathbf{M}_{SS}$	Matrice de masse du solide

$\mathbf{K}_{FF}$	Matrice de rigidité du fluide
$\mathbf{K}_{PP}, \mathbf{K}_{PS}$	Matrices de rigidité entre P_o et solide
$\mathbf{C}_s$	Matrice de rigidité du matériau
$\mathbf{K}_{SS}$	Matrice de rigidité du solide
E	Module d'élasticité
B	Module de compressibilité du fluide
G	Module de rigidité en cisaillement
P	Moment produit par l'excentricité de la masse dans la méthode de Jacobson et Ayre
N	Moment produit par le couple de force sur le fond du réservoir dans la méthode de Jacobson et Ayre
T	Période
γ	Poids volumique du liquide
ϕ	Potentiel de vitesse du fluide
$f''(t)$	Pourcentage d'accélération par rapport à l'accélération gravitationnelle
$P(z,t)$	Pression hydrodynamique
$P_w(z,t)$	Pression hydrodynamique sur un réservoir flexible

$P_u(z,t)$	Pression hydrodynamique sur un réservoir rigide
P_o	Pression hydrostatique dans le fluide
R	Rayon du réservoir
K_I	Rigidité du ressort pour le premier mode d'oscillation
β	Rotation angulaire d'une section
t	Temps
ε	Tenseur de déformation
$\mathbf{f}^I$	Vecteur de force à l'interface fluide-structure
$\mathbf{n}$	Vecteur unitaire normal au fluide
$\dot{\mathbf{u}}_o$	Vitesse au sol
c	Vitesse de propagation des ondes
S_v	Vitesse spectrale

LISTE DES ANNEXES

Annexe A	154
Annexe B.....	159

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Problématique

Il existe de par le monde une grande quantité de réservoirs servant à contenir des liquides. Une des catégories les plus importantes est celle des réservoirs cylindriques à axe vertical reposant sur le sol. Ce type de structures est relativement méconnu des ingénieurs civils. Bien entendu, le comportement statique de celles-ci est simple à évaluer. Cependant, l'évaluation du comportement dynamique et sismique implique des analyses complexes qui doivent tenir compte de l'interaction fluide-structure. La compréhension du comportement sismique des réservoirs est d'ailleurs un sujet d'intérêt depuis plusieurs années. De plus, l'historique des dommages encourus sur des réservoirs lors de séismes est assez révélateur. C'est ce qui pousse plusieurs chercheurs à explorer ce domaine et à élaborer des méthodes afin de prédire le comportement des réservoirs contenant du liquide lors de séismes.

Selon le type de compagnie et des besoins de la région, le type de liquide entreposé dans les réservoirs peut varier. Certains contiennent de l'eau potable pour approvisionner la population ou encore pour éteindre des incendies en cas de catastrophe majeure. D'autres peuvent également entreposer du vin, des produits pétroliers ou encore du gaz naturel liquéfié. La perte du contenu de ces réservoirs lors d'un séisme

peut constituer une catastrophe majeure. On n'a qu'à penser aux déversements de produits pétroliers qui sont si néfastes pour l'environnement ou à la perte de réserves d'eau nécessaire à la survie d'une population suite à un séisme majeur ou encore à l'extinction d'incendie. Plusieurs exemples sont relatés dans la littérature concernant des dommages observés sur des réservoirs suite à des séismes. En 1991, des déversements importants de pétrole ont été causés par un séisme au Costa Rica (Mitchell et Tinawi, 1992). Les réservoirs de la Tohoku Oil Refinery ont également été endommagés lors du séisme de Miyagi-ken-Oki au Japon en 1978 (Clough, 1987). Heureusement, aucun déversement ne s'est produit à ce moment. En 1979, le séisme de San Juan en Argentine a causé la perte de 20 millions de litres de vin (Clough, 1987) et, en 1980, 116 des 132 réservoirs d'une compagnie productrice de vin ont été lourdement endommagés lors du séisme de Livermore (Clough, 1987).

Certains réservoirs nécessitent une attention spéciale en raison des propriétés de leur contenu. C'est le cas des réservoirs contenant du gaz naturel liquéfié. Ce produit, pour être en phase liquide, doit être entreposé à une température de -160°C . Ces réservoirs nécessitent donc une isolation adéquate afin de minimiser les pertes d'énergie. Celle-ci est assurée par l'utilisation de réservoirs à double paroi entre lesquelles un matériau isolant, généralement de la perlite, est disposé. Une isolation doit également être procurée sous le réservoir afin d'éviter les pertes d'énergie et de minimiser les cycles de gel et dégel dans le sol qui pourrait causer des tassements importants au niveau de la

fondation. Le matériau utilisé sous les réservoirs s'appelle « foamglas ». Il s'agit d'un matériau rigide dont les propriétés isolantes sont adéquates et qui est capable de supporter la charge de confinement due au poids du liquide.

Récemment, des dommages ont été observés sur un réservoir appartenant à une compagnie de gaz de la région de Montréal, suite à un dynamitage ayant eu lieu à proximité de celui-ci. Ce réservoir contenait du LNG, un gaz liquéfié qui doit être conservé à une température de -160°C . Les dommages observés consistaient en une fissuration globale du foamglas, situé sous le réservoir.

En raison de la grande quantité de ce type de réservoir à travers le monde et des risques importants reliés à la perte du contenu de ceux-ci, il est important de connaître avec exactitude leur comportement dynamique en vue d'un séisme éventuel. De plus, comme beaucoup d'entre-eux contiennent des gaz liquéfiés à très basse température, ils sont souvent isolés à la base par du foamglas. Cependant, les coûts de remplacement de cette base isolante sont élevés. Ainsi, les propriétaires de réservoirs sont grandement intéressés à connaître les risques de fissuration de celle-ci qui pourrait être engendrée par les vibrations produites par un dynamitage.

On constate qu'il existe deux sources d'endommagement des réservoirs. Il y a les séismes et les dynamitages. Étant donné la flexibilité des réservoirs et les périodes

élevées caractérisant les oscillations du liquide, les séismes dont la période prédominante se rapprocherait de celles du réservoir sont susceptibles d'endommager les réservoirs et de causer des déversements importants. Cependant, lors de travaux d'excavation de surface ou minière ayant lieu à proximité de réservoirs de gaz naturel liquéfié, les vibrations à hautes fréquences produites par les dynamitages peuvent endommager le foamglas situé sous le réservoir qui est beaucoup plus rigide que le réservoir lui-même. Bien entendu, ces vibrations sont sans risque pour le réservoir et les déversements, cependant les coûts de remplacement de la base isolante et d'interruption d'opération du réservoir étant relativement élevés, ce problème mérite d'être étudié en détail.

1.2 Objectifs de la recherche

Dans la première partie de cette recherche, le comportement dynamique d'un matériau isolant rigide (foamglas) est analysé expérimentalement. Ce matériau est superposé en couches sous les réservoirs. Deux méthodes sont utilisées pour assembler les différentes couches ensembles. Dans la première, on place du goudron liquide entre les couches, tandis que dans la seconde, celui-ci est remplacé par des feuilles de papier goudronné. Le comportement de la première méthode d'assemblage ayant déjà été évalué par Tinawi et Filiatrault (1991), seul l'assemblage réalisé à l'aide de papier goudronné sera évalué dans ce mémoire. Les objectifs de ce processus expérimental sont donc:

1. Réaliser un montage expérimental qui permettra de représenter la charge de confinement sur le matériau correspondant à différents niveaux de liquide ainsi que le gradient de température représentant les conditions réelles d'utilisation et qui permettra d'appliquer des chargements latéraux statiques et dynamiques.
2. Évaluer les propriétés structurales statiques du spécimen ainsi que leur variation en fonction de la charge de confinement et de la présence ou non d'un gradient thermique.
3. Évaluer les propriétés structurales dynamiques du spécimen ainsi que leur variation en fonction de la charge de confinement et de la présence ou non d'un gradient thermique.
4. Soumettre le spécimen à différentes sollicitations dynamiques en vue de déterminer les risques de fissuration et de perte de capacité isolante de l'assemblage foamglas-papier goudronné.
5. Émettre des recommandations quant aux types d'assemblages à utiliser et aux caractéristiques (contenu fréquentiel et amplitude) de dynamitage à éviter.

Dans la deuxième partie, l'analyse du comportement séismique de réservoirs cylindriques à axe vertical est effectuée en utilisant un logiciel d'éléments finis. Les objectifs sont les suivants:

1. Déterminer les modes de vibrations pour des réservoirs de différentes dimensions avec et sans la présence de liquide.

2. Pour un réservoir existant, évaluer les risques d'endommagement en fonction de différents niveaux de liquide lorsque soumis à un tremblement de terre typique.
3. Émettre des conclusions quant aux risques potentiels d'endommagement de réservoirs cylindriques à axe vertical en vue de séismes futurs.

1.3 Revue de la littérature

En ce qui a trait au comportement dynamique des réservoirs de liquide, la revue littéraire traitant des différentes méthodes d'analyse sera présentée au chapitre 3. Pour ce qui est du comportement dynamique du foamglas, aucun article n'a été publié sur le sujet. Seul quelques articles et rapports ont été publiés sur les propriétés intrinsèques du matériau (Pittsburgh Corning, 1986) et les propriétés statiques de l'assemblage foamglas-goudron liquide (Tinawi et al., 1993; Tinawi et Filiatrault, 1991) et de l'assemblage foamglas-papier goudronné (Tinawi et Filiatrault, 1994). Les résultats mentionnés dans ceux-ci ainsi que les principales conclusions seront présentés au chapitre 2.

1.4 Contenu du mémoire

Ce mémoire est divisé en deux grandes parties. Dans la première, il sera traité de l'analyse dynamique d'un matériau isolant rigide appelé foamglas. La deuxième concerne

l'analyse sismique des réservoirs de liquide par la méthode des éléments finis. Le mémoire est donc divisé en cinq chapitres.

Dans le premier chapitre, une courte introduction présente la problématique des sujets, les objectifs de la recherche et le contenu du mémoire. Le deuxième chapitre porte sur l'étude expérimentale d'un matériau isolant rigide. On y retrouve la description des montages expérimentaux et des essais, la présentation des résultats ainsi que les conclusions reliées à ces essais. Le chapitre trois concerne les différentes méthodes développées jusqu'à nos jours pour évaluer le comportement dynamique de réservoirs de liquide en tenant compte de l'interaction fluide-structure. Au chapitre quatre, on traite des analyses numériques réalisées au cours de cette recherche. On présente les différentes étapes qui ont permis de choisir le type d'analyse à effectuer et les types d'éléments à utiliser ainsi que la validation du modèle afin de représenter adéquatement le comportement dynamique des réservoirs en tenant compte de l'interaction fluide-structure. Les résultats concernant l'analyse fréquentielle sur un réservoir existant sont également présentés. Les conclusions sont présentées au chapitre cinq où on retrouve le sommaire des résultats et les recommandations pour recherches futures.

CHAPITRE 2 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE SUR UN MATÉRIAU ISOLANT RIGIDE

2.1 Introduction

Ce chapitre décrit les essais expérimentaux qui ont été effectués, au laboratoire de Structures de l'École Polytechnique, dans le but d'étudier le comportement dynamique d'un matériau isolant rigide appelé « foamglas ». Ce matériau se retrouve sous la base des réservoirs de gaz naturel liquéfié, dont la température d'entreposage est de -160°C , et sert d'isolant thermique. De plus, la deuxième fonction de ce matériau, à cause de son emplacement sous le réservoir, est de supporter le poids du liquide à l'intérieur. Les essais expérimentaux présentés ici ont permis de déterminer le comportement dynamique du foamglas lorsque soumis à différentes charges de confinement, représentant différents niveaux de liquide. De plus, la présence du gradient thermique induit à travers le foamglas a été simulé lors des essais. Ce gradient thermique est d'environ -160°C au sommet et $+10^{\circ}\text{C}$ à la base du foamglas.

Comme mentionné précédemment, les blocs de foamglas sont superposés en couches sous les réservoirs. Elles sont composées de blocs de 457 mm x 610 mm et l'épaisseur de chacune d'elle est de 127 mm. Deux méthodes sont utilisées dans l'industrie afin d'assembler les couches entre elles. La première consiste à étendre du goudron liquide entre les couches

tandis que dans la deuxième, le goudron est remplacé par une épaisseur de papier goudronné. Il est important de mentionner qu'aucun liant n'est utilisé dans les joints verticaux entre les blocs. Suite à l'observation de la fissuration massive de la base isolante survenue sur un réservoir dont les couches de foamglas étaient assemblées selon la première méthode, une étude a été effectuée (Tinawi et al., 1993) dans le but d'évaluer l'effet des vibrations sur l'assemblage foamglas-goudron liquide. Il est à noter que ces dommages ont été observés suite à un dynamitage ayant eu lieu à proximité d'une usine de gaz naturel situé dans la région de Montréal, le 19 juillet 1990. Cette usine est principalement composée de deux réservoirs de LNG. À l'époque du dynamitage, les couches de foamglas étaient séparées par du papier goudronné sous l'un des deux réservoirs tandis que pour le second, elles étaient séparées par du goudron liquide. Il est à noter que seul le réservoir dont les couches étaient séparées par du goudron liquide a été endommagé par les vibrations produites par le dynamitage.

Dans l'étude menée par Tinawi et al. (1993), des analyses statiques et dynamiques réalisées à l'aide d'un logiciel d'éléments finis ont permis d'établir que les vibrations produites par le dynamitage pouvaient être la cause de la fissuration massive du foamglas. En effet, la fréquence de résonance du foamglas correspondait à la fréquence prédominante du dynamitage soupçonné comme étant responsable des dommages. Comme les propriétés structurales de l'assemblage foamglas-goudron liquide, tel le module de cisaillement et la déformation ultime avant rupture, étaient inconnues lors de l'étude, des essais expérimentaux ont été effectués afin de les déterminer.

Le montage expérimental utilisé alors pour ces essais est montré à la figure 2.1 et sera décrit en détail, car celui-ci a servi de base pour le montage utilisé lors du présent projet. Le spécimen testé est un muret d'une longueur de 1829 mm (72 po), d'une hauteur de 635 mm (25 po) et d'une épaisseur de 140 mm (5.5 po). Il est à noter que la hauteur de 635 mm et le nombre de couches de foamglas superposées (cinq couches) correspondent à la hauteur et au nombre de couches réels sous le réservoir en question. Pour ce qui est de l'épaisseur du muret, celle-ci était limitée par la charge verticale à appliquer afin d'assurer un confinement représentatif au foamglas.

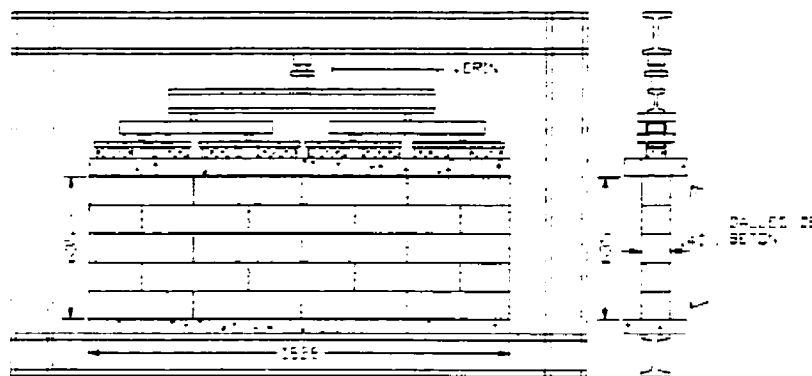


Figure 2.1: Montage utilisé par Tinawi et Filiatrault (1994)

Pour permettre le chargement vertical et horizontal du muret, celui-ci est placé à l'intérieur d'un cadre rigide. Afin de répartir le chargement vertical sur le muret, de lui transmettre la charge horizontale de cisaillement et de l'ancrer sur la base du cadre, les couches supérieures et inférieures ont été collées, à l'aide de colle époxy, sur deux dalles de béton d'une épaisseur de 76 mm (3 po). Le confinement vertical est appliqué sur le muret à

l'aide d'un vérin et réparti par un système poutres-rouleaux afin de permettre les déplacements horizontaux du niveau supérieur du muret. Le module de rigidité en cisaillement pouvait donc être obtenu en fonction de la charge de confinement en appliquant une charge horizontale en haut du muret. De plus, l'effet de la température a été étudié en refroidissant, au préalable, le spécimen à l'intérieur d'une chambre froide. Des températures allant de $+20^{\circ}\text{C}$ à -20°C ont été simulées.

En ce qui concerne le deuxième objectif, la déformation ultime avant rupture, les essais servant à déterminer le module de cisaillement ont été poursuivis jusqu'à la rupture du spécimen. Les résultats obtenus de ces essais ont montré que le module de cisaillement augmentait et que la déformation ultime de rupture diminuait avec une diminution de température. Ceci est d'ailleurs expliqué par le fait que la viscosité du goudron liquide placé entre les couches de foamglas augmente en fonction de la diminution de la température jusqu'à devenir complètement solide pour une température de l'ordre de -20°C . Dans ces conditions, les couches ne peuvent plus se déplacer les unes par rapport aux autres et comme le foamglas est un matériau très fragile, la rupture a lieu à des niveaux de déformation plus faibles.

Étant donné que le réservoir dont les couches de foamglas étaient séparées par du papier goudronné n'a subi aucun dommage apparent lors des événements du 19 juillet 1990, la base isolante de l'autre réservoir a été remplacée en utilisant le même procédé. Une

deuxième série d'essais a donc été faite, par Tinawi et Filiatrault (1994), sur le comportement de l'assemblage foamglas-papier goudronné. L'objectif était de déterminer si la contrainte de glissement entre les couches était inférieure à la contrainte de rupture en cisaillement du foamglas. Pour ce faire, des essais en cisaillement ont été effectués sur des échantillons de foamglas à différentes températures et pour différentes pressions de confinement. Le même montage a été utilisé à l'exception du goudron liquide qui a été remplacé par du papier goudronné entre les couches de foamglas. De ces essais, il a été observé que pour différentes températures, la contrainte de glissement était toujours inférieure à la contrainte de rupture. Cependant, la température la plus basse atteinte lors de ces essais était de -35°C et répartie de façon uniforme à travers la hauteur du muret, ce qui ne représente pas les conditions réelles sur le terrain. De plus, seuls des essais statiques ont été effectués.

L'objectif des essais expérimentaux effectués dans le cadre de ce mémoire est donc de compléter les essais réalisés par Tinawi et Filiatrault (1994) en ajoutant deux paramètres importants. Premièrement, il s'agit de soumettre l'assemblage foamglas-papier goudronné à des sollicitations dynamiques et, en deuxième lieu, réaliser ces essais avec et sans la présence d'un gradient thermique représentatif de l'état d'utilisation du foamglas sous le réservoir. Bien entendu, l'effet du confinement du foamglas sera également évalué lors de ces essais. Le tableau 2.1 de la page suivante donne un bref résumé des essais qui seront décrits par la suite.

Tableau 2.1: Résumé des essais expérimentaux réalisés dans cette recherche

Type d'essai	Paramètre constant	Paramètres évalués	Nombre d'essai
Statique	Confinement (représentant un réservoir plein à 100% avec et sans la présence d'un gradient thermique)	-Effet de la présence ou non d'un gradient de température -Rigidité latérale du muret -Charge ultime au glissement	5
Statique	Température (ambiante 20°C, pour 3 niveaux de confinement)	-Rigidité latérale du muret	3
Dynamique	Température (ambiante 20°C, pour 3 niveaux de confinement)	-Résonance du muret -Fissuration du foamglas -Niveau de confinement	3
Dynamique	Température (gradient thermique) (-160°C à +10°C, pour 3 niveaux de confinement)	-Résonance du muret -Fissuration du foamglas -Niveau de confinement	3

2.2 Description des montages et essais expérimentaux

Deux types d'essais ont été réalisés au laboratoire. Premièrement, une série d'essais statiques a permis d'établir la variation des propriétés structurales du muret en fonction de la présence ou non d'un gradient thermique et du niveau de confinement du foamglas. Par la

suite, ces propriétés ont permis d'effectuer la conception du montage servant pour les essais dynamiques sur table vibrante. Ceux-ci ont permis de déterminer si des dommages peuvent être encourus, sur l'assemblage foamglas-papier goudronné, lorsque soumis aux vibrations typiques d'un dynamitage.

Lors des essais précédents au laboratoire de structures, la température la plus basse atteinte était de -35°C et répartie de façon constante sur la hauteur du spécimen. Afin d'atteindre la température réelle d'utilisation du foamglas et de représenter le gradient thermique présent sous le réservoir, soit -160°C au sommet et $+10^{\circ}\text{C}$ à la base de l'épaisseur de foamglas, un dispositif de refroidissement a été élaboré. Il est à noter que pour des raisons qui seront expliquées plus loin, un spécimen ayant les mêmes dimensions que pour les essais précédents et un montage similaire sont utilisés dans ce projet. Le dispositif a donc été conçu en fonction des dimensions du spécimen à refroidir et des contraintes liées au montage expérimental.

La source de refroidissement choisie pour le dispositif est l'azote liquide, en raison de sa température d'évaporation de -193°C . Cette température est en effet suffisante pour abaisser celle du haut du muret à -160°C . Le refroidissement s'effectue par contact par l'intermédiaire d'un boîtier en acier inoxydable placé sur le dessus du muret de sorte que, comme dans la réalité, le gradient soit induit de haut en bas. Le boîtier et les autres composantes du système de refroidissement sont montrés à la figure 2.2.

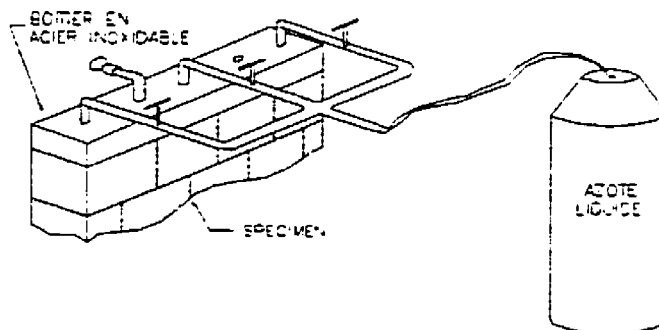


Figure 2.2: Système de refroidissement

Les dimensions du boîtier sont telles qu'il recouvre entièrement la face supérieure du spécimen et qu'il permette de placer les autres composantes du système de chargement vertical, comme le vérin et le système poutres-rouleaux, dans l'espace restant entre le boîtier et le haut du cadre rigide. La deuxième fonction de ce boîtier est de participer à la répartition du chargement vertical et de procurer un appui solide pour le vérin responsable du chargement horizontal lors des essais statiques.

Le boîtier est muni de cinq ouvertures. Trois de ces embouchures servent à l'entrée de l'azote et assurent une couverture uniforme du fond du boîtier. Pour ce qui est des deux autres, une permet l'installation d'un manomètre afin de s'assurer que la pression interne n'excède pas la capacité du boîtier et la dernière permet l'évacuation de cette pression. L'apport de l'azote au boîtier se fait à l'aide d'un réseau de conduites en acier inoxydable de 6,35 mm (1/4 po) de diamètre où le débit est contrôlé par trois robinets à poinçon. Une bonbonne d'azote liquide sous 150 kPa (22 psi) de pression, branchée à l'autre extrémité du

réseau, permet d'approvisionner le système pendant environ douze heures. Afin de contrôler le système de refroidissement, plusieurs thermocouples ont été disposés à des endroits stratégiques, comme montré à la figure 2.3. Trois thermocouples placés directement sous le boîtier permettent d'assurer un refroidissement uniforme sur la longueur du muret et cinq autres, placés sous chacune des couches, permettent de mesurer le gradient thermique sur la hauteur du spécimen.

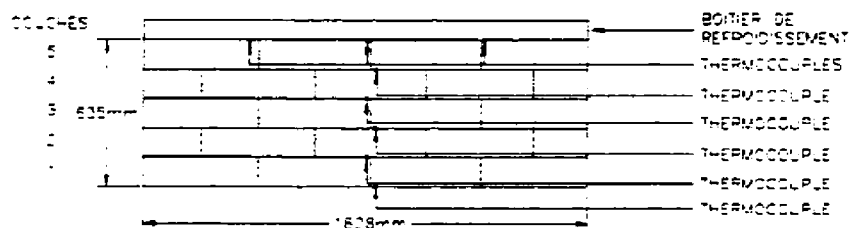


Figure 2.3: Position des thermocouples

Bien entendu, pour qu'un système de refroidissement soit efficace, une isolation adéquate doit être disposée autour de l'échantillon à refroidir. Puisque la géométrie du spécimen offre deux faces beaucoup plus grandes que les quatre autres, une attention particulière a été apportée dans le calcul de l'isolation de ces deux faces. C'est d'ailleurs par ces faces que la plus grande partie de l'énergie induite dans le spécimen sera perdue. Le matériau utilisé pour l'isolation est le polystyrène. Étant donné que l'inertie thermique du foamglas est de 30% supérieure à celle du polystyrène, une épaisseur de 840 mm de polystyrène, soit 30% de plus que la hauteur du muret, est requise de chacun des côtés de l'échantillon pour s'assurer que l'énergie induite par le boîtier de refroidissement traverse les

635 mm de foamglas sans être perdue sur les côtés. L'isolation est complétée en enrobant le muret d'un manteau de laine minérale. Celle-ci permet l'isolation des autres côtés, qui sont moins critiques à cause de leur surface restreinte et assure l'étanchéité entre le foamglas et les blocs de polystyrène. Les figures 2.4 et 2.5 montrent une vue d'ensemble du montage, du système de refroidissement et de l'isolation. Ce système a permis de reproduire assez fidèlement les conditions thermiques présentes sous le réservoir de LNG.

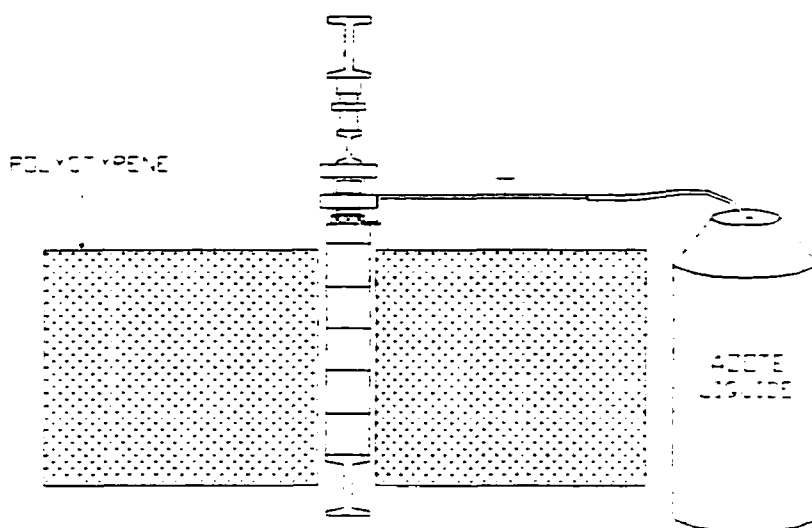


Figure 2.4: Coupe du montage, du système de refroidissement et de l'isolation



Figure 2.5: Photo du montage, du système de refroidissement et de l'isolation

Le temps requis pour l'implantation du gradient thermique était d'environ 20 heures. Au tableau 2.2, on retrouve les températures enregistrées par chacun des thermocouples lors d'un des essais. Le gradient thermique obtenu variait de -15°C à la base jusqu'à -156°C au sommet. La température de -195°C ne peut être considérée comme faisant partie du gradient thermique car ce thermocouple est directement en contact avec le boîtier de refroidissement et indique donc la température de l'azote liquide.

Tableau 2.2: Gradient thermique présent pour un essai typique

Position	Température
Sommet du muret	-195°C
Entre les couches 4 et 5	-156°C
Entre les couches 3 et 4	-94°C
Entre les couches 2 et 3	-90°C
Entre les couches 1 et 2	-44°C
Base du muret	-15°C

2.2.1 Essais statiques

L'objectif visé par les essais statiques est d'établir la variation de la rigidité latérale du muret fabriqué en utilisant l'assemblage foamglas-papier goudronné en fonction de la présence ou non du gradient de température et du niveau de confinement. Cette propriété permettra par la suite de faire le design du montage pour les essais dynamiques qui seront présentés plus loin. De plus, la charge ultime au glissement sera évaluée de façon à déterminer si les charges dynamiques, provoquées par un dynamitage, sont susceptibles de faire glisser les couches de foamglas.

Le muret testé dans ces essais a les mêmes dimensions que celui utilisé par Tinawi et Filiatrault (1994). Ce choix est motivé par le fait que le montage élaboré lors de ces essais s'est avéré tout à fait adéquat et que quelques modifications mineures permettaient d'adapter

celui-ci pour des essais dynamiques et pour le refroidissement du spécimen. Le montage utilisé est montré à la figure 2.6.

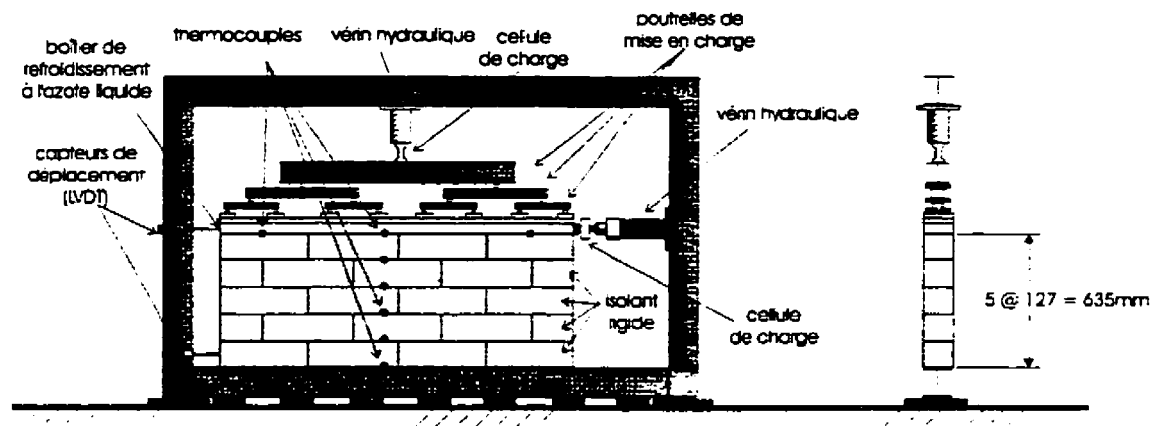


Figure 2.6: Montage pour les essais statiques

Dans ce montage, la dalle de béton supérieure présente dans les essais antérieurs est remplacée par le boîtier de refroidissement afin que celui-ci soit directement en contact avec le foamglas. Pour que le boîtier adhère au foamglas de façon à pouvoir transmettre la charge horizontale de cisaillement, un procédé basé sur la friction a été élaboré. Pour ce faire, deux membranes de papier sablé sont collées respectivement sur le dessous du boîtier et le dessus du foamglas de sorte à se trouver face-à-face. La pression de confinement aidant, la résistance horizontale de ce procédé est suffisante pour transmettre la charge de cisaillement au muret. La deuxième modification apportée au montage original est le remplacement de la dalle de béton inférieure par une simple planche de contre plaqué. Ceci permet d'économiser l'espace relativement restreint nécessaire pour le système de mise en charge entre le boîtier de refroidissement et le cadre rigide.

L'essai statique est très simple. Il s'agit d'appliquer un chargement vertical représentant le confinement du foamglas dû au poids du liquide dans le réservoir et de charger latéralement au niveau supérieur du muret afin d'obtenir une courbe charge-déplacement et une charge ultime de glissement. Les charges appliquées sur le modèle sont montrées à la figure 2.7.

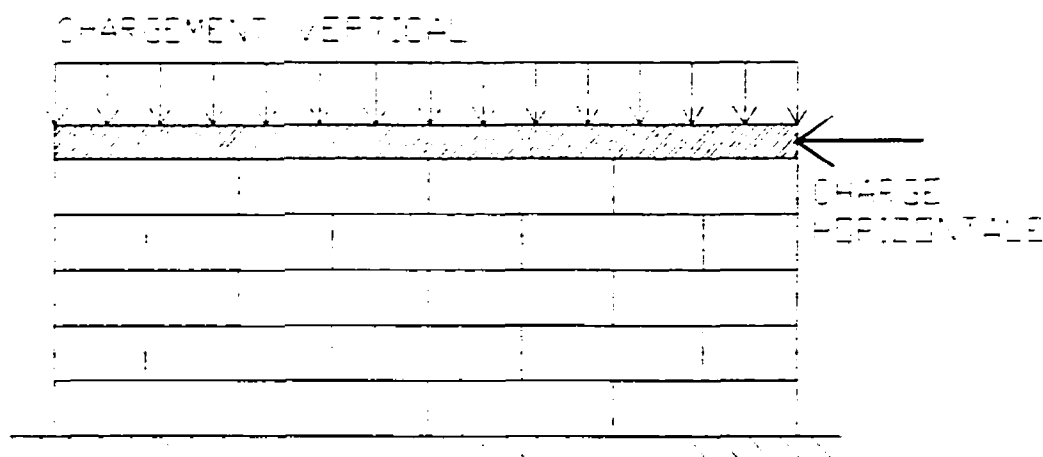


Figure 2.7: Chargement appliqué pour les essais statiques

Il est à noter que le chargement vertical est variable selon le niveau de liquide dans le réservoir. De plus, il a un effet sur la rigidité latérale du muret de foamglas, celle-ci augmentant avec le degré de confinement car elle est basée sur un principe de friction entre les couches qui augmente en fonction de la charge normale. Dans les essais statiques, des niveaux de liquide simulés variant de 3 m (10 pi) à 30,5 m (100 pi) de LNG ont été simulés. Ces valeurs sont considérées comme étant les limites inférieures et supérieures d'utilisation d'un réservoir de gaz naturel liquéfié. Bien entendu, la charge à

développer par le vérin est fonction de la surface d'application, d'où l'importance de tester un muret relativement étroit.

Pour ce qui est de la charge horizontale au sommet du muret, celle-ci représente les efforts de cisaillement à la base du réservoir. Cette valeur permettra par la suite de déterminer si les forces dynamiques, produites par un dynamitage et induites dans le foamglas sont susceptibles de provoquer un glissement ou une fissuration.

Les déplacements du muret ont été mesurés à l'aide de deux lecteurs de déplacements (LVDT) placés à la base et au sommet du muret. Ceci permet d'éliminer les déplacements de la base, tout de même faibles, des déformations réelles du muret. La figure 2.8 montre l'installation pour la prise des mesures.

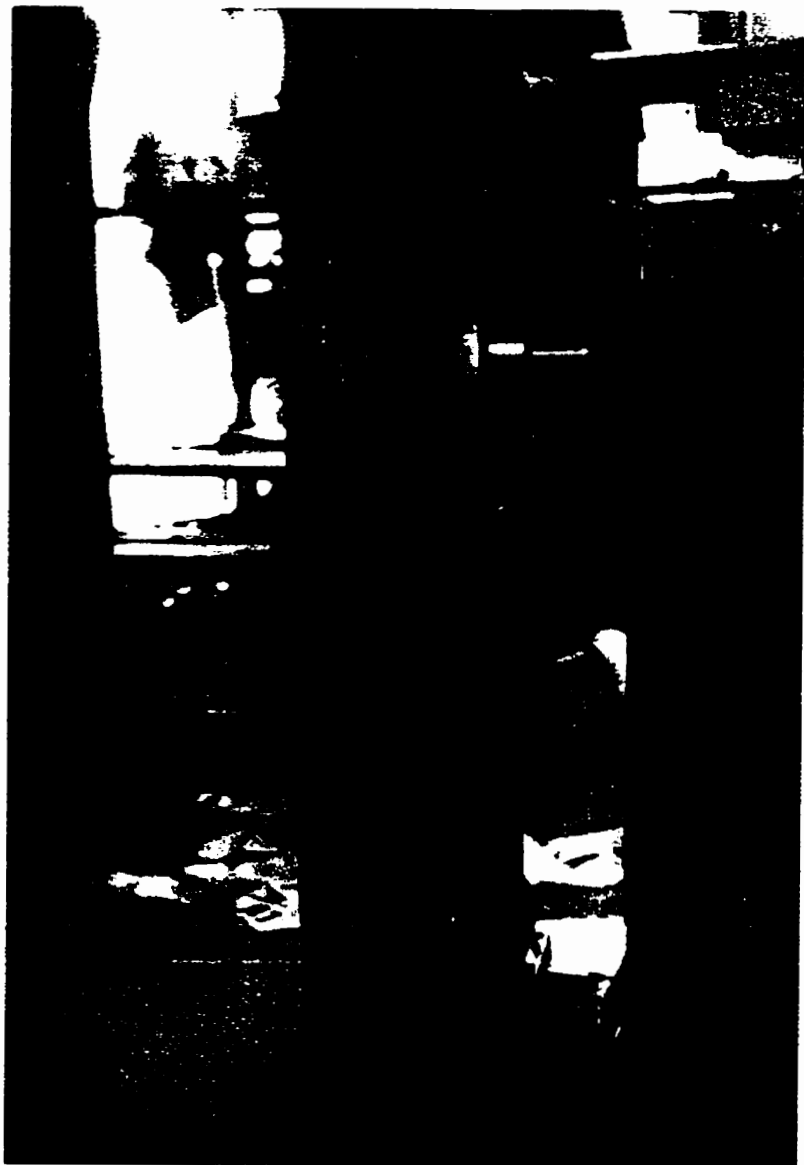


Figure 2.8: Mesure des déformations du muret pour les essais statiques

Pour les essais statiques, la procédure expérimentale décrite à la page suivante a été suivie.

1. Chargement vertical à une pression de 172 kPa (25 psi) pour simuler un essai hydrostatique initial dans le réservoir avant la mise en opération de celui-ci. Maintien de cette pression pour deux minutes;
2. Déchargement vertical à zéro;
3. Refroidissement du muret jusqu'à l'obtention d'un gradient thermique de -160°C en haut et -10°C en bas du muret¹ ;
4. Chargement vertical correspondant à la pression de confinement pour une hauteur de liquide donnée;
5. Chargement horizontal au niveau du boîtier de refroidissement par incrément de 892 N (200 lb) jusqu'au glissement du muret;
6. Inspection visuelle du muret;
7. Traçage de la courbe charge-déplacement.

Au total, huit essais statiques ont été réalisés. Comme montrés au tableau 2.3, des essais avec un confinement correspondant à 30,5 m de liquide, soit 100% de la charge verticale maximale, ont été réalisés avec et sans la présence d'un gradient thermique. De plus, des essais à température ambiante mais avec des niveaux de confinement moindres ont été effectués. Ces essais ont permis d'établir la variation de la rigidité et de la charge ultime au glissement en fonction de la température et du niveau de confinement.

¹ Cette étape n'a été réalisée que pour les essais nécessitant la présence du gradient thermique.

Tableau 2.3: Types d'essais statiques réalisés

Numéro d'essai	Température	Confinement	Paramètres évalués
1	20°C	100%	-Rigidité latérale -Charge de glissement
2	20°C	100%	-Rigidité latérale -Charge de glissement
3	-10°C à -160°C	100%	-Rigidité latérale -Charge de glissement
4	-10°C à -160°C	100%	-Rigidité latérale -Charge de glissement
5	-10°C à -160°C	100%	-Rigidité latérale -Charge de glissement
6	20°C	100%	-Rigidité latérale
7	20°C	50%	-Rigidité latérale
8	20°C	10%	-Rigidité latérale

2.2.2 Essais dynamiques

L'objectif de ces essais est d'établir si les différentes couches de foamglas peuvent glisser les unes par rapport aux autres ou être endommagées lors d'un dynamitage. Des essais dynamiques sur table vibrante ont donc été effectués afin de représenter le phénomène cyclique correspondant au dynamitage. L'effet de la variation de température et des différents niveaux de liquide sur le comportement dynamique du muret a également été étudié afin d'établir s'il y a glissement ou fissuration lors de la sollicitation du foamglas par un dynamitage.

La conception du montage expérimental a été réalisée de sorte que ce dernier puisse entrer en résonance lorsque soumis à un dynamitage, car c'est dans ces conditions que les efforts de cisaillement sur le muret seront les plus élevés. Sur la figure 2.9, on peut voir que la période prédominante du dynamitage qui a eu lieu le 19 juillet 1990 est de l'ordre de 0,02 seconde. Cette fréquence est d'ailleurs représentative des dynamitages qui se sont produits à proximité de cette usine entre les années 1990 et 1994. Connaissant la rigidité latérale du muret (obtenue des essais statiques) en fonction du niveau de liquide dans le réservoir, la masse à fixer au sommet de celui-ci a pu être déterminée. Le rôle de celle-ci est d'induire des efforts dynamiques à l'intérieur du muret. Il a été calculé que la masse requise est de 302 kg pour obtenir une période naturelle du muret de 0,02 seconde. On doit noter que cette masse est supérieure à la masse réelle effective qui aurait dû être placée au sommet du muret. Les efforts de cisaillement engendrés dans le muret, pour le dynamitage montré à la figure 2.9, sont donc supérieurs à la réalité.

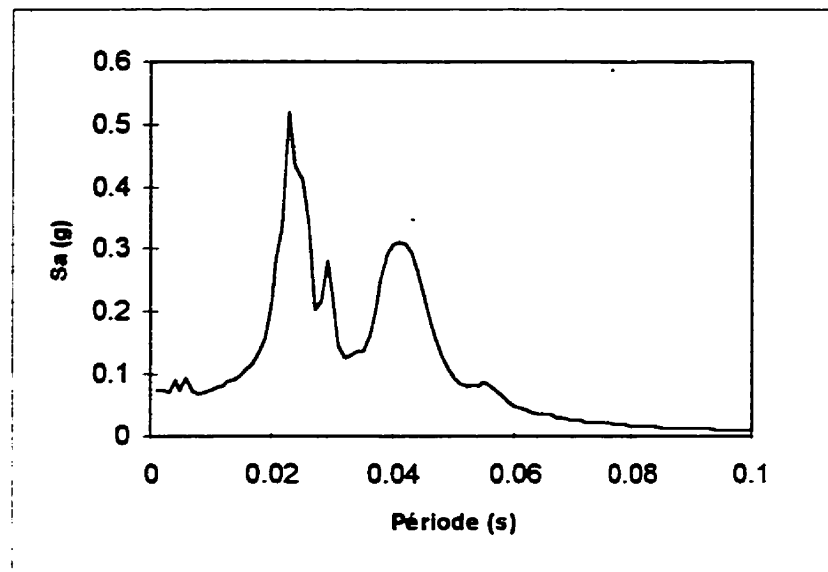


Figure 2.9: Spectre du dynamitage du 19 juillet 1990 (2% d'amortissement)

La conception de cette masse doit être faite en fonction de certaines contraintes. Elle doit permettre le refroidissement du muret et la transmission des charges verticales et horizontales. De plus, les dimensions de celle-ci doivent permettre de l'insérer dans l'espace entre le sommet du muret et le haut du cadre rigide. La solution respectant tous ces critères est montrée à la figure 2.10. Il s'agit de disposer un profilé creux HSS, préalablement usiné afin de permettre l'insertion de plaques, sur le sommet du muret. Des profilés W sont ensuite boulonnés sur les plaques de part et d'autre du HSS afin de compléter la masse du système.

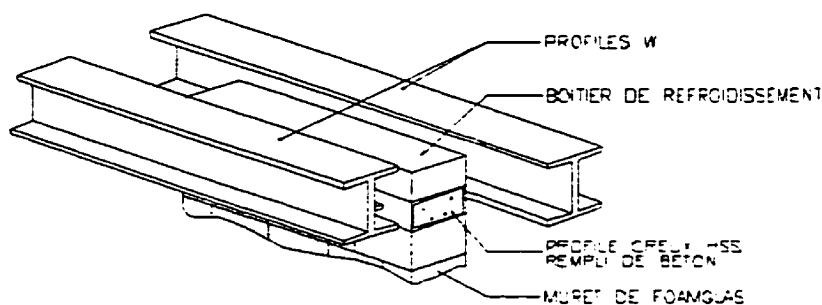


Figure 2.10: Système représentant la masse au sommet du muret

Afin d'éviter que toute la charge verticale ne soit transmise au muret par l'intermédiaire des deux parois verticales du boîtier, engendrant ainsi des concentrations de contraintes, le HSS a été rempli de béton pour assurer une répartition uniforme du chargement. La masse totale de l'ensemble est donc de 330 kg.

Il est important d'expliquer les principes influençant le raisonnement effectué pour déterminer la masse à ajouter au sommet du muret. Premièrement, la fréquence de résonance du muret est limitée par une borne supérieure. En effet, le simulateur sismique de Polytechnique ne peut reproduire des fréquences plus grandes que 50 Hz. De plus, des essais statiques effectués sur l'assemblage foamglas-papier goudronné par Tinawi et Filiatrault (1994) ont démontré que la rigidité latérale du muret augmente en fonction du niveau de confinement. La rigidité correspondant au confinement maximum est donc la rigidité maximale. Le calcul de la masse à ajouter au sommet du muret doit donc se faire en fonction de la rigidité maximale du muret. Les fréquences de résonance associées aux niveaux de

confinements plus faibles seront donc plus petites et pourront être simulées par la table vibrante.

Un deuxième principe est que la masse nécessaire pour obtenir une certaine fréquence ne correspond pas à la masse requise pour atteindre un niveau de confinement qui donnera, au muret, la rigidité latérale pour obtenir cette fréquence. Donc, la masse horizontale n'est pas la même que la masse verticale. Ce phénomène est expliqué plus en détail au chapitre 3. Pour le moment, on peut facilement l'expliquer en imaginant un réservoir qui oscille. En effet, dans ce cas, la masse qui agit verticalement sur le foamglas est la masse totale de liquide. Cependant, la masse qui agit horizontalement correspond à une fraction de la masse totale. C'est pourquoi, pour exciter dynamiquement le muret, une certaine masse doit être utilisée, mais le confinement du foamglas doit être complété par un vérin hydraulique.

Comme pour les essais statiques, les murets testés consistent en cinq couches d'isolant rigide séparées par quatre rangs de papier goudronné. La hauteur des spécimens correspond à la hauteur réelle (635 mm) sous un réservoir. Un schéma du montage du muret sur la table vibrante du laboratoire de Structures (3,4 m x 3,4 m) est présenté à la figure 2.11.

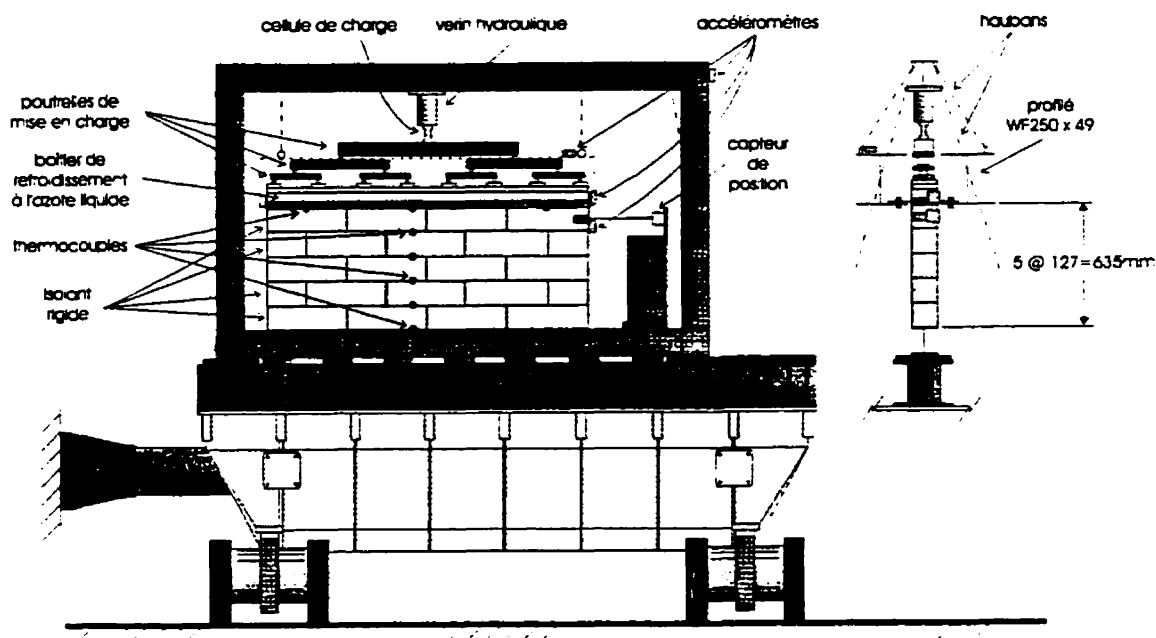


Figure 2.11: Montage pour les essais dynamiques sur table vibrante

La pression de confinement vertical est appliquée à l'aide d'un vérin hydraulique et transmise, sur le boîtier de refroidissement, par l'intermédiaire de poutrelles de mise en charge séparées par des rouleaux. Il est à noter que, pour des raisons de sécurité, les poutrelles sont reliées au sommet du cadre rigide par l'intermédiaire de haubans. Il n'y a cependant aucune tension à l'intérieur de ceux-ci de sorte qu'ils n'influencent en rien le confinement. Afin de diminuer au maximum la friction entre les poutrelles et les rouleaux, ceux-ci ont été soigneusement graissés et disposés entre des feuilles de polyéthylène.

Le système représentant la masse tel que décrit précédemment est inséré entre le boîtier de refroidissement et le muret. Le boîtier de refroidissement, pour une question de stabilité, est fixé sur le dessus du HSS.

Les charges dynamiques horizontales sont générées par le mouvement du vérin de la table vibrante, dont sont ici présentées les principales caractéristiques:

- course maximale: ± 125 mm
- vitesse maximale: 800 mm/s
- accélération maximale: 3 g
- plage de fréquence: 0-50 Hz

Un capteur de déplacement est fixé en tête de muret sur une ferrure placée directement sur le foamglas. Trois accéléromètres mesurent respectivement les accélérations horizontales du muret, du HSS supportant les poutrelles et du cadre d'essai. Un accéléromètre mesure l'accélération verticale du système de profilés W de 330 kg. On remarque que les mesures d'accélération ne se sont pas limitées au muret car il est important de connaître l'influence de la résonance des autres composantes du montage sur les lectures d'accélération au sommet du muret.

Suite à l'observation du dynamitage du 19 juillet 1990 sur la table vibrante, il est apparu évident que les oscillations de si faibles amplitudes et de si courte durée d'un seul dynamitage ne pouvaient causer de dommages sur le foamglas, séparé de papier goudronné.

De ce fait, il a été décidé de le soumettre à des oscillations sinusoïdales de plus fortes amplitudes et de plus longue durée afin de le solliciter réellement et ainsi évaluer le comportement à moyen terme. Ceci permet également de varier la fréquence de sollicitation et d'établir la fréquence naturelle des différentes composantes du montage. Ces essais dynamiques sont considérés comme étant d'une sévérité extrême et si les blocs ne glissent pas ou ne fissurent pas, un seul dynamitage pourrait être considéré comme étant sans danger.

Au total, six essais dynamiques ont été effectués. Chacun des essais est composé de deux parties. La première consiste à faire un balayage des fréquences de 1 à 50 Hz afin d'établir le comportement du montage. Une excitation sinusoïdale de 0,2 g d'amplitude est ainsi reproduite à la base du muret et le balayage en fréquences est réalisé à raison de 1 Hz par seconde. Dans la deuxième partie, le muret est soumis à une incrémentation de l'accélération de 0,2 g à 1 g et ceci, à une des fréquences sollicitant le muret. Il est à noter que, suite à l'analyse des enregistrements au site pour la période allant de 1990 à 1994, l'accélération maximale au sol causée par un dynamitage a été de $0,73 \text{ m/s}^2$. Ceci est de beaucoup inférieur aux accélérations simulées sur la table lors des essais. Voici la description des essais réalisés:

1. Essai à 20°C avec chargement correspondant à 30,5 m (100%) de liquide dans le réservoir;
2. Essai à 20°C avec chargement correspondant à 15,25 m (50%) de liquide dans le réservoir;

3. Essai à 20°C avec chargement correspondant à 3,05 m (10%) de liquide dans le réservoir;
4. Essai avec un gradient thermique variant de -120°C à -40°C et un chargement correspondant à 30,5 m (100%) de liquide dans le réservoir;
5. Essai avec un gradient thermique variant de -120°C à -40°C et un chargement correspondant à 15,25 m (50%) de liquide dans le réservoir;
6. Essai avec un gradient thermique variant de -120°C à -40°C et un chargement correspondant à 4,88 m (16%) de liquide dans le réservoir.

On remarque que le gradient thermique obtenu lors des essais à basse température ne correspond pas à celui obtenu lors des essais statiques. La cause de ceci est la présence du HSS entre le boîtier de refroidissement et le foamglas qui a rendu le contrôle des températures très difficile. Ainsi, après 60 heures de refroidissement au lieu de 20 heures normalement, les essais ont dû être effectués en présence d'un gradient thermique de -40°C à -140°C. Ceci donne tout de même une bonne approximation des conditions thermiques réelles par rapport à un gradient constant en chambre froide.

Pour les essais dynamiques, la procédure expérimentale suivante a été suivie.

1. Chargement vertical à une pression de 172 kPa pour simuler l'essai hydrostatique initial dans le réservoir. Maintien de cette pression pour deux minutes;
2. Déchargement de la charge verticale à zéro;
3. Refroidissement du muret jusqu'à l'obtention d'un gradient thermique de -120°C en haut et -40°C en bas du muret²;

² Cette étape n'a été réalisée que pour les essais nécessitant la présence du gradient thermique.

4. Chargement vertical correspondant à la pression de confinement pour une hauteur de liquide donnée;
5. Balayage des fréquences de 1 à 50 Hz afin d'établir le comportement du montage expérimental;
6. Incrémentation de l'accélération de 0,2 g à 1 g à une des fréquences sollicitant le muret;
7. Observation du muret lorsque possible et traçage des accélérogrammes.

2.3 Résultats expérimentaux

2.3.1 Essais statiques

Les cinq premiers essais statiques avaient pour but d'évaluer la variation des propriétés structurales de l'assemblage foamglas-papier goudronné en fonction de la température. Il est important de mentionner que les essais en présence du gradient thermique représentent l'état réel d'utilisation du foamglas sous le réservoir. Le niveau de confinement pour ces essais correspondait à 100% de la charge maximale verticale.

Les courbes charge-déplacement de ces essais sont montrées à la figure 2.12.

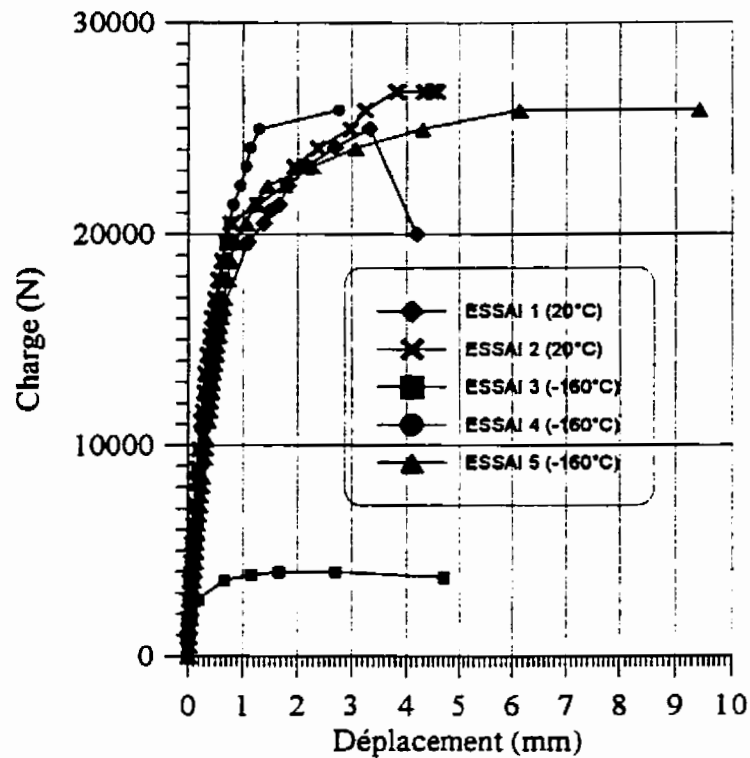


Figure 2.12: Résultats expérimentaux des essais statiques pour un confinement correspondant à 30,5 mètres de liquide

On remarque que la courbe de l'essai 3 se démarque totalement des quatre autres. L'inspection visuelle du muret après l'essai a révélé que celui-ci a été sollicité en torsion. En effet, le boîtier de refroidissement a subi une rotation lors de l'essai et des efforts de torsion ont ainsi été transmis au muret. Ceci explique la faible rigidité obtenue de cet essai. Ce résultat a donc été rejeté lors de l'analyse des résultats.

L'analyse des courbes correspondant aux essais 1, 2, 4 et 5 permet de constater que le comportement du muret est relativement linéaire jusqu'à une charge latérale de 15

kN et ce, peu importe la température du foamglas. La rigidité latérale de ces quatre essais est montrée au tableau 2.4.

Tableau 2.4: Rigidité latérale du muret pour un confinement correspondant à 30,5 mètres de liquide

# ESSAI	TEMPÉRATURE	RIGIDITÉ LATÉRALE	MOYENNE
1	20°C	29300 kN/m	32100 kN/m
2	20°C	34900 kN/m	
4	-160°C à -10°C	32100 kN/m	29800 kN/m
5	-160°C à -10°C	27600 kN/m	

Un autre paramètre important concernant les propriétés structurales du muret est la charge ultime de glissement. Le tableau 2.5 montre la charge ultime de glissement pour les essais 1, 2, 4 et 5. Encore une fois, on remarque que l'effet de la température est négligeable.

Tableau 2.5: Charge ultime de glissement du muret pour un confinement correspondant à 30,5 mètres de liquide

# ESSAI	TEMPÉRATURE	CHARGE DE GLISSEMENT	MOYENNE
1	20°C	25,0 kN	23,2 kN
2	20°C	21,4 kN	
4	-160°C à -10°C	25,0 kN	23,7 kN
5	-160°C à -10°C	22,3 kN	

Les essais statiques 6, 7 et 8 ont permis d'évaluer la variation de la rigidité latérale en fonction du niveau de confinement. De plus, afin de se rapprocher le plus possible des conditions expérimentales pour les essais dynamiques, le cadre rigide à l'intérieur duquel prennent place le muret et les vérins est encastré sur la table vibrante. Une analyse avec SAP90 a d'ailleurs démontré que celui-ci n'était pas suffisamment rigide lors des essais où il était simplement disposé sur la dalle du laboratoire et pouvait engendrer des efforts de flexion dans le muret. Les hauteurs de liquide simulées sur le muret, lors de ces essais, sont variées et représentent respectivement pour chaque essai, 30,5, 15,25 et 3,05 mètres de liquide. Il est à noter que pour ces trois essais, le même muret est utilisé. Le glissement ne sera donc pas provoqué et ce, volontairement, afin de ne pas affecter les résultats des essais subséquents. La charge horizontale maximale appliquée pour chacun des essais a donc été limitée au tiers de la charge de glissement entre les couches. Le tableau 2.6 montre la charge horizontale maximale atteinte lors de ces essais.

Tableau 2.6: Charge horizontale maximale appliquée pour les essais 6, 7 et 8

# ESSAI	HAUTEUR DE LIQUIDE	CHARGE HORIZONTALE MAXIMALE
6	30,5 mètres	7,1 kN
7	15,25 mètres	3,6 kN
8	3,05 mètres	1,8 kN

Pour l'essai 6, une comparaison a pu être faite avec les essais statiques précédents puisque la hauteur de liquide simulée était la même. On a pu ainsi quantifier l'effet sur les

propriétés structurales engendré par la différence des conditions expérimentales. En effet, une diminution de 22% a été observée sur la rigidité latérale du muret. Il est important de mentionner que la comparaison des résultats de ces essais doit être faite en considérant les points expérimentaux à partir de zéro jusqu'à une même charge pour tous les essais. En négligeant cet aspect, la rigidité obtenue de l'essai pour lequel moins de points ont été considérés serait surévaluée. Pour bien comprendre ce principe, il faut se référer à la figure 2.12. Bien que le comportement des murets semble linéaire jusqu'à une charge de 15 kN, on peut noter un certain changement de pente de la courbe charge-déplacement dans l'intervalle de 0 à 15 kN. Cette non-linéarité peut être expliquée par le fait que le muret est composé d'un ensemble non-homogène de deux matériaux dont le comportement peut être faiblement non-linéaire. En effet, en calculant la rigidité en prenant la pente de la courbe dans l'intervalle de charge allant de 0 à 7,1 kN, on obtient une rigidité plus élevée que si on fait le même calcul dans l'intervalle de 0 à 15 kN. Il est donc important de comparer les rigidités de différents essais obtenues d'un même intervalle.

Une variation de l'ordre de 22 % sur la rigidité latérale du muret peut sembler énorme. Il faut toutefois noter que l'influence de celle-ci sur le comportement dynamique du muret est relativement minime. En effet, cette diminution de la rigidité entraîne une variation de l'ordre de 4,7 % sur la période de résonance du muret car la période de résonance est proportionnelle au radical de la rigidité. La rigidité obtenue des essais

statiques 1 à 5 peut donc être utilisée pour effectuer la conception du montage pour les essais dynamiques.

Pour comparer l'effet du degré de confinement sur la rigidité latérale du muret, il faut tenir compte du principe expliqué précédemment. La rigidité latérale pour les essais 6, 7 et 8 a donc été calculée en considérant les données expérimentales jusqu'à une charge de 1,7 kN, charge correspondant à la charge maximale pour l'essai avec un confinement correspondant à une hauteur de liquide de 3,05 mètres. Les rigidités expérimentales obtenues peuvent donc sembler plus élevées car elles représentent la rigidité du muret au tout début du chargement. Ces résultats sont montrés au tableau 2.7. On remarque que la rigidité latérale augmente en fonction du confinement mais que cette relation est non-linéaire. Ces résultats sont considérés comme représentatifs car la hauteur des spécimens correspond à la hauteur réelle de l'isolant sous le réservoir.

De plus, il a été constaté, lors des essais dynamiques, qu'en raison de la charge excessive appliquée sur les rouleaux du système de répartition du chargement, il existait un couplage entre le muret et le cadre rigide. On peut donc croire que l'augmentation de rigidité latérale observée du muret, qui est due à l'augmentation de la friction entre les différentes couches, est aussi causée par ce couplage qui offre une résistance supplémentaire au déplacement latéral. Cependant, comme les mêmes conditions étaient présentes lors des essais dynamiques, on peut tout de même considérer que la procédure

expérimentale a permis d'isoler l'effet des vibrations dynamiques et du gradient thermique.

Tableau 2.7: Rigidité latérale en fonction du confinement du foamglas

#ESSAI	HAUTEUR DE LIQUIDE	TEMPÉRATURE	RIGIDITÉ LATÉRALE
6	30,5 mètres	20°C	53300 kN/m
7	15,25 mètres	20°C	48500 kN/m
8	3,05 mètres	20°C	11200 kN/m

Ces essais statiques ont permis d'établir les paramètres structuraux importants de l'échantillon ainsi que leur variabilité en fonction d'un changement de température et du degré de confinement du foamglas. De plus, cette étape préliminaire nous a permis de nous familiariser avec le système de refroidissement nécessaire à l'implantation d'un gradient thermique à travers l'épaisseur du foamglas. Les résultats obtenus de ces essais ont permis d'effectuer la conception du montage pour les essais dynamiques.

2.3.2 Essais dynamiques

L'analyse des résultats expérimentaux pour les essais dynamiques doit être faite en deux étapes. Premièrement, il faut analyser le balayage en fréquence de chacun des essais afin de comprendre le comportement du montage. Par la suite, on peut analyser l'incrémentation en accélération de 0,2 g à 1 g, pour une fréquence excitant le muret, afin

d'établir s'il y a glissement des différentes couches, fissuration des blocs de foamglas ou les deux phénomènes en même temps.

Comme mentionné précédemment, afin de bien enregistrer le comportement des différentes composantes du montage expérimental, plusieurs accéléromètres et une corde de déplacement ont dû être placés. La figure 2.13 montre l'emplacement des différents appareils de mesure. En voici la description:

1. Capteur de déplacement indiquant le mouvement horizontal du niveau supérieur du muret en fonction de la table vibrante;
2. Accéléromètre indiquant l'accélération horizontale du niveau supérieur du muret;
3. Accéléromètre indiquant l'accélération horizontale du profilé HSS;
4. Accéléromètre indiquant l'accélération horizontale du niveau supérieur du cadre rigide;
5. Accéléromètre indiquant l'accélération verticale des poutres horizontales.

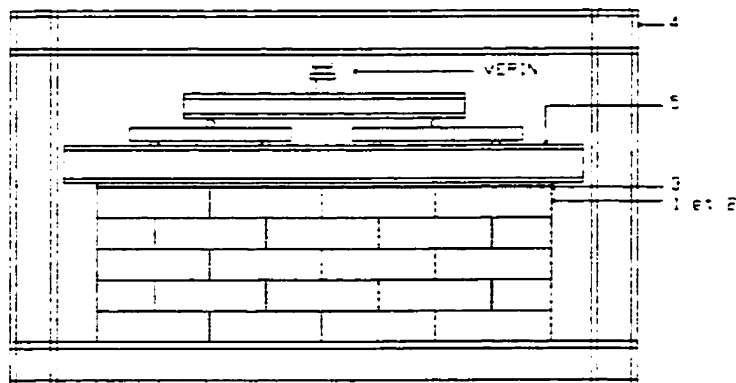


Figure 2.13: Emplacement des appareils de mesure pour les essais dynamiques

L'analyse des balayages en fréquence de 1 à 50 Hz pour différentes hauteurs de liquide et températures doit être faite avec soin. En effet, il apparaît que les oscillations enregistrées par l'accéléromètre en crête de muret sont amplifiées à plus d'une fréquence. Il a d'ailleurs été remarqué que d'autres composantes du montage entrent en résonance à des fréquences différentes de celles du muret et que ces vibrations engendraient des sollicitations sur celui-ci. Ces vibrations externes sont du même ordre de grandeur que celles enregistrées sur le muret.

En comparant, pour les différents essais, l'accélérogramme obtenu de l'accéléromètre 2 avec ceux des accéléromètres 4 et 5, la provenance des oscillations observées au sommet du muret a pu être établie. Un exemple des accélérogrammes obtenus des accéléromètres 2, 4 et 5 pour le balayage en fréquence de l'essai 4 se retrouvent à l'annexe A de ce mémoire. De plus, l'historique de déplacement obtenu de l'incrémentation en accélération de 0,2 g à 1 g pour l'essai 6 est présenté à la même annexe. On remarque qu'un déplacement permanent de l'ordre de 0,2 mm a été observé lors de cet essai. Le tableau 2.8 montre les oscillations amplifiées enregistrées par l'accéléromètre 2 en fonction du niveau de liquide et de la température du matériau ainsi que la provenance de ces sollicitations. Le taux d'acquisition lors de ces essais était de 1000 Hz. Il est donc considéré que des fréquences aussi élevées que 50 Hz ont pu être captées avec assez de précision pour l'objectif visé par ces essais, soit d'identifier les fréquences susceptibles de solliciter le muret.

Tableau 2.8: Fréquences de résonance du muret et provenance de celles-ci

# ESSAI	TEMPÉRATURE	HAUTEUR DE LIQUIDE	FRÉQUENCES DE RÉSONANCE	PROVENANCE
1	20°C	30,5 mètres	26 Hz	Poutres
			47 Hz	Cadre
2	20°C	15,25 mètres	26 Hz	Poutres
			46 Hz	Cadre
3	20°C	3,05 mètres	18 Hz	Poutres
			28 Hz	Poutres
			36 Hz	Muret
			44 Hz	Cadre
4	-120°C à -40°C	30,5 mètres	25 Hz	Poutres
			48 Hz	Cadre
5	-120°C à -40°C	15,25 mètres	25 à 35 Hz	Poutres
			45 Hz	Cadre
6	-120°C à -40°C	4,88 mètres	18 Hz	Poutres
			28 Hz	Poutres
			38 Hz	Muret

On remarque que la majorité des fréquences de résonance enregistrées au niveau supérieur du muret sont dues à l'oscillation des autres composantes du montage. En effet, la fréquence de 26 Hz pour des hauteurs de liquide de 15,25 et 30,5 mètres ainsi que les fréquences de 18 et 28 Hz pour des hauteurs de 3,05 et 4,88 mètres correspondent en fait à l'oscillation verticale des poutres horizontales. De plus, ce comportement a été confirmé à l'aide d'une analyse par éléments finis du montage dans laquelle le premier mode de résonance est l'oscillation verticale des poutres à 33 Hz. La différence entre la fréquence donnée par le modèle et celle obtenue expérimentalement

vient, d'une part, du fait que le modèle est relativement grossier et d'autre part, que la modélisation du muret a été faite comme s'il était constitué d'un matériau homogène, ce qui n'est pas le cas en réalité. Pour ce qui est des modes de résonance variant entre 44 et 48 Hz, il s'agit de l'influence de l'oscillation du cadre rigide sur le muret. Seul les modes de résonance avec une fréquence de 36 et 38 Hz, pour des hauteurs respectives de liquide de 3,05 et 4,88 mètres, semblent correspondre à l'oscillation horizontale du muret. En effet, avec un degré de confinement plus faible, les mouvements horizontaux du muret sont plus susceptibles de se produire. De plus, la fréquence de résonance du muret pour un niveau de liquide de 3,05 ou 4,88 mètres, calculée à partir de la rigidité obtenue de l'essai statique 8, est de 29 Hz. Ceci nous porte à croire que l'on est en présence de la résonance du muret. Bien entendu, on constate qu'il y a une différence entre la valeur calculée et la valeur mesurée. Ceci peut être expliqué par le fait que le muret est modélisé comme un matériau homogène et qu'en réalité, il ne l'est pas.

On remarque qu'avec ce montage expérimental, l'objectif de faire osciller le muret n'est pas atteint en totalité. On peut expliquer cette difficulté de la façon suivante. Les rouleaux utilisés dans le système de mise en charge verticale ne remplissaient pas leur fonction à cause de la charge excessive qui leur était appliquée. En effet, bien que des efforts ont été faits pour minimiser le frottement à ce niveau, un couplage existait entre le muret de foamglas et le cadre rigide. C'est d'ailleurs ce que montrent les résultats pour les essais avec un confinement élevé. Pour les essais à confinement minimum, les

rouleaux étaient moins comprimés et la vibration du muret a pu s'effectuer indépendamment du cadre. Pour contrer ce phénomène, un cadre beaucoup plus rigide aurait pu être utilisé afin d'éloigner la fréquence de résonance de celui-ci de celle du muret et éviter le couplage dynamique des deux composantes. Cependant, ceci aurait requis une installation beaucoup plus complexe et imposante. De plus, étant donné la charge extrême appliquée sur les rouleaux, il n'est pas évident que le problème de couplage aurait pu être évité. Étant donné la complexité des essais à réaliser, il est considéré que le montage utilisé était le plus apte pour permettre le chargement statique et dynamique, le refroidissement et l'isolation du muret.

Bien que la première partie des essais dynamiques ne démontre pas de façon convainquante que le muret peut entrer en résonance, surtout pour un niveau de confinement élevé, elle permet d'établir à quelle fréquence, pour chaque essai, celui-ci peut être sollicité.

Pour la deuxième étape de chaque essai, une fréquence sollicitant le muret a été choisie et celui-ci a été soumis à une incrémentation de l'accélération de 0,2 g à 1 g. La fréquence choisie est celle qui se rapproche le plus d'une oscillation horizontale représentant des vibrations produites par un dynamitage. Le tableau 2.9 montre les fréquences de sollicitation choisies lors de chaque essai.

Tableau 2.9: Fréquences de sollicitation du muret pour les incréments en accélération

# ESSAI	TEMPÉRATURE	HAUTEUR DE LIQUIDE	FRÉQUENCES DE SOLLICITATION
1	20°C	30,5 mètres	25 Hz
2	20°C	15,25 mètres	25 Hz
3	20°C	3,05 mètres	20 Hz
4	-120°C à -40°C	30,5 mètres	48 Hz
5	-120°C à -40°C	15,25 mètres	45 Hz
6	-120°C à -40°C	4,88 mètres	18 Hz
			35.5 Hz

On remarque que pour les essais à 20°C, ce sont les fréquences les plus basses obtenues du balayage en fréquence qui ont été choisies. C'est parce qu'à ce moment, le comportement vertical des poutres était encore inconnu et que c'est à ces fréquences que le muret paraissait le plus fortement sollicité. Cependant, suite à l'analyse par éléments finis, la compréhension du montage a permis de négliger ces fréquences de résonance lors des essais subséquents en présence du gradient thermique. Les fréquences choisies pour ces essais sont considérées comme étant plus près de l'excitation réelle du foamglas lors d'un dynamitage, car il s'agit de vibrations horizontales.

Ces essais n'ont cependant pas permis d'établir clairement s'il y avait glissement des couches de foamglas. En effet, les enregistrements obtenus du capteur de déplacement située au sommet du muret indique que les déformations permanentes subies par le muret sont inférieures à 0,2 mm pour les six essais réalisés. Ce faible déplacement

peut toutefois s'expliquer par la haute fréquence à laquelle les essais sont réalisés. En effet, à ces fréquences, les déplacements à la base du muret sont pratiquement nuls et ne peuvent engendrer de grands déplacements à l'intérieur de celui-ci. Il est important de mentionner que ces fréquences représentent le contenu fréquentiel d'un dynamitage. Cependant, il y a une différence majeure entre les essais sur table vibrante et un dynamitage réel, soit la durée. En effet, les murets de foamglas ont été soumis à des vibrations pendant une cinquantaine de secondes, ce qui est beaucoup plus long qu'un dynamitage réel qui lui, a une durée d'environ une à deux secondes. Les essais réalisés étaient donc plus dommageables pour le foamglas qu'un dynamitage.

Ces essais ont tout de même permis d'observer la fissuration de certains blocs de foamglas. Immédiatement après les essais en présence du gradient thermique, deux fissures étaient apparentes. Elles sont tracées en blanc sur la figure 2.14. Par la suite, ce même muret a été sollicité à trois reprises à une fréquence de 20 Hz pour des accélérations allant de 0,2 g à 1 g. Suite à ces sollicitations, aucune nouvelle fissure n'est apparue. Cependant, lors du démontage du muret, plusieurs nouvelles fissures ont été découvertes. Ces fissures étaient en fait restées fermées et demeuraient invisibles à l'œil nu. Il est donc impossible de déterminer si ces fissures étaient présentes avant d'effectuer les trois sollicitations supplémentaires sur le muret ou si elles sont apparues au cours de ces essais. Cependant, ces fissures étant demeurées fermées malgré les vibrations, il est permis de croire que ceci n'aurait pas empêché le matériau de remplir sa fonction isolante

à court terme. Seul des essais de fatigue permettraient d'évaluer si ces fissures sont susceptibles de s'ouvrir suite à plusieurs dynamitages et de nuire à la fonction isolante du foamglas à long terme. De plus, la répartition de ces fissures sur le muret était telle qu'il n'existait pas de passage direct pour que la température traverse entièrement l'épaisseur de foamglas. Ceci s'explique par le fait que les feuilles de papier goudronné, qui sont demeurées intactes au cours de tous les essais, empêchaient la propagation des fissures de haut en bas du muret. Ce phénomène est d'ailleurs inexistant pour l'assemblage foamglas-goudron liquide, car le goudron devient très rigide aux températures d'utilisation du foamglas et entraîne un comportement monolithique de l'assemblage. Les fissures peuvent à ce moment se propager sur toute l'épaisseur du foamglas et ainsi offrir un passage direct pour la conductivité thermique.



Figure 2.14: Disposition des fissures suite aux essais dynamiques en présence du gradient thermique

2.4 Conclusion

Des essais statiques et dynamiques ont été effectués sur un muret de dimensions 1828x635x127 mm représentant une partie de l'isolant rigide (foamglas) présent à la base des réservoirs de gaz naturel liquéfié. Les cinq couches de l'isolant sont séparées par du papier goudronné. De plus, un dispositif a permis de refroidir le haut du muret jusqu'à -160°C et d'induire un gradient thermique qui se rapproche des températures réelles d'utilisation du foamglas

Les essais statiques ont été effectués à température ambiante ainsi qu'en présence du gradient thermique. Pour le confinement vertical maximum, représentant la hauteur maximale du liquide (30,5 m), la rigidité latérale du muret est sensiblement la même indépendamment de la température. Les mêmes essais ont été répétés pour 50% et 10% du confinement maximum mais à température ambiante. Ceux-ci ont permis de connaître la rigidité latérale du muret en fonction du confinement vertical et par conséquent mieux concevoir les expériences dynamiques. On remarque également que la rigidité latérale, qui est reliée à la friction entre les couches de foamglas, diminue par un facteur de 4,75 lorsque le confinement est réduit de 90%.

Pour les essais dynamiques, une masse de 330 kg simule la composante horizontale de la masse du liquide lors du dynamitage et est calculée de façon à être

proportionnelle à la taille du muret. Les essais de résonance ont été effectués à la température ambiante ainsi qu'en présence du gradient thermique. Un balayage des fréquences de 1 à 50 Hz a permis d'identifier les fréquences de résonance du montage expérimental. Par la suite, pour une fréquence donnée, l'amplitude de l'accélération a été augmentée de 0,2 g à 1 g afin d'établir si un glissement entre les couches ou si une fissuration a lieu dans les blocs. Ces essais ont été répétés pour des charges verticales de confinement diminuant de 100% à 50% à 16%.

Les essais dynamiques ont permis de mesurer un glissement horizontal inférieur à 0,2 mm. Deux fissures verticales étaient apparentes sur les blocs d'un muret suite à une série d'essais dynamiques. Cependant lors du démontage de celui-ci, des micro-fissures qui étaient restées fermées sont apparues. Il est difficile de confirmer quand ces fissures se sont formées, mais grâce à la présence du papier goudronné, celles-ci ne se sont pas propagées verticalement.

Il apparaît donc que l'assemblage foamglas-papier goudronné n'empêche pas la fissuration des blocs mais élimine la propagation de ces fissures à travers l'épaisseur complète de la couche isolante. Seul des essais de fatigue permettraient de déterminer si à long terme l'assemblage foamglas-papier goudronné pourra conserver ses propriétés isolantes.

CHAPITRE 3 DESCRIPTION DES MÉTHODES D'ANALYSE SÉISMIQUE D'UN RÉSERVOIR DE LIQUIDE

3.1 Introduction

Comme mentionné précédemment, la catégorie de réservoir la plus importante est celle des réservoirs cylindriques à axe vertical reposant sur le sol. Dans cette catégorie, on peut distinguer les réservoirs rigides, qui sont généralement faits de béton, et les réservoirs flexibles, dont la paroi est constituée de minces plaques d'acier. De plus, les conditions à la base (ancré ou non-ancré) sont d'autres aspects qui influencent le comportement dynamique d'un réservoir. Suite à l'observation des dommages séismiques subits par plusieurs réservoirs, il a été remarqué que les réservoirs à paroi en acier non-ancrés étaient les plus endommagés. À cause de la grande différence entre le poids du réservoir et celui du liquide et de la condition de non-retenue au sol, ces derniers sont susceptibles de se soulever. Le soulèvement d'une partie d'un réservoir est la cause principale des dommages observés sur de telles structures. Ceci a d'ailleurs été observé sur plusieurs réservoirs lors du séisme du Costa Rica en 1991 (Mitchell et Tinawi, 1992).

Les réservoirs de liquide ont une longue histoire en ce qui a trait aux dommages séismiques. De plus, ces dommages ont souvent eu des conséquences catastrophiques.

On n'a qu'à penser aux déversements de gaz ou de produits pétroliers si néfastes pour l'environnement ou encore à la perte de réservoirs d'eau qui sont nécessaires à l'extinction d'incendie suite à un tremblement de terre.

Dans la littérature, on trouve très peu d'articles exposant des dommages subits par des réservoirs en béton. Ceci s'explique par le fait que l'épaisseur de la paroi de ces réservoirs permet de résister aux efforts de compression, néfastes pour les réservoirs à paroi d'acier, qui se développent lors de l'oscillation du réservoir. Ce chapitre traitera donc des méthodes d'analyse séismique des réservoirs en acier.

Les réservoirs cylindriques verticaux en acier sont des structures très efficaces pour reprendre la charge hydrostatique produite par le liquide qu'ils contiennent, car la totalité de la charge est reprise par des efforts de traction dans la paroi. En effet, des charges très élevées peuvent être reprises par une simple paroi métallique de faible épaisseur. Par contre, lorsqu'un réservoir de la sorte est soumis à une excitation horizontale à la base, les forces latérales qui en résultent peuvent entraîner des efforts dans la paroi pour lesquels celle-ci n'offre que très peu de résistance.

L'importance des dommages sur un réservoir de liquide dépend bien sûr des caractéristiques du tremblement de terre (fréquence, accélération maximale, etc.) mais aussi des dimensions du réservoir. De plus, comme mentionné précédemment, les

conditions à la base sont des facteurs importants sur le mode de rupture. En effet, la rigidité et la résistance aux séismes sont grandement augmentées lorsque la base du réservoir est fixée sur une fondation rigide. Par contre, la majorité des réservoirs reposent sur une fondation flexible sans même y être ancrés.

Le type de dommage le plus fréquemment rencontré sur un réservoir cylindrique vertical non-ancré est un genre de voilement local que l'on retrouve souvent à la base de la paroi. On appelle ce mode de rupture le « elephant's foot bulge ». Ce voilement est dû au moment de renversement produit par l'excentricité entre le centroïde de la masse de liquide et la base du réservoir, ce qui entraîne le soulèvement d'un côté du réservoir et l'enfoncement de l'autre dans le sol. Ceci a pour effet d'engendrer des contraintes de compression excessives dans la paroi pour lesquelles elle offre peu de résistance. Dû à la nature des tremblements de terre qui se caractérisent par la propagation d'ondes dans toutes les directions, ce voilement local se produit dans la plupart des cas sur toute la circonférence du réservoir.

Un deuxième type de dommage qui peut être observé sur des réservoirs de liquide non-ancrés est le déchirement au niveau du joint entre la paroi et le fond du réservoir qui se produit, lui aussi, lorsqu'il y a renversement du réservoir. Une des extrémités du réservoir est alors forcée de s'enfoncer dans le sol et les contraintes énormes qui en découlent peuvent provoquer ce déchirement. Il est à noter que ce type de rupture

entraîne la perte du contenu du réservoir. Il est donc habituellement accompagné de l'écrasement du réservoir dû à la pression négative interne provoquée par l'échappement rapide du liquide. Ceci a d'ailleurs été observé sur cinq réservoirs de la firme Tohoku Oil Refinery au Japon, ayant des diamètres variant de 38 à 44 mètres et des hauteurs de liquide allant de 16 à 21 mètres, lors du séisme de Miyagi-ken-Oki en 1978 (Clough, 1987).

Dans le but de réduire les risques de soulèvement, certaines firmes ont opté pour l'ancrage du réservoir sur une fondation rigide. Ce procédé peut cependant s'avérer coûteux et peut même entraîner un autre type de dommage. En effet, lors du séisme de 1979 à San Juan en Argentine, 20 millions de litres de vin ont été perdus lorsque les ancrages soudés directement sur la paroi du réservoir ont entraîné le déchirement de celle-ci à cause des contraintes de traction énormes à cet endroit (Clough, 1987).

Pour des réservoirs dont la paroi est relativement mince, le flambement de la paroi peut se produire à une valeur de contrainte plus faible que la contrainte de plastification de l'acier. Dans ces cas, le flambement apparaît sous une forme appelée « diamond-shaped ». Ce type de flambement est souvent caractérisé par un patron de propagation qui part de la base du réservoir et se propage diagonalement vers le haut, autant vers la gauche que vers la droite du point d'ignition. Ceci a d'ailleurs été observé lors du séisme de Livermore en 1980 sur 116 des 132 réservoirs d'une compagnie productrice de vin

ayant des diamètres variant de 1,8 à 6,7 mètres (Clough, 1987). Si la direction des ondes produites par le séisme demeure constante, seulement deux patrons de flambement diamétralement opposés seront observés sur le réservoir. Cependant, la propagation des ondes d'un séisme se faisant généralement dans toutes les directions, on retrouve ces patrons de flambement sur toute la circonférence des réservoirs.

Plusieurs autres types de dommages, de moindre importance, peuvent être observés à la suite d'un tremblement de terre. Par exemple, la paroi ou la tuyauterie intérieure peut être endommagée par les mouvements du toit qui, dans bien des cas, flotte à la surface du liquide. Aussi, on peut observer le bris des connections entre le réservoir et les conduites extérieures qui, elles, sont souvent ancrées au sol. D'ailleurs, depuis quelques années, ces connections sont fabriquées avec des matériaux flexibles capables de supporter les déplacements éventuels du réservoir.

Une chose importante à remarquer est que les modes de rupture les plus dramatiques, c'est-à-dire ceux qui entraînent la perte du contenu du réservoir, sont reliés au moment de renversement engendré par le mouvement du liquide à l'intérieur. C'est la raison pour laquelle l'objectif des méthodes développées pour prédire le comportement séismique des réservoirs est de reproduire adéquatement le moment de renversement à la base. De ces méthodes, certaines, comme celles de Housner (Housner, 1957 & 63) et Jacobson et Ayre (Jacobson et Ayre, 1951), ne sont valables que pour les réservoirs

rigides. D'autres, comme celle de Veletsos (Veletsos, 1974 & 77), permettent d'inclure l'effet de la flexibilité du réservoir. Plus récemment, des méthodes utilisant les éléments finis ont été élaborées (Haroun et Housner, 1982; Olson et Bathe, 1985; Vronay et Smith, 1970). Cependant, la plupart de ces chercheurs ne modélisent que la paroi et évaluent l'effet du liquide analytiquement.

Avant d'entreprendre la description en détail de ces méthodes, des explications concernant les modes de vibration d'un réservoir doivent être apportées. La première remarque est que les modes de vibration latéraux d'un réservoir cylindrique peuvent être comparés à ceux observés sur un simple porte-à-faux comme montré à la figure 3.1. Il est d'ailleurs possible de simuler la réponse dynamique d'un réservoir en répartissant des masses concentrées sur un porte-à-faux ayant les propriétés de section de ce dernier.

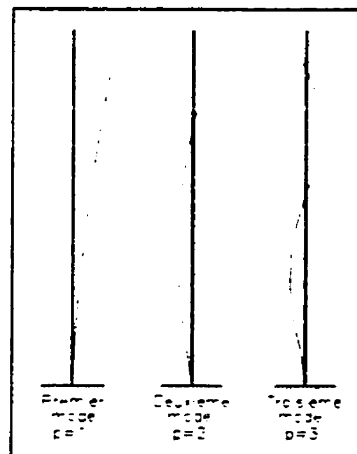


Figure 3.1 Modes d'un porte-à-faux

Cependant, ces modes de type porte-à-faux sont classés en deux catégories. Il y a les modes de type $\cos-\theta$ pour lesquels la circonférence du cylindre est décrite par un cosinus régulier et les modes de type $\cos-m\theta$ pour lesquels les déformations circonférentielles sont décrites par des cosinus dont la valeur de m est supérieure à 1. La figure 3.2 montre différents modes de type $\cos-\theta$ et $\cos-m\theta$ qu'on appellera par la suite modes d'ovalisation. Il est à noter que l'approximation par un porte-à-faux néglige l'effet des modes d'ovalisation d'ordre supérieure.

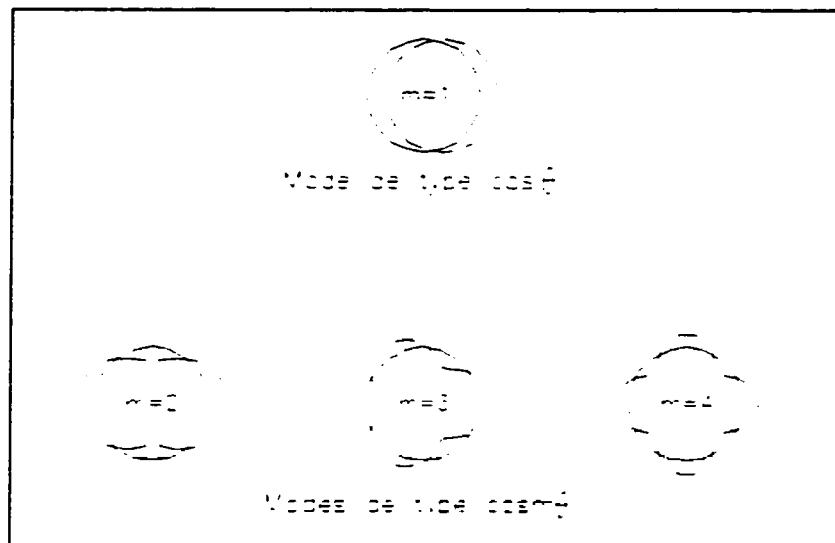


Figure 3.2 Exemples de composantes d'ovalisation d'un mode de réservoir

Un mode de résonance est donc une combinaison de deux composantes et doit être décrit à l'aide de deux paramètres, soit p et m , qui représentent respectivement la composante porte-à-faux et la composante ovalisation. Par exemple, on peut obtenir une combinaison du premier mode de porte-à-faux et du troisième mode d'ovalisation. On désignera ce mode comme étant le mode $p=1$ et $m=3$.

Comme on peut le constater à la figure 3.2, seul les modes de type $\cos\theta$ entraînent un décalage de la section déformée avec la section non déformée. Cette remarque est très importante car elle permet de classer les modes de réservoir en deux catégories. Il y a les modes de renversement qui provoquent un mouvement global de renversement du réservoir et les modes d'ovalisation qui engendrent des déformations à la paroi sans provoquer de moment de renversement à la base du réservoir. Ainsi, les modes de renversement sont ceux dont les composantes sont $p=i$ ($i=1,2,3\dots$) et $m=1$ tandis que les modes d'ovalisation sont ceux dont les composantes sont $p=i$ ($i=1,2,3\dots$) et $m=j$ ($j=2,3,4\dots$).

3.2 Revue des méthodes analytiques

Les méthodes présentées ici visent à évaluer les contraintes induites dans la paroi par les mouvements du fluide à l'intérieur du réservoir. Contrairement à la majorité des structures, la masse verticale utilisée pour le calcul d'une telle structure ne correspond pas à la masse utilisée pour déterminer les efforts latéraux lors d'un séisme. On n'a qu'à penser au déplacement du liquide qui ne se fait pas toujours dans la même direction que celui de la paroi lors de l'oscillation d'un réservoir.

Plusieurs méthodes ont donc été élaborées afin de déterminer les forces appliquées sur la paroi du réservoir par le mouvement du liquide. Ces forces sont dues à

deux phénomènes. Premièrement, lorsque la paroi effectue un mouvement de va et vient, une certaine fraction du liquide est forcée de se déplacer de la même façon, ce qui engendre une certaine pression sur la paroi. Deuxièmement, le mouvement de la paroi engendre l'oscillation du liquide qui, en retour, applique une pression oscillatoire sur celle-ci. On parlera donc de la pression impulsive pour le premier cas et de la pression convective pour le second. La combinaison de ces effets est définie comme étant la pression hydrodynamique.

Les différents paramètres ayant trait aux dimensions d'un réservoir sont montrés à la figure 3.3. Afin d'uniformiser le contenu de ce chapitre, les mêmes paramètres et systèmes de coordonnées seront utilisés pour décrire les méthodes développées par chacun des auteurs.

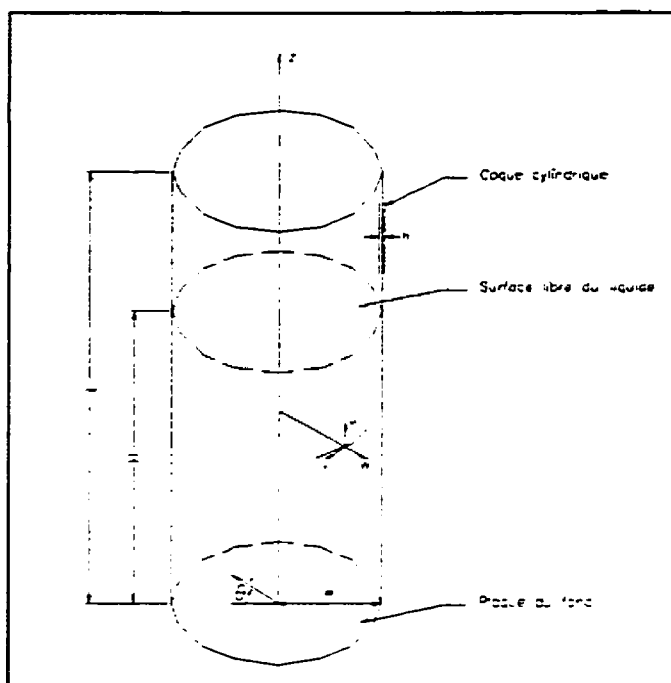


Figure 3.3 Dimensions et systèmes de coordonnées utilisés dans ce mémoire

3.2.1 Méthode de Housner

Housner (Housner, 1957 & 63) a développé une méthode d'analyse expérimentale pouvant s'appliquer à différentes géométries de réservoirs. Selon lui, la modélisation d'un réservoir de liquide peut être réalisée comme montré à la figure 3.4. Le principe global de la méthode est de simuler la pression hydrodynamique par un système de masses et de ressorts. Lorsque le modèle est excité dynamiquement, la force sur la paroi due au mouvement des masses est la même que celle produite par la pression hydrodynamique.

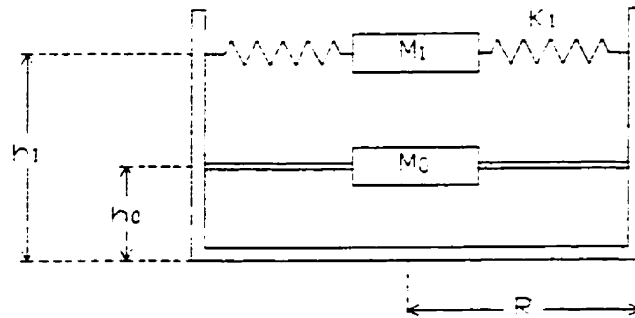


Figure 3.4 Modèle proposé par Housner (1957 & 63)

Dans ce modèle, la pression impulsive est modélisée par une masse M_0 fixée rigidement à la paroi du réservoir et la pression convective par une masse M_1 reliée à la paroi à l'aide d'un ressort de rigidité K_1 afin de simuler l'effet oscillatoire de la force. La combinaison de la masse M_1 et du ressort K_1 représente le premier mode d'oscillation du liquide qui peut être obtenu de l'équation (3.1e) et dont la période est très élevée (de l'ordre de 5 à 10 secondes). Les hauteurs h_0 et h_1 sont calculées de sorte que le moment de renversement à la base soit le même que celui qu'on observerait réellement. Il est important de mentionner que des masses M_i et des rigidités K_i peuvent également être calculées pour les modes supérieurs, mais les masses reliées à ces modes diminuent rapidement et deviennent négligeables lors d'une analyse sismique.

Les équations de Housner permettant d'évaluer les différents paramètres sont:

$$(3.1a) \quad M_0 = M \frac{\tanh \sqrt{3} \frac{R}{H}}{\sqrt{3} \frac{R}{H}}$$

$$(3.1b) \quad h_0 = \frac{3}{8}H \left(1 + \frac{4}{3} \left(\frac{\sqrt{3} \frac{R}{H}}{\tanh \sqrt{3} \frac{R}{H}} - 1 \right) \right)$$

$$(3.1c) \quad M_1 = 0,6M \frac{\tanh 1,8 \frac{H}{R}}{1,8 \frac{H}{R}}$$

$$(3.1d) \quad h_1 = H \left(1 - \frac{\cosh \left(\frac{27}{8} \frac{H}{R} - \frac{135}{88} \right)}{\left(\frac{27}{8} \frac{H}{R} \sinh \left(\frac{27}{8} \frac{H}{R} \right) \right)} \right)$$

$$(3.1e) \quad T = 2\pi \sqrt{\frac{M_1}{k_1}}$$

Dans ces équations, M représente la masse totale du liquide dans le réservoir. Cette méthode est une des premières à avoir été élaborée. Elle ne s'applique cependant qu'aux réservoirs rigides.

3.2.2 Méthode de Jacobson et Ayre

La méthode de Jacobson et Ayre (Jacobson et Ayre, 1951) est très semblable à celle proposée par Housner et ne s'applique d'ailleurs qu'au réservoir à paroi rigide. Comme cette dernière, elle simule la pression hydrodynamique en utilisant un concept de masse effective. Par contre, Jacobson néglige l'effet de la pression convective. Il ne

simule donc que la pression impulsive en utilisant une certaine fraction de la masse de liquide fixée rigidement à la paroi. Comme Housner, il calcule la hauteur de celle-ci afin de respecter le moment de renversement à la base. Par contre, l'effet du couple de force créé par la pression du liquide sur le fond du réservoir est découplé de celui de l'excentricité de la masse impulsive avec la base. Il superpose donc deux moments qui sont définis comme suit: le moment P produit par l'excentricité de la masse M_0 et le moment N produit par le couple de force sur le fond du réservoir. Par rapport à la méthode de Housner, la masse M_0 se situe à une plus faible hauteur sur le réservoir mais la valeur de celle-ci est la même. De ce fait, le moment P qu'elle produit est moins grand. Le moment N produit par le couple de force peut être obtenu de la figure 3.5 en fonction du rapport de la hauteur de liquide sur le rayon du réservoir.

Dans ce graphique:

N = moment dû à la pression sur le fond du réservoir;

γ = poids volumique du liquide;

$f'(t)$ = pourcentage d'accélération par rapport à l'accélération gravitationnelle;

R = rayon du réservoir;

H = hauteur du liquide.

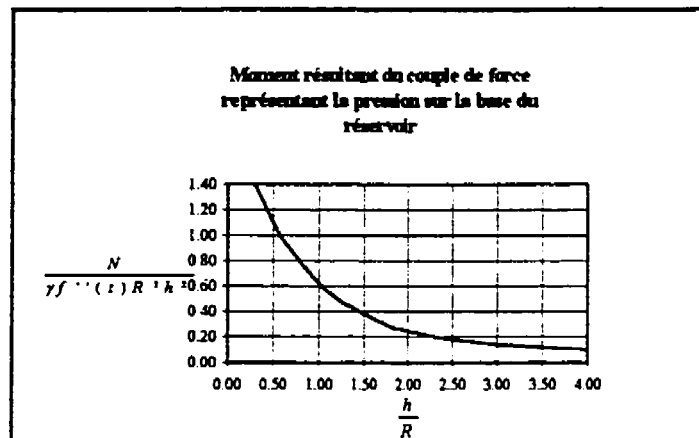


Figure 3.5 Moment résultant du couple de force représentant la pression sur la base du réservoir

Le moment total à la base du réservoir est obtenu en additionnant le moment M au moment N produit par le couple de forces.

Les équations de Jacobson permettant d'évaluer la masse effective de liquide ainsi que sa hauteur sont présentées ci-dessous.

$$0 < \frac{H}{R} < 1 \quad \frac{M_0}{M} = 0,57 \frac{H}{R} \quad (3.2a)$$

$$1 < \frac{H}{R} < 2,5 \quad \frac{M_0}{M} = 0,39 + 0,18 \frac{H}{R}$$

$$(3.2b) \quad \frac{h_0}{H} = 0,36 + 0,027 \sqrt{\frac{H}{R}}$$

En calculant le moment de renversement avec une accélération quelconque, pour les méthodes de Housner et Jacobson, on obtient des résultats identiques si on ne considère que la pression impulsive. Par contre, comme Jacobson néglige l'effet de la pression convective, la réponse d'un réservoir, calculée par sa méthode, sera différente de celle obtenue par la méthode de Housner, si le réservoir est soumis à un tremblement de terre capable de faire osciller le liquide. Dans ce cas, la méthode de Housner serait à préconiser puisque son modèle représente plus fidèlement l'interaction liquide-réservoir.

3.2.3 Méthode de Veletsos

À l'instar des deux méthodes précédentes, la méthode de Veletsos (Veletsos, 1974 & 77) permet d'évaluer les efforts sismiques engendrés sur un réservoir flexible. Ces efforts peuvent être plus faibles, égaux ou plus élevés que ceux observés sur un réservoir rigide de même dimension. En effet, contrairement à un réservoir rigide, les accélérations mesurées à différentes hauteurs sur la structure peuvent être différentes de l'accélération au sol.

Selon Veletsos, seule la pression impulsive peut être affectée par la flexibilité du réservoir. La pression convective, dominée par des oscillations de période beaucoup plus longue, n'est pas affectée par cette flexibilité et peut être déterminée à l'aide des méthodes applicables aux réservoirs rigides.

La première étape de la méthode est d'établir l'allure du mode de résonance fondamental et sa fréquence. Trois fonctions ($\psi(z)$) sont proposées par Veletsos afin de représenter l'allure du mode de résonance. Ces fonctions sont montrées à la figure 3.6. Le choix de la fonction qui représente le mieux le réservoir à analyser dépend de l'amplitude relative des déformations de flexion et de cisaillement. Ces amplitudes dépendent à leur tour des dimensions du réservoir et du poids relatif du toit et du liquide.

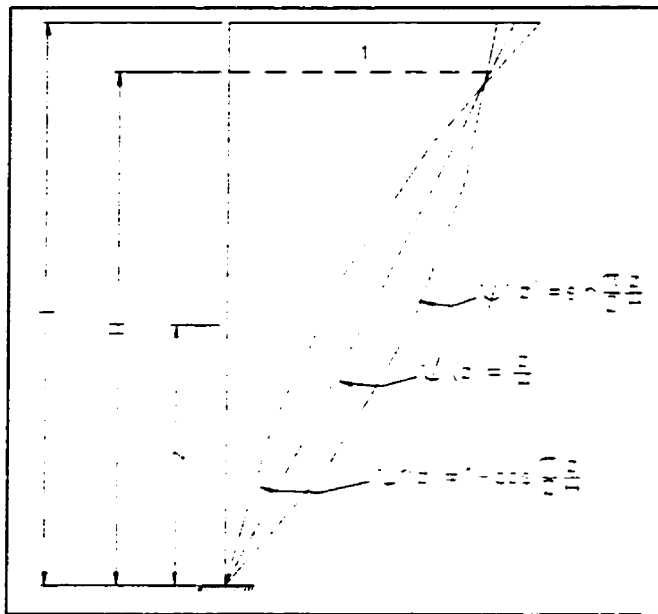


Figure 3.6 Fonctions $\psi(z)$ proposées par Veletsos (1974 & 77)

Afin d'obtenir la véritable fonction $\psi(z)$, la procédure suivante est suggérée.

1. Un choix préliminaire basé sur le mode de déformation anticipé doit être fait parmi les trois fonctions proposées par Veletsos.

2. Les forces d'inerties et hydrodynamiques doivent être calculées en utilisant, pour simplifier, $a(t) = g$. Les forces hydrodynamiques peuvent être obtenues de la figure 3.7.
3. Les déformations du réservoir sous ce chargement doivent être calculées en tenant compte des déformations dues à la flexion et au cisaillement.
4. La nouvelle fonction $\psi(z)$ doit être normalisée, comme montré à la figure 3.6, en fonction de la flèche mesurée à $z = H$.

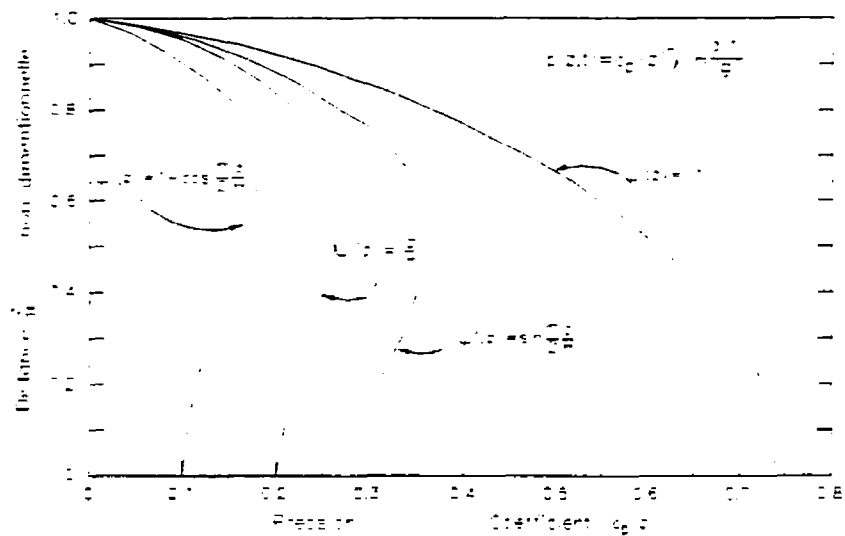


Figure 3.7 Pression hydrodynamique selon l'allure du mode de vibration (adapté à la méthode de Veletsos)

La fréquence de ce mode de résonance se calcule à l'aide de l'équation 3.3.

$$(3.3) \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{V}{T_o}}$$

Dans cette équation, V est le produit des forces calculées à l'étape 2 avec les déplacements obtenus de l'étape 3 et T_o est l'énergie pseudo-cinétique du système donnée par l'équation 3.4.

$$(3.4) \quad T_o = m_w^* \delta^2 = [m_{w,s}^* + m_{w,l}^*] \delta^2$$

Ici, $m_{w,s}^*$ et $m_{w,l}^*$ représentent les masses effectives de solide, représentant la paroi et de liquide associée à la fonction $\psi(z)$ calculée à l'étape 4 et δ correspond à la flèche pour $z = H$. Les équations permettant de calculer ces masses effectives seront données plus loin.

Afin d'obtenir les efforts maximaux à la base d'un réservoir flexible, la procédure suivante est suggérée:

1. Par l'application de la procédure précédente, établir l'allure d'un mode de vibration et calculer sa fréquence.
2. Déterminer les masses effectives $m_u^* = m_{u,s}^* + m_{u,l}^*$ et $m_w^* = m_{w,s}^* + m_{w,l}^*$, correspondant respectivement aux masses effectives de solide et de liquide pour un réservoir rigide et pour un réservoir flexible. Les équations permettant d'obtenir ces valeurs sont les suivantes:

$$(3.5a) \quad m_{u,s}^* = \int_0^L \mu(z) \psi(z) dz + m_r \psi(L)$$

$$(3.5c) \quad m_{w,s}^* = \int_0^L \mu(z) \psi^2(z) dz + m_r \psi^2(L)$$

$$(3.5b) \quad m_{u,l}^* = \int_0^H S_u(z) \psi(z) dz$$

$$(3.5d) \quad m_{w,l}^* = \int_0^H S_w(z) \psi(z) dz$$

Dans ces équations, $\mu(z)$ représente la masse par unité de hauteur de la paroi, m_r correspond à la masse du toit incluant la charge vive appropriée et les paramètres $S_u(z)$ et $S_w(z)$ représentent respectivement les forces hydrodynamiques par unité de hauteur pour un réservoir rigide et un réservoir flexible.

3. Déterminer le facteur de participation $C = m_u^* / m_w^*$
4. À partir du spectre de réponse choisi, déterminer l'accélération spectrale correspondant à la fréquence déterminée à l'étape 1. L'accélération d'une section à une hauteur donnée est donc $\psi(z) C S_a$.
5. Déterminer les forces sismiques statiques équivalentes. Pour ce faire, il existe deux méthodes. Premièrement, on peut déterminer ces forces, montrées à la figure 3.8b, en les considérant comme étant proportionnelles à celles dues aux déformations du réservoir en remplaçant $\alpha(t)$ par $C S_a$ dans les équations de la même figure. Deuxièmement, on peut exprimer ces forces comme étant la somme des forces exercées sur un réservoir rigide, en utilisant $\bar{u}_o$ dans les équations de la figure 3.8a, avec celles induites par les déformations du réservoir, en utilisant $C(S_a - \bar{u}_o)$ dans les équations de la figure 3.8b.

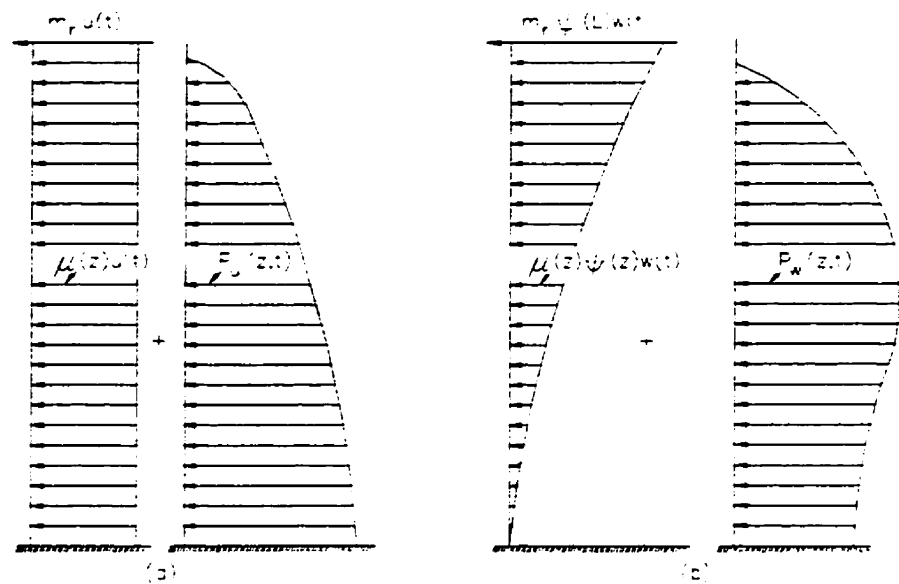


Figure 3.8 Forces sismiques engendrées sur des réservoirs rigides et flexibles

Il est recommandé d'utiliser la deuxième méthode lorsque la fréquence naturelle du système est plus grande que la fréquence correspondant au point f sur la figure 3.9. La première méthode doit être utilisée lorsque la fréquence se situe entre les point c et e (fig. 3.9). Pour les fréquences situées entre les points b et c, il est suggéré d'utiliser une moyenne des deux méthodes. En ce qui concerne les systèmes ayant une fréquence naturelle plus petite que le point b, la contribution des modes supérieurs est généralement importante et la méthode présentée ici ne peut être appliquée.

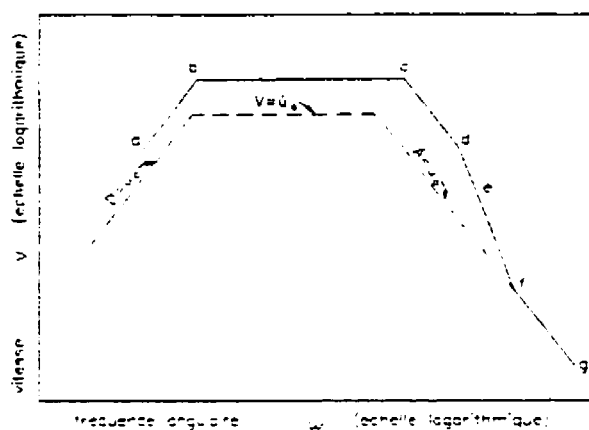


Figure 3.9 Spectre de référence pour la méthode de Veletsos (1974 & 77)

6. À l'aide des forces statiques équivalentes, les efforts à la base peuvent être calculés par des méthodes standards.

Cette méthode est basée sur l'approximation du réservoir par un porte-à-faux. Elle permet ainsi d'évaluer le moment de renversement maximal à la base tout en incluant l'effet de la flexibilité du réservoir sur la réponse dynamique. Cependant, l'effet des modes d'ovalisation ne peut être pris en compte dans cette méthode.

3.2.4 Méthodes des éléments finis

3.2.4.1 Méthode de Haroun et Housner

Haroun et Housner (Haroun et Housner, 1982) ont développé une méthode permettant d'évaluer les caractéristiques dynamiques de réservoirs cylindriques à axe vertical. Pour ce faire, ils ont utilisé la méthode des éléments finis dans la modélisation de la paroi. Cependant, l'effet du fluide sur celle-ci a été évalué de façon analytique. Étant donné que la recherche présentée dans ce mémoire vise à modéliser la paroi et le fluide à l'aide de la méthode des éléments finis, les détails concernant cette partie analytique ne seront pas exposés. Cependant, il est important de mentionner que le but d'une telle procédure est de réduire le nombre d'inconnus dans le système, tout en appliquant la pression hydrodynamique adéquate sur la paroi lors des analyses.

Haroun et Housner ont utilisé des éléments coques afin de modéliser la paroi. La figure 3.10 montre la disposition des éléments. On remarque qu'il s'agit en fait de la superposition d'un certain nombre d'éléments ayant la forme d'un anneau.

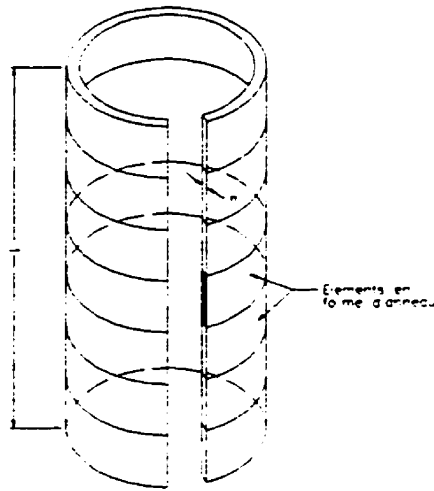


Figure 3.10 Maillage typique utilisé par Haroun et Housner (1982)

Le mouvement de la paroi est représenté par trois composantes de déplacement qui sont u , v et w . Celles-ci représentent respectivement les déplacements axiaux, tangentiels et radiaux et sont exprimées sous la forme suivante:

$$(3.6a) \quad u(\theta, z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} u_n(z, t) \cos(m\theta)$$

$$(3.6b) \quad v(\theta, z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} v_n(z, t) \cos(m\theta)$$

$$(3.6c) \quad w(\theta, z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} w_n(z, t) \sin(m\theta)$$

Dans ces équations, les paramètres $u_n(z, t)$, $v_n(z, t)$ et $w_n(z, t)$ peuvent être exprimés en terme des déplacements aux noeuds avec l'utilisation de fonctions d'interpolations appropriées. Dans le cas présent, des fonctions linéaires sont utilisées pour représenter les déplacements axiaux et tangentiels, tandis qu'une fonction cubique

représente les déplacements radiaux afin d'assurer la continuité de la pente aux noeuds. Dans le prochain chapitre, le modèle utilisé dans ce mémoire sera validé en comparant les résultats obtenus à ceux présentés par Haroun et Housner.

3.2.4.2 Méthode de Vronay et Smith

La méthode proposée par Vronay et Smith (Vronay et Smith, 1970) s'applique seulement à l'oscillation de la coque cylindrique. L'effet du fluide n'est donc pas considéré. Cette méthode est basée sur les équations dérivées par Flugge (1967) et découplées par Yu (1955). Celles-ci permettent de représenter les vibrations d'une coque cylindrique. Comme pour la méthode de Haroun et Housner, les déformations de la paroi sont obtenues des trois composantes de déplacements u , v et w d'un point situé au milieu de la surface, comme montré à la figure 3.3 et définies de la façon suivante:

$$(3.7a) \quad u = \sum_{i=1}^8 A_i \exp(\lambda_i z/a) \cos m\phi \sin \omega t$$

$$(3.7b) \quad v = \sum_{i=1}^8 B_i \exp(\lambda_i z/a) \sin m\phi \sin \omega t$$

$$(3.7c) \quad w = \sum_{i=1}^8 C_i \exp(\lambda_i z/a) \cos m\phi \sin \omega t$$

En substituant ces équations dans l'équation différentielle de mouvement, on obtient le système d'équation suivant:

$$(3.8a) \quad \begin{aligned} & A_i \left\{ 2\Omega^2 / (1-\nu) - (3-\nu)\Omega m^2 \left[1 - (\lambda_i/m)^2 \right] / (1-\nu) + m^4 \left[1 - (\lambda_i/m)^2 \right]^2 \right\} \\ & = C_i \lambda_i \left\{ 2\nu\Omega / (1-\nu) + m^2 \left[1 + \nu(\lambda_i/m)^2 \right] \right\} \end{aligned}$$

$$(3.8b) \quad \begin{aligned} & B_i \left\{ 2\Omega^2 / (1-\nu) - (3-\nu)\Omega m^2 \left[1 - (\lambda_i/m)^2 \right] / (1-\nu) + m^4 \left[1 - (\lambda_i/m)^2 \right]^2 \right\} \\ & = mC_i \left\{ -2\Omega / (1-\nu) + m^2 \left[1 - (2+\nu)(\lambda_i/m)^2 \right] \right\} \end{aligned}$$

$$(3.8c) \quad \lambda_i^6 + D_1\lambda_i^4 + D_2\lambda_i^2 + D_3\lambda_i^2 + D_4 = 0$$

Dans ces équations, Ω est un paramètre fréquentiel donné par $\rho R^2 \omega^2 (1-\nu^2)/E$ et les coefficients D_j sont fonctions de E, m, h, R, ρ, ν et ω . Les équations (3.8a) et (3.8b) sont des fonctions linéaires des constantes complexes A_i, B_i et C_i , tandis que l'équation (3.8c) ne contient aucune de ces constantes mais est une fonction polynomiale des coefficients λ_i . Les équations (3.8a) et (3.8b) sont utilisées afin d'exprimer les constantes A_i et B_i en fonction de C_i de sorte que les déplacements calculés à l'aide de l'équation (3.7) puissent être exprimés avec seulement ces constantes complexes et les racines de l'équation auxiliaire en λ_i . Les résultats obtenus par Vronay

et Smith ont permis de valider le comportement dynamique du réservoir vide utilisé dans cette recherche.

3.2.4.3 Méthode de Olson et Bathe

La méthode de Olson et Bathe (1985) est la méthode utilisée par le logiciel commercial ADINA pour la résolution de problèmes d'interaction fluide-structure. Contrairement aux deux méthodes précédentes, celle-ci inclut la modélisation par éléments finis du milieu fluide. Elle est dénommée la méthode $\phi - U - P_o$. Comme son nom l'indique, cette méthode utilise trois types de degrés de liberté. Dans le milieu solide, six degrés de liberté (DDL) de déplacements sont associés à chaque noeud. Dans le fluide, à chaque noeud est associé un DDL de potentiel de vitesse et dans certains types d'analyses, un DDL de pression hydrostatique doit être associé à un noeud par région fluide.

Un problème d'interaction fluide-structure peut être résolu par cette méthode en utilisant trois types d'éléments. Ceux-ci sont les éléments solides, les éléments fluides et les éléments d'interfaces. La théorie permettant de résoudre les équations est celle de l'énergie potentielle stationnaire. Celle-ci sera décrite brièvement.

Les formulations de l'énergie potentielle pour les milieux solides et fluides sont données respectivement par les équations 3.9 et 3.10.

$$(3.9) \quad \Pi = \int \left[\frac{1}{2} \int \epsilon^T C_\epsilon \epsilon dS - \frac{1}{2} \int \rho u^T u dS - \int u^T f^E dI - \int u^T f^F dI \right] dt$$

$$(3.10) \quad \Pi = \int \left[\frac{1}{2} \int \frac{1}{B} (P_o - \rho_F \phi)^2 dF - \frac{1}{2} \int \rho_f \nabla \phi \bullet \nabla \phi dF - \int (P_o - \rho_F \phi') u_N dI \right] dt$$

Dans ces équations:

ϵ est le tenseur de déformation

C_ϵ est la matrice de rigidité du matériau

ρ est la densité du solide

u est le vecteur de déplacement

f^I est le vecteur de force à l'interface

t est le temps

ρ_F est la densité du fluide

ϕ est le potentiel de vitesse du fluide

B est le module de compressibilité du fluide

P_o est la pression hydrostatique dans le fluide

u_N est le déplacement externe imposé normal à la frontière du fluide et positif dans la direction du fluide

f^F est la force produite par le fluide sur la paroi

f^E est la force produite par les autres charges externes sur la paroi

Dans l'équation du fluide, le premier terme représente l'énergie de compression, le deuxième représente l'énergie cinétique due au mouvement du liquide et le troisième contient le potentiel des charges extérieures. Il est à noter que la pression à n'importe quel point du fluide est donnée par la somme de la pression hydrostatique et de la pression due au potentiel de vitesse $(-\rho_F \phi)$. En égalant les variations de Π à zéro, on obtient le principe des déplacements virtuels pour le solide et le principe des potentiels virtuels pour le fluide. En couplant ces équations à l'interface des deux milieux, on obtient un système d'équations décrivant complètement le problème de l'interaction fluide-structure. Pour ce faire, la force appliquée par le fluide sur le solide doit être exprimée comme suit:

$$(3.11) \quad f^F = -n \left(P_o - \rho_F \dot{\phi}^I \right)$$

où $n^T = [n_x \ n_y \ n_z]$ et représente un vecteur unitaire normal au solide.

De plus, les déplacements dans le fluide doivent correspondre aux déplacements dans le solide, d'où:

$$(3.12) \quad u_N = n^T u^I$$

Les deux équations décrivant complètement le comportement fluide-structure sont donc l'équation (3.13) pour le solide et l'équation (3.14) pour le fluide:

$$(3.13) \quad \int \bar{\varepsilon}^T C_s \varepsilon dS + \int \rho \bar{u}^T \dot{u} dS = \int \bar{u}^T f^E dI - \int \bar{u}^T n P_o dI + \int \rho_F \bar{u}^T n \dot{\phi}^I dI$$

$$(3.14) \quad \int \frac{1}{B} \bar{P}_o P_o dF - \int \frac{\rho_F}{B} \bar{P}_o \dot{\phi} dF + \int \frac{\rho_F}{B} \bar{\phi} \dot{P}_o dF - \int \frac{\rho_F^2}{B} \bar{\phi} \dot{\phi} dF - \int \rho_F \nabla \bar{\phi} \bullet \nabla \dot{\phi} dF$$

$$= \int \bar{P}_o n^T u^I dI + \int \rho_F \bar{\phi}^I n^T \dot{u}^I dI$$

Pour discrétiser ces expressions de travaux virtuels, des fonctions d'interpolation isoparamétriques standards sont utilisées. On peut ainsi exprimer le comportement du système avec les équations suivantes:

Pour le solide

$$(3.15a) \quad x = hX$$

$$(3.15b) \quad h = [h_1 \ h_2 \ h_3 \dots h_N]$$

$$(3.15c) \quad X^T = [x_1 \ x_2 \ x_3 \dots x_N]$$

où x est la coordonnée d'un point à l'intérieur d'un élément, h_i la fonction d'interpolation et N le nombre de noeuds par éléments. Les mêmes équations peuvent être développées pour y et z . Ainsi, pour chaque élément on a:

$$(3.16a) \quad u = HU$$

$$(3.16b) \quad H = \begin{bmatrix} h_1 & 0 & 0 & h_2 & 0 & 0 & h_3 & 0 & 0 & \dots & h_N & 0 & 0 \\ 0 & h_1 & 0 & 0 & h_2 & 0 & 0 & h_3 & 0 & \dots & 0 & h_N & 0 \\ 0 & 0 & h_1 & 0 & 0 & h_2 & 0 & 0 & h_3 & \dots & 0 & 0 & h_N \end{bmatrix}$$

$$(3.16c) \quad U^T = [u_1 \ v_1 \ w_1 \ u_2 \ v_2 \ w_2 \ u_3 \ v_3 \ w_3 \dots u_N \ v_N \ w_N]$$

où u , v et w correspondent aux déplacements d'un point dans les directions x , y et z .

Pour le fluide

$$(3.17a) \quad \phi = h\Phi$$

$$(3.17b) \quad \Phi^T = [\phi_1 \phi_2 \phi_3 \dots \phi_N]$$

où ϕ_i correspond au potentiel de vitesse au noeud i .

Ainsi, les matrices définissant chacun des types d'éléments sont calculées. Les matrices de masses et de rigidité, M_{ss} et K_{ss} , pour le solide prennent leur forme usuelle.

Les matrices pour le fluide sont obtenues des équations suivantes:

$$(3.18a) \quad M_{FF} = \int \frac{\rho_F^2}{B} h^T h df$$

$$(3.18b) \quad K_{FF} = \int \rho_F D^T D df$$

Dans ces équations, df indique que l'intégration se fait sur le domaine de l'élément fluide et la matrice D est donnée par:

$$(3.19) \quad D = \begin{bmatrix} \frac{\partial h_1}{\partial x} & \frac{\partial h_2}{\partial x} & \frac{\partial h_3}{\partial x} & \dots & \frac{\partial h_N}{\partial x} \\ \frac{\partial h_1}{\partial y} & \frac{\partial h_2}{\partial y} & \frac{\partial h_3}{\partial y} & \dots & \frac{\partial h_N}{\partial y} \\ \frac{\partial h_1}{\partial z} & \frac{\partial h_2}{\partial z} & \frac{\partial h_3}{\partial z} & \dots & \frac{\partial h_N}{\partial z} \end{bmatrix}$$

La matrice de couplage fluide-structure pour le fluide est donnée par:

$$(3.20) \quad C_{FS} = - \int \rho_F a^T b di$$

où $a = [h_1 \ h_2 \dots h_m]$ et $b = [h_1 n_x \ h_1 n_y \ h_1 n_z \ h_2 n_x \ h_2 n_y \ h_2 n_z \dots h_M n_x \ h_M n_y \ h_M n_z]$ et M représente le nombre de noeuds par élément d'interface fluide-structure. La matrice de couplage fluide-structure pour le solide est donnée par C_{FS}^T . De plus, des matrices correspondant à P_o doivent être évaluées. Celles-ci sont données par les équations suivantes:

$$(3.21a) \quad K_{PP} = -\int \frac{1}{B} df$$

$$(3.21b) \quad K_{PS} = \int b di$$

$$(3.21c) \quad C_{PF} = \int \frac{\rho_F}{B} h df$$

Après avoir évalué toutes ces matrices, une sommation sous la forme globale de celle-ci doit être effectuée en changeant le signe pour les équations fonction de P_o . On obtient ainsi:

$$(3.22) \quad \begin{bmatrix} M_{SS} & 0 & 0 \\ 0 & -M_{FF} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{P}_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & C_{FS}^T & 0 \\ C_{FS} & 0 & C_{PF}^T \\ 0 & C_{PF} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U} \\ \dot{\phi} \\ \dot{P}_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{SS} & 0 & K_{PS}^T \\ 0 & -K_{FF} & 0 \\ K_{PS} & 0 & K_{PP} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ \phi \\ P_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_S \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

ou sous la forme simplifiée et bien connue:

$$(3.23) \quad M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = R$$

Cette méthode permet de réaliser des analyses statiques, fréquentielles et transitoires en incluant l'effet de l'interaction fluide-structure. Il est important de noter

qu'une analyse spectrale n'est pas permise par l'utilisation de cette méthode dans ADINA.

3.3 Conclusion

La méthode qui sera utilisée dans ce mémoire est celle de Olson et Bathe. Les analyses seront réalisées avec le logiciel commercial ADINA. Le modèle par éléments finis sera validé en comparant les résultats obtenus de différents maillages aux résultats obtenus par Vronay et Smith et par Haroun et Housner. De plus, les résultats obtenus de l'analyse effectuée dans ce mémoire seront comparés avec ceux calculés à partir de la méthode analytique de Veletsos.

CHAPITRE 4 ANALYSES NUMÉRIQUES

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, aucun lien n'a pu être fait avec les essais expérimentaux présentés au chapitre 2. Ceci aurait nécessité la modélisation par éléments finis de la fondation et de l'isolant rigide sous le réservoir. En raison de la complexité de ces analyses, celles-ci seront recommandées pour des recherches futures. L'analyse du comportement sismique d'un réservoir contenant un liquide par la méthode des éléments finis nécessite l'utilisation de deux types d'éléments: un élément simulant le fluide et l'autre, la paroi. Ce comportement dynamique est complexe dû à la présence et l'interaction des deux milieux. Cependant, avant d'effectuer le choix et la validation concernant le type d'éléments à utiliser, il faut déterminer le modèle numérique qui permettra de représenter adéquatement la structure et le chargement sismique à appliquer. Étant donné l'axisymétrie de la structure, trois possibilités ont pu être étudiées. Le choix peut être fait entre une modélisation axisymétrique, une modélisation cyclique symétrique et une modélisation complète en trois dimensions.

Modèle axisymétrique

Lors d'une analyse dynamique impliquant l'utilisation d'éléments fluides et la prise en compte de l'interaction fluide-structure, il est évident que la possibilité de

modéliser la structure en utilisant le principe d'axisymétrie doit être étudiée. Ce principe est illustré à la figure 4.1.

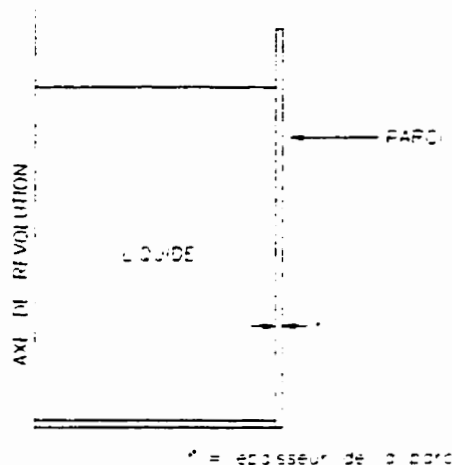


Figure 4.1: Modèle axisymétrique

Ce type de modélisation permet de réduire de façon appréciable le temps de calcul tout en respectant les propriétés structurales de l'ensemble. On peut ainsi diminuer un problème en trois dimensions à une analyse en deux dimensions sur lequel on applique un chargement axisymétrique. Cependant, pour un chargement non-axisymétrique, tel le vent ou un séisme, le chargement peut être décomposé en série de Fourier où chaque harmonique représente un cas axisymétrique. Malgré la multitude des harmoniques à considérer, ce type d'analyse est souvent plus efficace qu'une analyse en trois dimensions. Certains logiciels permettent la décomposition du chargement en série de Fourier. Cependant, il n'est pas possible de procéder de cette façon avec ADINA, le logiciel

commercial utilisé dans ce mémoire. L'option concernant l'utilisation d'un modèle axisymétrique a donc dû être rejetée.

Modèle cyclique symétrique

Comme pour le modèle axisymétrique, l'utilisation d'un modèle cyclique symétrique, montré à la figure 4.2, permet de réduire considérablement le temps de calcul. Un tel modèle applique des conditions aux frontières du maillage représentatives de la symétrie cyclique de l'analyse. Bien qu'un tel modèle permet l'application d'un chargement non cyclique symétrique, un problème apparaît au niveau de l'interaction fluide-structure. En effet, seuls les éléments fluides basés sur un polynôme de déplacement (displacement-based) peuvent être utilisés dans une analyse cyclique symétrique. De plus, les concepteurs du logiciel suggèrent fortement l'utilisation d'éléments fluides à base potentielle (potential-based) car ceux-ci sont plus polyvalents. Comme mentionné plus loin, à cause de la complexité des analyses à effectuer (analyses fréquentielles et transitoires incluant l'interaction fluide-structure), il a été décidé d'utiliser les éléments fluides à base potentielle et, par le fait même, de rejeter l'option d'un modèle cyclique symétrique.

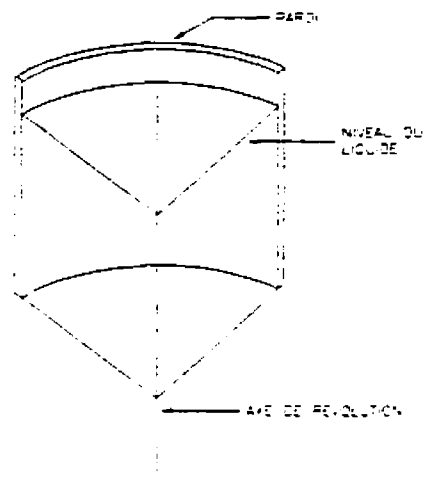


Figure 4.2: Modèle cyclique symétrique

Modèle complet en trois dimensions

Étant donné l'impossibilité d'utiliser les modèles axisymétriques et cycliques symétriques, la modélisation de la structure devra être effectuée en trois dimensions. Ceci entraînera un temps de calcul plus long mais permettra de représenter adéquatement le clapotement à l'intérieur du réservoir, le chargement appliqué sur la structure ainsi que l'interaction fluide-structure.

4.2 Choix des éléments

Comme mentionné précédemment, deux milieux doivent être représentés dans cette analyse. Pour simuler la paroi, des éléments coques ont été choisis à cause de leur formulation qui leur permet de représenter simultanément un effet membrane et un effet flexionnel. Cependant, des vérifications ont été faites pour déterminer le nombre de

noeuds à utiliser dans chaque élément et sont présentées à la section 4.2.1. Pour simuler le fluide, deux éléments sont proposés par ADINA. Le choix de ce type d'élément est basé sur le type d'analyse à effectuer et a été discuté brièvement précédemment. L'élément choisi sera décrit plus en détail à la section 4.2.2.

4.2.1 Eléments coques

Le type d'élément coque utilisé dans le logiciel ADINA est un élément isoparamétrique (de solide dégénéré), de 4 à 32 noeuds, qui peut être utilisé pour modéliser des voiles épais ou minces. La théorie du solide dégénéré est simple à expliquer. Il s'agit de remplacer les degrés de liberté des noeuds situés aux coins d'un élément par d'autres degrés de liberté placés sur la surface médiane de l'élément. À titre d'exemple, en deux dimensions, ceci revient à remplacer un élément à contrainte plane par un élément poutre. Cet exemple illustre bien la substitution à travers l'épaisseur des noeuds situés sur les surfaces externes d'un élément à huit noeuds par des noeuds situés sur la surface médiane du même élément. En se référant à la figure 4.3, on peut déduire les relations suivantes:

$$(4.1a) \quad v_2^* = v_3^* = v_2$$

$$(4.1b) \quad \frac{\dot{u}_2 - \dot{u}_3}{t} = \theta_2$$

$$(4.1c) \quad \frac{\dot{u}_2 + \dot{u}_3}{2} = \dot{u}_2$$

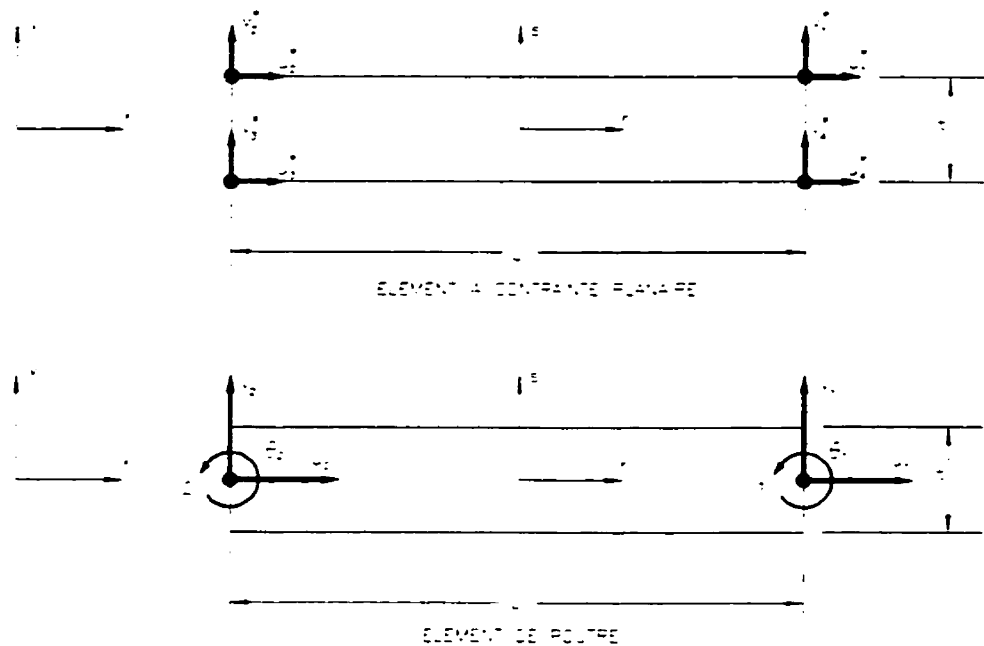


Figure 4.3: Éléments isoparamétriques

L'élément est basé sur deux hypothèses de bases.

Première hypothèse: Les particules du matériau qui sont originalement sur une ligne droite normale à la surface médiane de l'élément demeurent sur une ligne droite pendant les déformations.

Deuxième hypothèse: La contrainte dans la direction normale à la surface médiane de l'élément est nulle.

Les fonctions d'interpolation utilisées pour un élément à 8 noeuds, comme montré à la figure 4.4, sont les suivantes:

$$(4.2a) \quad h_1 = \frac{1}{4}(1+r)(1+s) - \frac{1}{2}h_5 - \frac{1}{2}h_3$$

$$(4.2b) \quad h_2 = \frac{1}{4}(1-r)(1+s) - \frac{1}{2}h_5 - \frac{1}{2}h_6$$

$$(4.2c) \quad h_3 = \frac{1}{4}(1-r)(1-s) - \frac{1}{2}h_6 - \frac{1}{2}h_7$$

$$(4.2d) \quad h_4 = \frac{1}{4}(1+r)(1-s) - \frac{1}{2}h_7 - \frac{1}{2}h_3$$

$$(4.2e) \quad h_5 = \frac{1}{2}(1-r^2)(1+s)$$

$$(4.2f) \quad h_6 = \frac{1}{2}(1-s^2)(1-r)$$

$$(4.2g) \quad h_7 = \frac{1}{2}(1-r^2)(1-s)$$

$$(4.2h) \quad h_8 = \frac{1}{2}(1-s^2)(1+r)$$

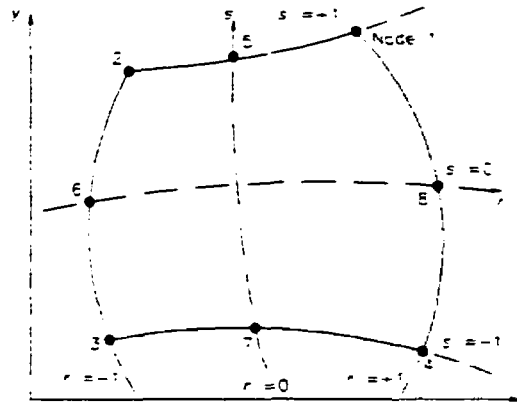


Figure 4.4: Éléments coque à huit noeuds.

En utilisant ces fonctions d'interpolation, la géométrie de l'élément peut être obtenue à l'aide des équations suivantes:

$$(4.3a) \quad t_x = \sum_{k=1}^q h_k t_{x_k} + \frac{t}{2} \sum_{k=1}^q a_k h_k t_{t_{x,k}}$$

$$(4.3b) \quad t_y = \sum_{k=1}^q h_k t_{y_k} + \frac{t}{2} \sum_{k=1}^q a_k h_k t_{t_{y,k}}$$

$$(4.3c) \quad t_z = \sum_{k=1}^q h_k t_{z_k} + \frac{t}{2} \sum_{k=1}^q a_k h_k t_{t_{z,k}}$$

où q est le nombre de noeuds dans l'élément

t_{x_k} , t_{y_k} et t_{z_k} sont les coordonnées du noeud k au temps t

a_k est l'épaisseur de la coque mesurée dans la direction du vecteur directeur $t_{t_{x,k}}$

$t_{t_{x,k}}$, $t_{t_{y,k}}$ et $t_{t_{z,k}}$ sont les cosinus directeurs du vecteur directeur $t_{t_{x,k}}$

La figure 4.5 montre un élément coque avec les noeuds sur la surface médiane ainsi que leurs vecteurs directeurs.

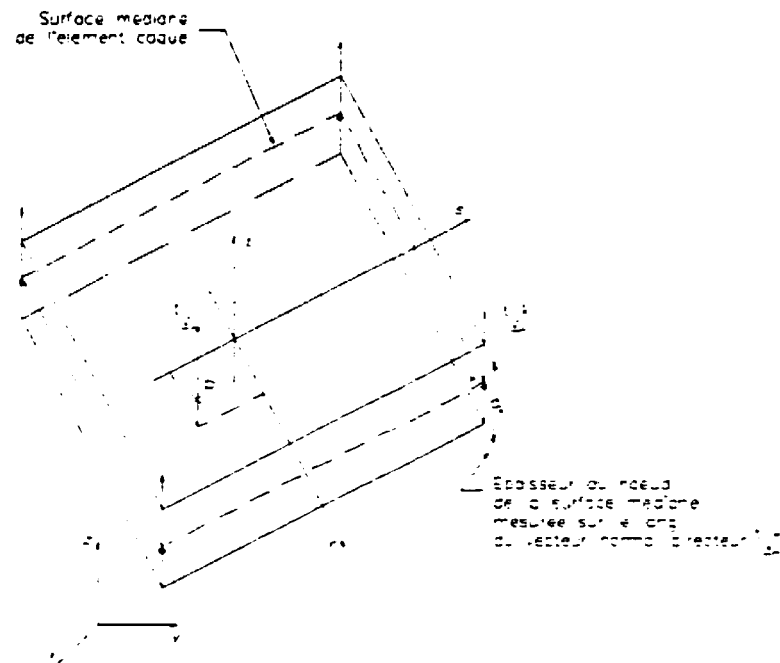


Fig. 4.5: Élément coque avec noeuds sur la surface médiane et vecteurs directeurs

Un tel élément est muni de 5 degrés de liberté par noeud, soit 3 translations et 2 rotations, la rotation autour du vecteur directeur ayant été éliminée. Cependant, ce degré de liberté peut être réactivé dans certains cas, par exemple lorsqu'on modélise un joint à angle avec l'intersection de deux éléments coques.

Lors de l'utilisation d'éléments coques, une attention particulière doit être portée aux lois d'interpolation qui définissent la géométrie déformée de l'élément. En effet, l'utilisation d'un élément dont les lois d'interpolation provoquent l'apparition de

contraintes de cisaillement parasites peut entraîner une perte de précision non négligeable sur la solution et une augmentation de la rigidité de l'élément. Ainsi, un élément à quatre noeuds dont les fonctions d'interpolation sont linéaires peut entraîner une perte de précision et une augmentation de rigidité comparativement à un élément à huit noeuds régit par des lois d'interpolation quadratiques.

Il est plus simple de démontrer ce phénomène à partir d'un élément poutre. L'hypothèse de base lors de l'analyse d'une poutre en flexion excluant les déformations dues au cisaillement est que la normale à l'axe neutre de la poutre demeure droite pendant les déformations et que la rotation angulaire de celle-ci est égale à la pente de cet axe. Ceci nous amène à établir que le seul inconnu de l'équation différentielle d'une poutre en flexion pure est le déplacement transversal w et que la rotation angulaire de la normale à l'axe neutre est dw/dx (voir figure 4.6a). Lorsqu'on considère les déformations en cisaillement, l'hypothèse disant que la normale à l'axe neutre demeure droite pendant les déformations est toujours valide. Cependant, à cause des déformations en cisaillement, celle-ci ne demeure pas perpendiculaire à l'axe neutre (voir figure 4.6b) et à cause de ceci, la rotation angulaire est donnée par l'équation suivante:

$$(4.4) \quad \beta = \frac{dw}{dx} - \gamma \quad \text{où } \gamma \text{ correspond à la déformation constante en}$$

cisaillement à travers la section

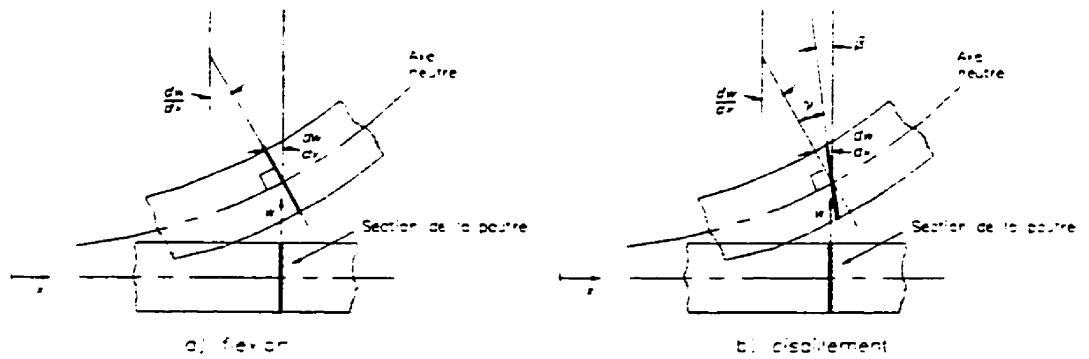


Figure 4.6: Déformations en flexion et cisaillement d'une poutre

En considérant maintenant l'énergie potentielle totale de la poutre donnée par l'équation 4.5 et en négligeant la contribution des charges, on peut remarquer que plus l'élément est mince, plus le terme $\frac{GAk}{EI}$ devient important. Ceci implique que si les fonctions d'interpolation engendrent des contraintes de cisaillement parasites ($\gamma \neq 0$), l'élément devient très rigide car l'erreur sur le cisaillement est multipliée par une grande valeur

$$(4.5) \quad \tilde{\Pi} = \int_0^L \left(\frac{d\beta}{dx} \right)^2 dx + \frac{GAk}{EI} \int_0^L \left(\frac{dw}{dx} - \beta \right)^2 dx$$

Afin de contrer ce phénomène, un élément plus élaboré doit être utilisé. Par exemple, au lieu d'utiliser un élément à quatre noeuds avec des fonctions d'interpolation linéaires, il est possible d'utiliser un élément à huit noeuds dont la géométrie est définie

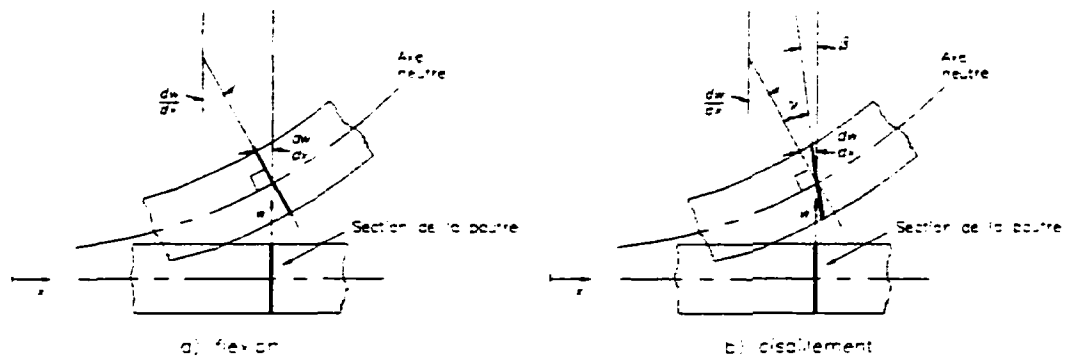


Figure 4.6: Déformations en flexion et cisaillement d'une poutre

En considérant maintenant l'énergie potentielle totale de la poutre donnée par l'équation 4.5 et en négligeant la contribution des charges, on peut remarquer que plus l'élément est mince, plus le terme $\frac{GAk}{EI}$ devient important. Ceci implique que si les fonctions d'interpolation engendrent des contraintes de cisaillement parasites ($\gamma \neq 0$), l'élément devient très rigide car l'erreur sur le cisaillement est multipliée par une grande valeur.

$$(4.5) \quad \bar{\Pi} = \int_0^L \left(\frac{d\beta}{dx} \right)^2 dx + \frac{GAk}{EI} \int_0^L \left(\frac{dw}{dx} - \beta \right)^2 dx$$

Afin de contrer ce phénomène, un élément plus élaboré doit être utilisé. Par exemple, au lieu d'utiliser un élément à quatre noeuds avec des fonctions d'interpolation linéaires, il est possible d'utiliser un élément à huit noeuds dont la géométrie est définie

par des fonctions d'interpolation quadratiques qui permettent de représenter un état de cisaillement nul ou très faible et ainsi minimiser les contraintes de cisaillement parasites.

Afin d'évaluer la précision, tant sur le comportement flexionnel que sur le comportement en membrane de l'élément coque disponible dans ADINA, trois analyses, dont la solution exacte est connue, ont été effectuées. Ces analyses ont été faites à l'aide d'ADINA en utilisant les éléments coques à quatre et huit noeuds ainsi que dans SAP90 avec un élément coque à quatre noeuds basé sur un polynôme cubique en flexion et qui n'est pas un solide dégénéré. Il est à noter que pour les analyses utilisant les éléments coques à quatre noeuds de ADINA, quatre fois plus d'éléments ont été utilisés. Dans la première analyse, un toit cylindrique en béton armé a été analysé pour une charge répartie correspondant au poids propre. Le toit est montré à la figure 4.7. Les principes de symétrie ont été appliqués afin de ne modéliser que le quart de la structure. Les résultats, montrés au tableau 4.1, sont comparés au niveau de la flèche verticale au centre du toit.

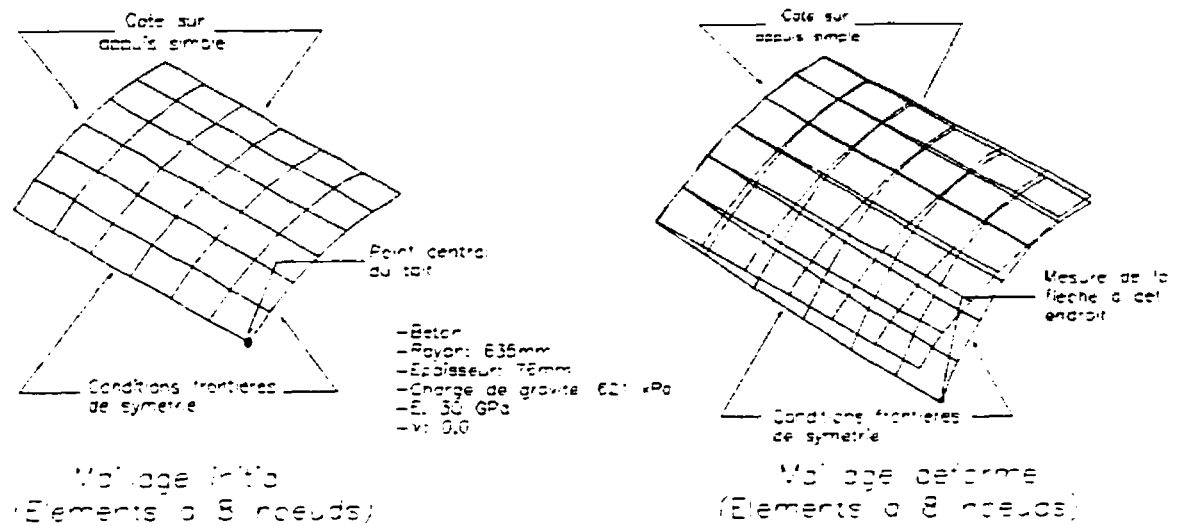


Figure 4.7: Toit cylindrique en béton armé

Tableau 4.1: Flèche maximale en millimètres au centre du toit cylindrique obtenue de différents maillages

RÉPONSE THÉORIQUE (Zienkiewicz, 1977)	SAP90 4 noeuds	ADINA 4 noeuds	ADINA 8 noeuds
94,2	93,6	90,8	92,4

Dans la deuxième analyse, une tour de refroidissement a été soumise à une pression statique de vent. Le chargement appliqué sur une section typique est montré à la figure 4.8. Cette analyse a été effectuée avec les mêmes logiciels et éléments que la précédente. Il s'agit d'un modèle en trois dimensions dont le maillage est montré à la figure 4.9. Les résultats obtenus, montrés au tableau 4.2, sont comparés avec ceux obtenus à l'aide de la méthode des différences finies en utilisant une expansion en série de Fourier pour représenter le chargement (Albassiny et Martin, 1967; Zienkiewicz, 1977).

La comparaison est effectuée au niveau des déplacements radiaux mesurés aux noeuds 1 à 18.

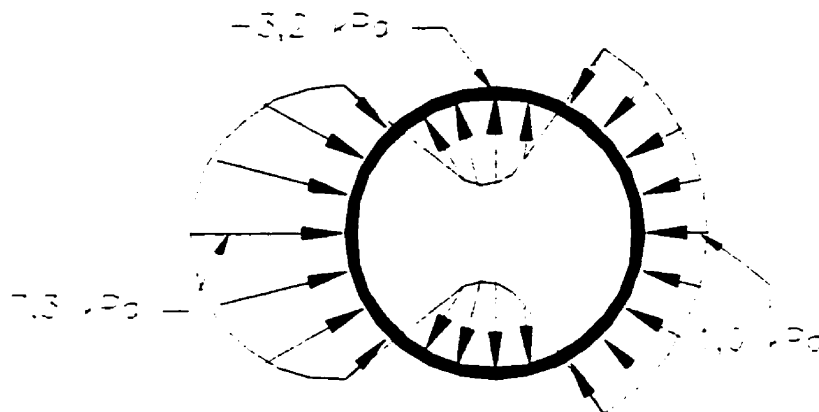


Figure 4.8: Chargement appliqué sur une section typique d'une tour de refroidissement

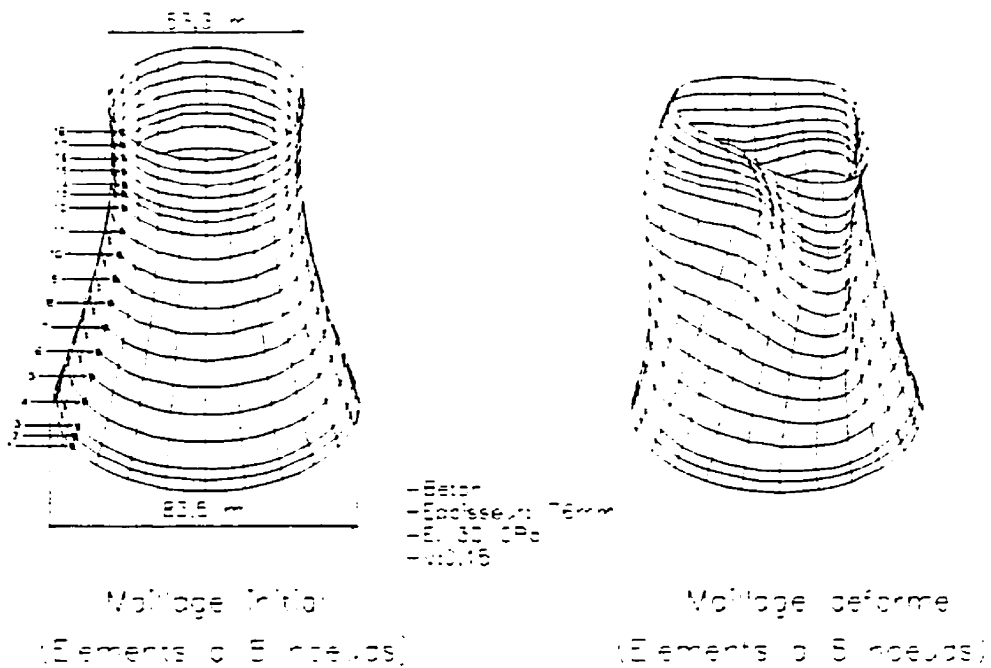


Figure 4.9: Tour de refroidissement

Tableau 4.2: Déplacements radiaux en millimètres aux noeuds 1 à 18 d'une tour de refroidissement obtenus de différents maillages

No du noeud	Élévation (mètres)	Différences Finies	SAP90 4 noeuds	ADINA 4 noeuds	ADINA 8 noeuds
18	18,3	82,3	84,1	78,6	77,7
17	13,7	97,5	99,1	94,2	93,6
16	9,1	109,7	111,6	107,6	107,3
15	4,6	118,9	121,0	118,0	118,3
14	0	125,0	126,8	125,0	125,3
13	-3,0	128,0	128,9	127,7	128,0
12	-7,6	131,1	128,9	128,6	128,9
11	-15,2	125,0	121,9	122,2	122,5
10	-22,9	106,7	108,2	108,8	109,1
9	-30,5	94,5	90,5	90,8	91,1
8	-38,1	76,2	71,6	71,6	72,2
7	-45,7	54,9	53,6	53,3	53,9
6	-53,3	39,6	37,8	37,5	37,8
5	-61,0	24,4	24,7	24,4	24,7
4	-68,6	15,2	14,6	14,6	14,6
3	-76,2	9,1	8,5	8,2	8,2
2	-79,2	3,0	4,9	4,6	4,9
1	-82,3	0,0	0,0	0,0	0,0

On remarque que dans l'analyse du toit cylindrique, les éléments à quatre noeuds du logiciel ADINA ne sont pas aussi précis que les éléments à huit noeuds ou les éléments de SAP90. Ceci peut s'expliquer par le fait que les éléments à quatre noeuds de ADINA utilisent des fonctions d'interpolation linéaires et que les éléments à huit noeuds utilisent des fonctions quadratiques tandis que ceux de SAP90 sont munis de fonctions cubiques. Cependant, l'ordre de grandeur est tout de même respecté. Dans l'analyse de la tour de refroidissement, une bonne précision est obtenue de tous les maillages. Cependant, comme mentionné précédemment, il a fallu utiliser quatre fois plus d'éléments

à quatre noeuds avec ADINA pour arriver à des résultats satisfaisants. Dans ces deux analyses, c'est le comportement membrane des éléments qui est sollicité et on constate que pour des éléments avec des fonctions d'interpolation linéaires, le niveau de précision est acceptable si on utilise un nombre suffisant d'éléments.

Afin d'évaluer la flexion des éléments coques, une troisième analyse a été effectuée en utilisant le maillage du toit cylindrique et en remplaçant les conditions de symétrie aux frontières par des encastrements. De plus, la charge répartie représentant le poids propre de la structure a été remplacée par une charge concentrée au centre du maillage. Celui-ci est montré à la figure 4.10.

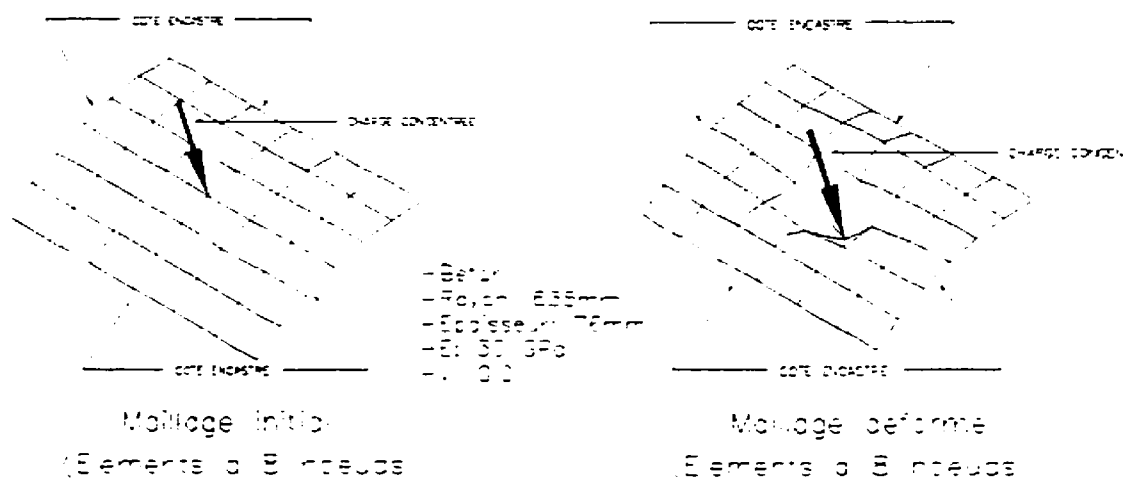


Figure 4.10: Toit cylindrique avec charge concentrée

En étudiant la variation de la flèche maximale obtenue au centre en fonction du type d'élément utilisé, on observe une perte de précision non négligeable avec les

éléments à quatre noeuds d'ADINA. Comme montré au tableau 4.3, le résultat obtenu de ces éléments est de 12% en erreur sur le résultat obtenu de SAP90 qui, ici, est considéré comme la réponse de référence. Il est à noter que ce résultat a été obtenu en utilisant quatre fois plus d'éléments à quatre noeuds que d'éléments à huit noeuds. En utilisant le même nombre d'éléments dans les deux cas, on obtient une imprécision de l'ordre de 38% sur la réponse réelle, ce qui est inacceptable.

Tableau 4.3: Flèches au centre pour un toit cylindrique soumis à une charge concentrée obtenue de différents maillages

	SAP90	ADINA 4 noeuds	% D'ERREUR	ADINA 8 noeuds	% D'ERREUR
FLÈCHE MAXIMALE	60,72mm	53,36mm	12%	58,27mm	4%

À la lumière de cette troisième analyse, on peut conclure que les éléments à quatre noeuds de ADINA permettent d'approximer correctement les déplacements d'une structure lorsque le chargement sollicite principalement l'effet membrane des éléments. Il faut cependant quadrupler le nombre d'éléments à utiliser. Lorsque des déformations locales en flexion sont provoquées dans les éléments, comme dans la troisième analyse, ceux-ci deviennent très rigides et inadéquats à cause des lois d'interpolation linéaires qui les définissent et qui engendrent des contraintes de cisaillement parasites non négligeables.

Une dernière analyse a été effectuée pour vérifier l'effet de ce phénomène sur le comportement dynamique d'un réservoir ayant une géométrie parfaitement cylindrique. À la section 4.3.1, l'analyse fréquentielle sur des réservoirs vides sera commentée en détail. Cependant, les résultats obtenus seront utilisés ici pour appuyer les conclusions menant au choix du type d'éléments coques. On doit rappeler que les modes de réservoirs sont décrits par deux composantes. Il y a la composante porte-à-faux (p) et la composante ovalisation (m). La figure 4.11 montre les maillages utilisés pour cette analyse ainsi que la déformée de deux modes typiques.

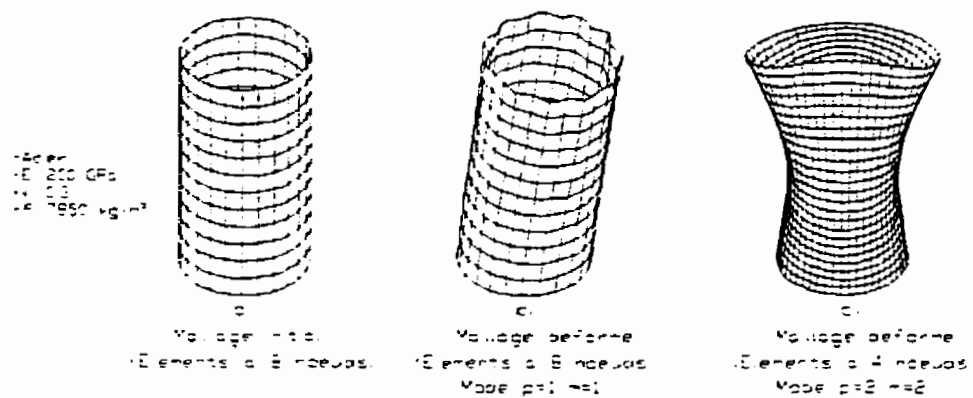


Figure 4.11: Maillages du réservoir cylindrique et déformées de deux modes typiques

La vérification est faite en comparant les fréquences et les modes de deux maillages analysés avec ADINA à ceux obtenus d'un modèle similaire par Vronay et Smith (1970). Un de ces maillages est fait à partir d'éléments à huit noeuds tandis que l'autre est composé de quatre fois plus d'éléments à quatre noeuds. Les résultats obtenus de ces analyses sont montrés au tableau 4.4.

Tableau 4.4: Fréquences et modes de vibration pour un réservoir cylindrique vide obtenus de différents maillages

Vronay et Smith			ADINA 8 noeuds			ADINA 4 noeuds		
Fréquence (Hz)	p	m	Fréquence (Hz)	p	m	Fréquence (Hz)	p	m
1205	1	1	1205	1	1	1221	1	1
479	1	2	478.5	1	2	-	-	-
255	1	3	251.5	1	3	-	-	-
3818	2	1	-	-	-	3930	2	1
1240	2	3	1229	2	3	-	-	-
2136	2	2	-	-	-	7713	2	2
6817	3	1	-	-	-	7226	3	1
9147	3	1	-	-	-	8459	3	1

Une première constatation qui peut être faite à partir de ce tableau est que selon le maillage utilisé, les modes obtenus ne sont pas les mêmes. Ceci s'explique par le fait que la rigidité du réservoir pour certains modes de déformation n'est pas la même selon le type d'éléments utilisés. Évidemment, ceci a une influence directe sur la fréquence associée à ces modes. De plus, comme le logiciel ADINA calcule les modes selon un ordre croissant des fréquences associées à ceux-ci, il est possible que pour un même nombre de modes calculés, les modes obtenus ne soient pas les mêmes. Malgré cela, on peut quand même tirer certaines conclusions de ces résultats. Premièrement, on doit regarder les fréquences obtenues pour les modes de type $p = i$ ($i = 0, 1, 2, \dots$) et $m = 1$ comme celui montré à la figure 4.11b, c'est-à-dire les modes pour lesquels il n'y a pas de déformation de type ovalisation. On remarque que la précision obtenue du maillage avec des éléments à quatre noeuds est moindre que le maillage avec ceux à huit noeuds. Cependant, l'ordre de grandeur est tout de même respecté. Par contre, pour les modes

où m est différent de 1, par exemple le mode $p = 2$ et $m = 2$ montré à la figure 4.11c, la fréquence obtenue des éléments à quatre noeuds est complètement en erreur. En fait, celle-ci indique que pour les déformations engendrées par ce mode, le réservoir est plus rigide qu'en réalité. Si on se rapporte aux observations faites précédemment, on peut expliquer ces résultats. En fait, les modes de type porte-à-faux sollicitent principalement une déformation de type membrane des éléments de la structure. La précision des résultats est donc peu affectée par le fait d'utiliser des éléments moins performants. Cependant, les modes d'ovalisation engendrent des déformations flexionnelles locales dans les éléments et, comme on le sait maintenant, les éléments à quatre noeuds ont un comportement très rigide dans ces conditions. Ceci explique les fréquences très élevées associées aux modes d'ovalisation. Bien entendu, un maillage plus raffiné sur la circonférence du réservoir permettrait d'éliminer le problème. Cependant, ceci alourdirait les calculs, surtout pour une analyse en trois dimensions.

Ces vérifications sont d'une importance primordiale pour la modélisation par éléments finis utilisant des éléments coques. Un choix ayant comme unique objectif de réduire le temps de calcul en utilisant des éléments moins performants pourrait entraîner des résultats erronés, non seulement au niveau de la précision mais également au niveau du comportement global de la structure. Pour ces raisons, des maillages utilisant les éléments coques à huit noeuds seront utilisés.

4.2.2 Éléments fluides

Le logiciel ADINA permet l'utilisation de deux types d'éléments fluides. Il y a les éléments à déplacements dont les DDL sont les déplacements aux noeuds et les éléments potentiels dont les DDL sont les potentiels de vitesse aux noeuds. Pour une analyse de l'interaction fluide-structure, les éléments potentiels sont fortement suggérés par les concepteurs du logiciel. En effet, une vérification préliminaire visant à déterminer les fréquences de vibrations d'un fluide à l'intérieur d'un réservoir a démontré que celles-ci pouvaient être obtenues facilement avec l'utilisation d'un faible nombre d'éléments à base potentielle. La même analyse avec des éléments à déplacements a révélé des problèmes d'ordre numérique. Il est probable qu'un maillage plus raffiné du milieu fluide aurait permis de contourner ce problème. Cependant, ceci aurait eu pour effet d'alourdir le modèle et d'augmenter le temps de calcul de façon non justifiée. Pour cette raison, mais surtout en vue de la complexité des analyses futures, les éléments à base potentielle ont été choisis. Ceux-ci, ainsi que leurs possibilités et limites d'application seront décrits sommairement.

Les hypothèses de base utilisées dans la formulation de cet élément dans ADINA sont les suivantes:

- 1- Le liquide est non-visqueux, irrotationnel et ne permet aucun transfert de chaleur.

- 2- Le liquide peut être compressible ou à peu près incompressible.
- 3- Le liquide est soumis à des déplacements relativement petits.
- 4- Il n'y a pas d'écoulement.
- 5- Il n'y a aucun effet de gravité, sauf pour la modélisation de surfaces libres.

Ces éléments peuvent être utilisés pour des analyses statiques, fréquentielles et transitoires. Dans le cas d'une analyse fréquentielle, ce sont les fréquences et modes de vibration qui sont déterminés. Pour ce qui est de l'analyse transitoire, celle-ci permet la simulation de la propagation rapide à travers le fluide d'une onde de pression comme, par exemple, dans le cas de l'excitation à la base d'un réservoir due à un séisme.

ADINA solutionne les problèmes d'interaction fluide-structure en résolvant trois actions simultanément comme décrit à la section 3.2.4.3. Il y a la structure, le fluide et le couplage de ceux-ci afin d'appliquer les bonnes conditions aux frontières de sorte que l'influence des déformations de la structure sur la distribution de pression à l'intérieur du fluide et que l'influence de cette pression sur les déformations de la structure soient prises en compte.

La formulation de l'élément fluide potentiel utilise le potentiel de vitesse aux noeuds et peut également utiliser une pression uniforme comme inconnus à l'intérieur de chaque région de fluide. L'impact de l'utilisation d'une pression uniforme sera discuté

plus loin. Le vecteur de vitesse est donc considéré comme étant le gradient du potentiel de vitesse.

$$(4.6) \quad \underline{v}(x, y, z, t) = \underline{\nabla} \phi(x, y, z, t)$$

La pression totale $P(x, y, z, t)$ à n'importe quel point de la région correspond à la somme de la pression uniforme $P_0(t)$ et de la pression due au potentiel de vitesse $\rho_F \dot{\phi}$, c'est-à-dire:

$$(4.7) \quad P(x, y, z, t) = P_0(t) - \rho_F \dot{\phi}(x, y, z, t)$$

Il est à noter que pour une analyse statique, la pression uniforme P_0 représente la pression hydrostatique.

L'utilisation des éléments potentiels permet la modélisation d'une surface libre pour simuler le clapotement du fluide à la surface. De plus, pour une analyse transitoire, un amortissement de Rayleigh peut être défini.

En ce qui concerne le nombre de noeuds à utiliser dans chaque élément, celui-ci est déterminé en fonction du nombre de noeuds utilisés pour les éléments coques. En effet, le logiciel contraint l'utilisateur à juxtaposer les noeuds du fluide à ceux du solide. Comme le nombre de noeuds à utiliser pour les éléments coques est de huit, le nombre de

noeuds requis pour les éléments fluides est de vingt de sorte à avoir huit noeuds par face. La validation des résultats obtenus de ces éléments sera décrite à la section 4.3.2.

L'utilisation de ces éléments au cours de cette recherche a entraîné certaines limitations qui doivent être mentionnées de façon à saisir le cheminement et les raisonnements qui ont été faits. En premier lieu, l'utilisation du degré de liberté de pression p_0 doit être éliminé lors des analyses fréquentielles et transitoires. En effet, la présence de celui-ci modifie la formulation de l'interaction fluide-structure et augmente de façon considérable le temps de calcul des analyses. Cependant, aux contraintes obtenues d'une analyse transitoire, il faut ajouter manuellement les contraintes produites par la pression hydrostatique.

Une deuxième limitation importante se situe au niveau des analyses fréquentielles. De ces analyses, il est impossible d'obtenir les masses participantes associées aux différents modes lorsque des éléments fluides à base potentielle sont présents. Il est donc difficile d'évaluer l'importance relative de chacun des modes sur les contraintes engendrées dans la paroi.

Une dernière limitation apparaît au niveau de la gestion de la mémoire. Il s'agit d'un problème important lorsqu'on effectue une analyse transitoire. On doit à ce moment sélectionner les éléments ainsi que les pas de temps pour lesquels on veut sauvegarder les

résultats. Malheureusement, un problème au niveau du logiciel ne permet pas de faire ce genre de sélection pour les éléments fluides à base potentielle. Le stockage de tous les résultats pour tous les éléments à tous les pas de temps dépasse rapidement la capacité de stockage du disque rigide de la station de travail.

Toutes ces limitations liées à l'utilisation des éléments fluides à base potentielle pourraient porter à remettre en cause l'utilisation de ce type d'éléments pour la modélisation de l'interaction fluide-structure. Cependant, on doit remarquer que le problème relié à la gestion de la mémoire lors d'analyses transitoires est relié à une erreur dans le programme source du logiciel et que les modifications nécessaires seront apportées à la prochaine version de ce dernier. Une fois ce problème résolu, il est évident que l'utilisation des éléments fluides potentiels deviendra très performante.

4.3 Calibration du modèle

On entend, par calibration du modèle, de trouver un agencement adéquat des types et du nombre d'éléments solides et fluides. Dans la section précédente, le choix de chacun des types d'éléments a été décrit et justifié. Cependant, rien n'indique que la combinaison de ceux-ci permettra d'obtenir des résultats représentant adéquatement le comportement global du réservoir. La calibration du modèle sera donc faite en trois étapes. Premièrement on analysera le comportement du réservoir vide, par la suite on

vérifiera le comportement du fluide seul. En dernier lieu, l'interaction fluide-structure sera évaluée. Il est à noter que seule une validation au niveau du comportement dynamique sera effectuée.

4.3.1 Réservoir vide

Afin d'évaluer le nombre d'éléments coques à utiliser pour modéliser la paroi, différents maillages ont été comparés à des modèles calculés par Vronay et Smith (1970) et par Haroun et Housner (1982), dont les méthodes de calcul ont été décrites précédemment. Ainsi, deux maillages ont été réalisés pour calibrer le comportement dynamique du réservoir vide. Ils sont constitués de 12 éléments sur la hauteur et respectivement de 12 et 25 éléments sur la circonférence. Le nombre d'éléments a été gardé constant sur la hauteur du réservoir afin de s'assurer que les modes de type porte-à-faux, soupçonnés d'être les plus dommageables, soient bien représentés. Les deux maillages typiques sont montrés à la figure 4.12. On notera que ces réservoirs sont ancrés à la base.

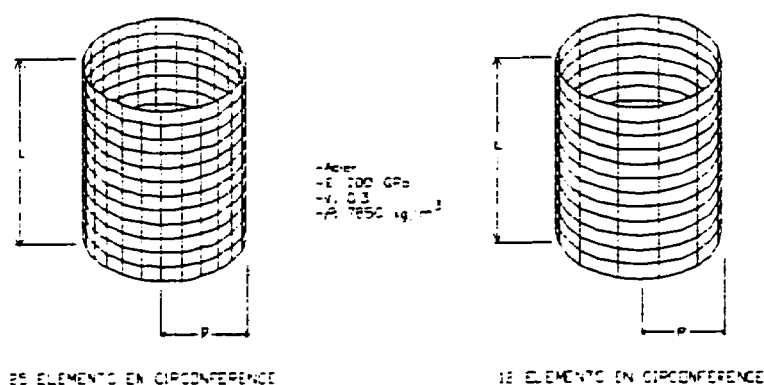


Fig 4.12 : Maillages typiques utilisés pour modéliser les réservoirs vides

La première calibration a été réalisée avec un modèle dont la solution théorique est connue (Vronay et Smith 1970) et dont les dimensions sont $R = 76 \text{ mm}$ (3 po) et $L = 305 \text{ mm}$ (12 po) pour un rapport $L/R = 4$. Bien entendu, ces dimensions ne sont pas représentatives d'un réservoir réel. Elles permettent tout de même de valider le modèle numérique et de mieux comprendre le comportement dynamique d'un cylindre. Un modèle avec des dimensions plus réalistes sera utilisé plus loin. Le tableau 1 à l'annexe B montre les fréquences obtenues à l'aide de la méthode analytique utilisée par Vronay et Smith (1970) et celles obtenues des deux maillages d'éléments finis. On remarque que les résultats obtenus des modèles se comparent bien à ceux des valeurs théoriques. Bien entendu, les fréquences calculées à partir du modèle ayant moins d'éléments sont moins précises mais demeurent tout de même acceptables. Une autre différence importante réside dans le fait que les modes obtenus des deux maillages ne sont pas les mêmes. Ceci s'explique par le fait que le nombre d'éléments en circonférence

étant différent, les modes d'ovalisation étaient moins bien représentés et, par le fait même, moins nombreux pour le réservoir ayant le moins d'éléments. D'ailleurs, le modèle avec 25 éléments en circonférence a permis d'obtenir des modes d'ovalisation d'ordre plus élevé que le modèle à 12 éléments.

Il est important de mentionner que l'analyse effectuée dans ADINA a permis d'obtenir plusieurs autres modes, surtout au niveau de l'ovalisation, qui n'ont pas été calculés par Vronay et Smith. Comme ADINA calcule les modes en ordre croissant en commençant par la période la plus faible, on peut obtenir tous les modes, reliés à un maillage, jusqu'à une fréquence donnée. On obtient ainsi certains modes, intercalés à travers les modes calculés par Vronay et Smith, qui auraient pu être négligés par ceux-ci lors d'une analyse spectrale ou transitoire.

Un paramètre important à considérer lors de l'analyse du comportement dynamique d'un réservoir est l'effet du ratio L/R . En effet, lors du séisme du Costa Rica en 1991, des dommages différents ont été observés sur différents réservoirs de la raffinerie RECOPE (Mitchell et Tinawi, 1992). Il est apparu qu'il existait un certain lien entre le rapport L/R et le type de dommages observés. Le tableau 4.5 donne un résumé des dimensions et des dommages observés lors de ce tremblement de terre.

Tableau 4.5: Sommaire des dommages séismiques observés sur des réservoirs de différentes dimensions lors du séisme du Costa Rica en 1991 (Mitchell et Tinawi, 1992)

Réservoir no	Hauteur (m)	Rayon (m)	L/R	Types de dommages
701	9,75	22,0	0,44	« Diamond shaped »
704, 705	12,19	22,10	0,55	« Diamond shaped »
728	12,19	20,42	0,60	« Diamond shaped »
733	12,19	20,42	0,60	Inclinaison du toit flottant
715, 716	12,70	14,85	0,86	Écrasement du toit flottant
708, 709	9,75	10,57	0,92	« Elephant foot »
725, 726	11,43	8,83	1,29	Écrasement du toit flottant
738	9,75	7,18	1,36	« Elephant foot »
745	9,75	5,18	1,88	« Elephant foot »
792	4,85	2,40	2,02	Explosion

À la lumière de ces observations, on remarque qu'il y a un lien évident entre le rapport L/R et le type de dommages séismiques subits par un réservoir. En effet, pour les réservoirs trapus, ayant un rapport L/R petit, le mode de rupture est le « diamond shaped », tandis que pour des réservoirs élancés, on observe majoritairement le mode de rupture « elephant foot ». Ceci peut s'expliquer logiquement par le fait que pour les réservoirs élancés, ce sont les modes de renversement qui prédominent et que, comme expliqué au chapitre 3, ceux-ci sont reconnus comme étant responsables du mode de rupture « elephant foot ». Pour les réservoirs trapus, on peut imaginer que les modes de renversement sont moins probants et que ce seront les modes d'ovalisation qui prédomineront. Ceux-ci sont d'ailleurs considérés comme étant responsables du mode de rupture « diamond shaped ».

Afin de vérifier ces hypothèses et l'effet des dimensions du cylindre sur les modes de résonance, des analyses ont été réalisées sur quatre réservoirs en diminuant graduellement la hauteur du cylindre et en ajustant le rayon de sorte que le volume intérieur soit constant. Afin d'expliquer ce raisonnement, il faut se mettre à la place d'un propriétaire de réservoir qui, lors du choix des dimensions de ce dernier, se questionne sur l'influence que ces dimensions auront sur le comportement sismique. Bien entendu, la principale contrainte fixée par ce propriétaire est le volume de liquide à entreposer. Les dimensions des quatre modèles sont montrées au tableau 4.6 et les modes obtenus de ces analyses se retrouvent aux tableaux 2 et 3 de l'annexe B.

Tableau 4.6: Dimensions des modèles analysés

	Hauteur (mm)	Rayon (mm)	L/R	Volume (cm ³)
Modèle 1	305	76	4	5555
Modèle 2	229	88	2,60	5555
Modèle 3	152	108	1,41	5555
Modèle 4	76	152	0,5	5555

En regardant ces résultats, on remarque premièrement que plus on s'approche d'un réservoir trapu, plus les modes d'ovalisation sont d'ordre supérieur. De plus, certains modes de renversement n'apparaissent plus pour les réservoirs trapus. Si on regarde les mêmes résultats classés selon l'ordre croissant des fréquences aux tableaux 4 et 5 de l'annexe B, on remarque que selon le type de réservoir, l'ordre d'apparition des modes est différent. Il est très important de remarquer ce phénomène car, contrairement

à la majorité des structures, le premier mode de vibration, $p=1$ et $m=1$, n'est pas nécessairement celui dont la fréquence est la plus basse et si ceci n'est pas pris en compte lors d'une analyse sismique, la contribution de certains modes qui peut être importante, serait négligée.

La comparaison de ces quatre réservoirs théoriques a permis de constater une différence importante en ce qui a trait au nombre d'éléments utilisés en circonférence. En effet, pour le réservoir le plus élancé, le comportement du réservoir semblait être respecté par les deux maillages par rapport au réservoir théorique et seul la précision au niveau des fréquences était affectée. Cependant, pour le réservoir le plus trapu, le comportement entre les deux maillages était totalement différent. Ceci s'explique encore une fois par le fait que les modes d'ovalisation qui sont prédominants pour des réservoirs trapus sont grandement affectés par une réduction du nombre d'éléments en circonférence. La précision des modes de vibration pour des réservoirs trapus sera évaluée plus loin.

La figure 4.13 montre certains modes obtenus pour le réservoir le plus élancé (modèle 1). Les modes sont présentés à l'aide de trois vues. Il y a la vue en plan, la vue en élévation et la vue isométrique. De ces modes, on peut tirer une conclusion importante. En effet, on remarque que les modes dont la composante ovalisation est supérieure à 1 n'engendrent pas un mouvement global de renversement du réservoir et cela, peu importe la composante porte-à-faux. Seul les modes $p=i$ ($i=1,2,3\dots$) et $m=1$

produisent un tel renversement. Ceci est très important car, comme on l'a démontré précédemment, le type de rupture associé aux différents types de modes est différent. On doit donc mentionner que même si un mode est décrit par une composante porte-à-faux et une composante ovalisation, ceci n'implique pas automatiquement qu'il y a un mouvement global de la structure provoquant le renversement. On peut donc définir deux types de modes fondamentaux. Il y a les modes de renversement ($p=i$ ($i=1,2,3,\dots$) et $m=1$) et les modes d'ovalisation ($p=i$ ($i=1,2,3,\dots$) et $m=j$ (pour $j \geq 2$)).

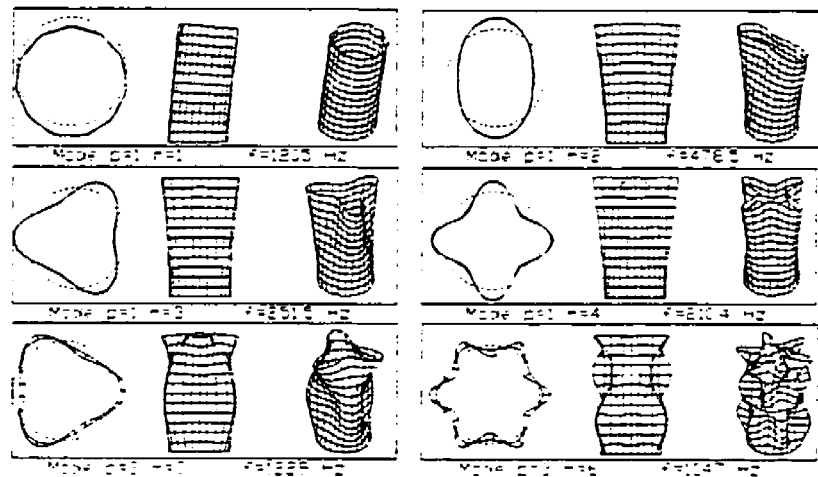


Figure 4.13: Modes de vibration associés au modèle 1

La figure 4.14 montre les modes d'ovalisation $p=1$ et $m=3$ obtenus de chacun des réservoirs (modèles 1 à 4). On remarque que la fréquence de ceux-ci augmente à mesure que le rapport L/R diminue. Cette augmentation des fréquences est liée à l'augmentation de la rigidité associée à ces modes. Celle-ci peut être expliquée par l'interaction qui existe entre la composante ovalisation et la composante porte-à-faux de

ces modes. En effet, on remarque que l'ovalisation entraîne des déformations flexionnelles dans le sens de la hauteur (composante porte-à-faux) du réservoir. Celle-ci étant de plus en plus courte, la rigidité associée aux modes est donc de plus en plus élevée.

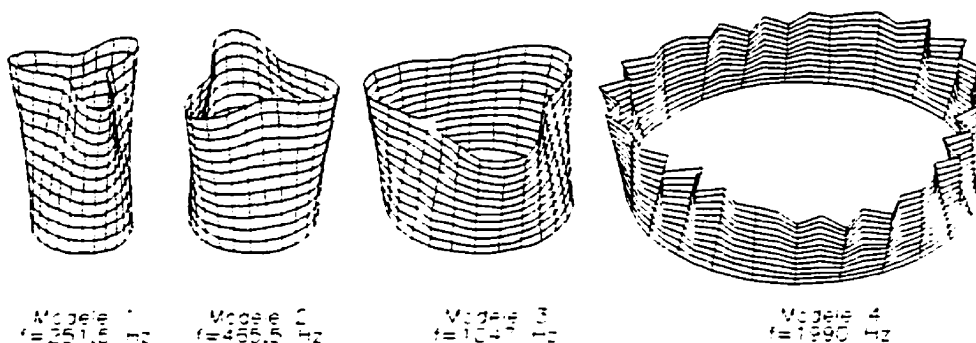


Figure 4.14: Mode $p=1$ et $m=3$ pour les modèles 1 à 4

Afin de se rapprocher des dimensions plus réalistes d'un réservoir et d'évaluer la précision des modes pour des réservoirs trapus, une comparaison a été effectuée avec un réservoir dont les modes de résonance ont été calculés par Haroun et Housner (1982) et dont les dimensions sont $L = 12,2 \text{ m}$ et $R = 18,3 \text{ m}$ pour un rapport $L/R = 0,67$. Le tableau 4.7 montre les résultats obtenus par Haroun et Housner pour 12 éléments annulaires superposés sur la hauteur tel qu'illustré à la figure 3.10, ainsi que ceux obtenus des maillages à 25 et 12 éléments en circonférences.

Tableau 4.7: Fréquences (Hz) des trois premiers modes de type porte-à-faux obtenues pour le modèle de Haroun et Housner (1982)

Mode	Haroun et Housner	25 éléments en circonférence	12 éléments en circonférence
p=1 m=1	34,04	30,60	7,243
p=2 m=1	43,86	33,24	18,86
p=3 m=1	44,54	37,30	32,55

De ces analyses, on observe que, bien qu'un maillage avec seulement 12 éléments en circonférence permet d'obtenir des résultats satisfaisants pour un réservoir élané, il s'avère totalement inadéquat pour un réservoir trapu. Le maillage avec 25 éléments permet cependant de représenter un comportement satisfaisant d'un réservoir trapu vide. Un niveau de raffinement supérieur serait toutefois justifié.

Un autre fait intéressant est que les trois modes calculés par Haroun et Housner qui sont considérés comme étant les trois premiers modes d'un réservoir ne le sont pas en réalité. En effet, en se référant au tableau 6 de l'annexe B, ces modes apparaissent aux 76e, 85e et 102e rang pour le réservoir avec 25 éléments en circonférence. C'est donc qu'il existe plusieurs modes dont les fréquences sont inférieures et qui peuvent avoir une certaine importance dans la réponse sismique d'un réservoir. Une analyse basée simplement sur les trois modes calculés par Haroun et Housner pourrait ainsi négliger la participation de certains modes qui peut être importante. La raison expliquant le fait que Haroun et Housner ne calculent que les modes de renversement est que ce sont les modes

qui sont considérés comme étant les plus critiques pour un réservoir car ce sont ceux qui peuvent provoquer la perte du contenu.

Ces analyses permettent donc de conclure que le comportement d'un réservoir vide est grandement influencé par le rapport L/R . De plus, pour bien représenter un réservoir trapu, une bonne discrétisation est requise sur la circonférence du réservoir en raison de l'importance des modes d'ovalisation. Celle-ci peut cependant être réduite pour l'analyse d'un réservoir élancé.

4.3.2 Fluide

Le deuxième milieu à calibrer est le fluide. Pour ce faire, le réservoir aux dimensions plus réalistes analysé par Haroun et Housner (1982) a été utilisé. Le nombre d'éléments en circonférence a cependant dû être limité à 12 car, avec l'ajout des éléments fluides à l'intérieur, le temps de calcul devenait extrêmement long (plusieurs heures). L'impact de cette limitation sera vérifié et commenté plus loin. De plus, l'épaisseur de la paroi a été ajustée afin de simuler une paroi rigide et ainsi obtenir les modes reliés au mouvement du liquide seulement. Le maillage intérieur était constitué d'éléments fluides potentiels à 20 noeuds disposés en pointe de tarte. Les éléments fluides ont donc une forme prismatique, comme montré à la figure 4.15, et sont réellement constitués de 15 noeuds car les noeuds situés sur l'axe central se superposent et sont traités comme étant

un seul noeud par le logiciel. Douze couches constituées de douze éléments chacune ont donc été superposées à l'intérieur du réservoir. De plus, des éléments d'interfaces ont été modélisés entre les éléments fluides et les éléments coques afin d'assurer l'interaction fluide-structure. Le maillage est montré à la figure 4.16.

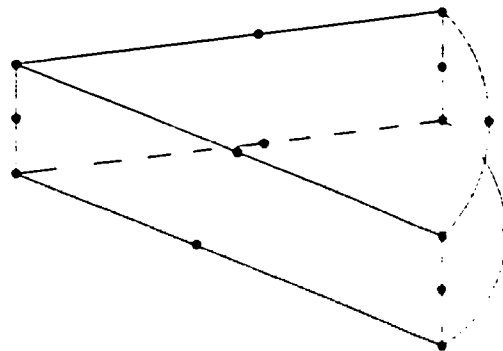


Figure 4.15: Forme des éléments fluides utilisés dans les maillages

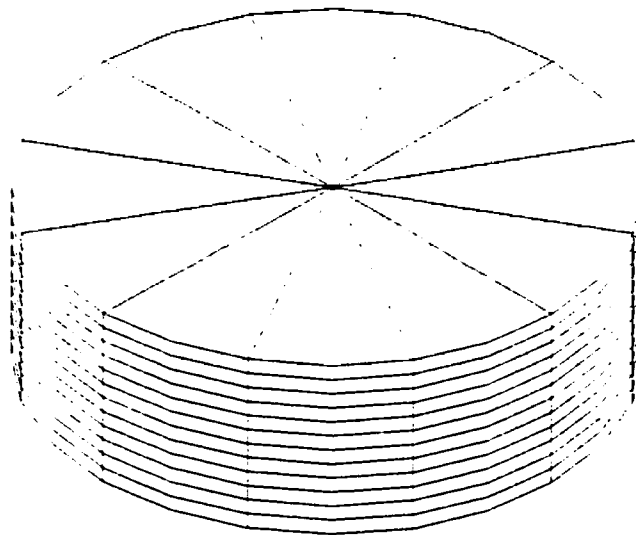


Figure 4.16: Maillage utilisé pour valider les éléments fluides

Le type de mode susceptible de se produire dans un tel réservoir est montré à la figure 4.17. Il s'agit en effet d'un mouvement de va-et-vient du liquide à travers la

largeur du réservoir. Les hypothèses de base permettant de solutionner le problème de l'oscillation d'un liquide à l'intérieur d'un réservoir ont été définies à la section 4.4.4.

L'équation permettant de calculer la fréquence des modes d'oscillation du liquide est décrite à la page suivante (Blevins, 1979).

$$(4.8) \quad f_{ij} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\lambda_{ij} g}{R} \tan \frac{\lambda_{ij} H}{R} \right)^{1/2}$$

$$i = 0, 1, 2, \dots$$

$$j = 0, 1, 2, \dots$$

où f_{ij} correspond à la fréquence du mode d'oscillation ij du fluide

λ_{ij} correspond à une fonction de Bessel donnée au tableau 7 de l'annexe B

g correspond à l'accélération gravitationnelle

R correspond au rayon du réservoir

H correspond à la profondeur de liquide

Une comparaison entre les fréquences obtenues de l'équation théorique et celles obtenues des éléments fluides pour les trois premiers modes est montrée au tableau 4.8.

Tableau 4.8: Fréquences (Hz) de vibration des modes de fluide

Mode	Valeur théorique (Blevins, 1979)	Éléments fluides
1	0,1452	0,1452
2	0,2003	0,2041
3	0,2381	0,2341

Il est important de mentionner que ces fréquences correspondent respectivement à λ_{10} , λ_{20} et λ_{30} . Les modes correspondants sont montrés à la figure 4.17.

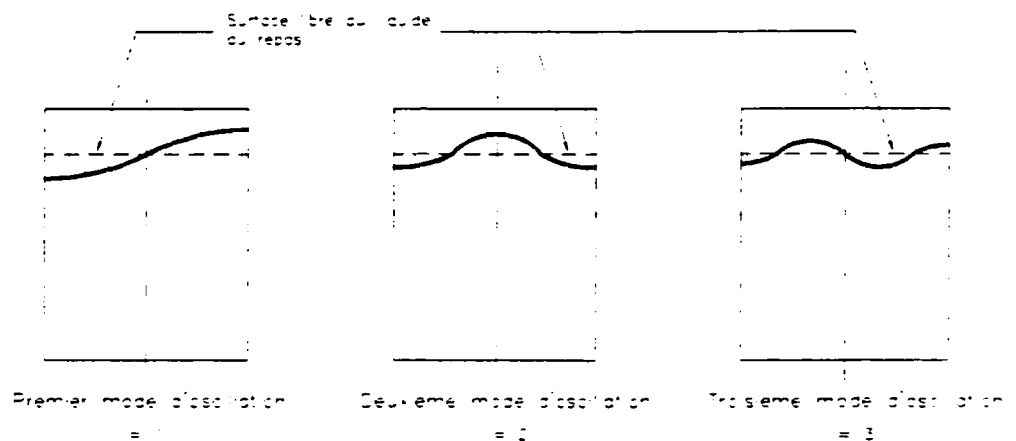


Figure 4.17: Trois premiers modes de fluide obtenus à l'aide d'ADINA

On remarque que la valeur de i représente le nombre de points d'inflexion sur la surface du liquide ou le nombre de croisement entre la surface déformée et la surface non-déformée du liquide. Ces modes sont donc représentatifs d'un mouvement de va-et-vient du liquide. Cependant, un deuxième type de mode est décrit dans la littérature. Par exemple, en considérant le deuxième mode présenté à la figure 4.17 comme étant une

coupe centrale du réservoir à un instant donné, et en la faisant révolutionner sur 180 degrés, on obtient un mode dont la vue aérienne est montrée à la figure 4.18. Le cercle en pointillé représente le croisement entre la surface déformée et la surface non-déformée du liquide. Ce mode correspond donc à une valeur de $j=1$ et ne représente pas un mouvement de va-et-vient du liquide. De la même façon, on peut imaginer les modes ayant des valeurs de j plus élevées.

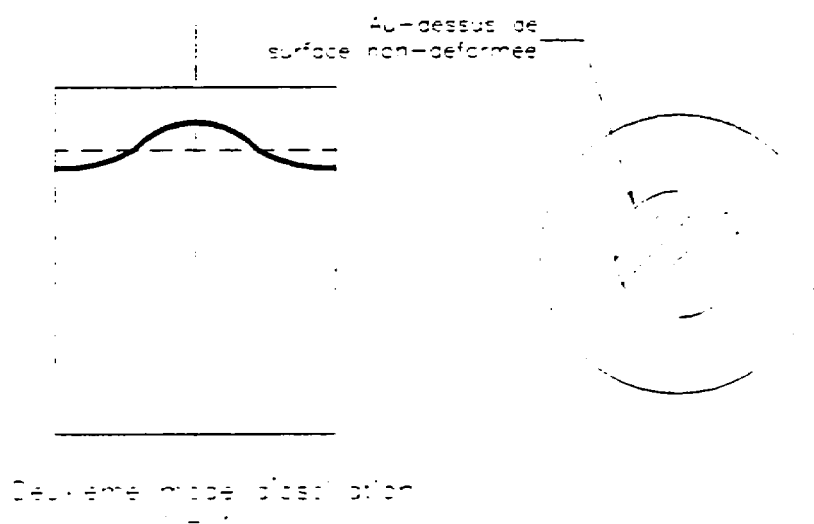


Figure 4.18: Démonstration du mode de fluide $j=1$

Dû à un nombre de DDL insuffisants, les modes supérieurs obtenus n'ont pu être associés aux valeurs de i et j correspondantes. Cependant, dans le cas présent, le fluide n'est utilisé que pour assurer une répartition adéquate de la masse. Une augmentation des DDL dans le fluide aurait été injustifiée et aurait eu pour effet d'alourdir le modèle et, par le fait même, d'augmenter inutilement le temps de calcul.

4.4.3 Interaction fluide-structure

Le dernier aspect à calibrer est celui de l'interaction fluide-structure. Pour ce faire, une comparaison a été faite avec le modèle de Haroun et Housner (1982). Le maillage est montré à la figure 4.19. Pour les mêmes raisons expliquées précédemment, le maillage utilisé est celui n'ayant que douze éléments sur la circonférence. Les fréquences obtenues pour des réservoirs plein et à moitié plein sont montrées au tableau 4.9.

Tableau 4.9: Fréquences (Hz) pour les modes de type $m = 1$ obtenues pour un réservoir rempli à 100% et 50% (Dimensions: $L = 12,2$ m $R = 18,3$ m)

% de liquide	Haroun et Housner		12 éléments en circonférence	
	$p = 1$	$p = 2$	$p = 1$	$p = 2$
100%	6,18	11,28	6,133	10,70
50%	9,88	17,05	10,12	13,72

On remarque que ces fréquences se comparent relativement bien. On peut donc conclure que le maillage représente l'interaction fluide-structure avec assez de précision et permettra de représenter le comportement sismique d'un réservoir contenant un liquide adéquatement.

Il est important de mentionner qu'aucune comparaison n'a pu être faite pour des modes dont la composante ovalisation (m) est différente de 1 car, dans la littérature, les auteurs ne s'intéressent qu'aux modes susceptibles de provoquer le renversement. Comme mentionné précédemment, la composante m de ceux-ci est toujours 1. Le modèle validé ici permettra tout de même d'évaluer les risques de soulèvement d'un réservoir lorsque soumis à un séisme. Comme mentionné au chapitre 3, les risques de perte de contenu des réservoirs sont majoritairement reliés aux modes de renversement.

Le modèle validé ici permettra donc d'évaluer le cas le plus critique pour un réservoir. Pour une analyse transitoire réalisée avec un tel modèle, il faudrait cependant porter une attention particulière à la précision des contraintes engendrées dans la paroi par les modes d'ovalisation. Pour une meilleure évaluation de ces contraintes, il faudrait utiliser un maillage plus raffiné afin de s'assurer de la validité des modes d'ovalisation. La figure 4.19 montre certains modes d'interaction fluide-structure obtenus de ces analyses.

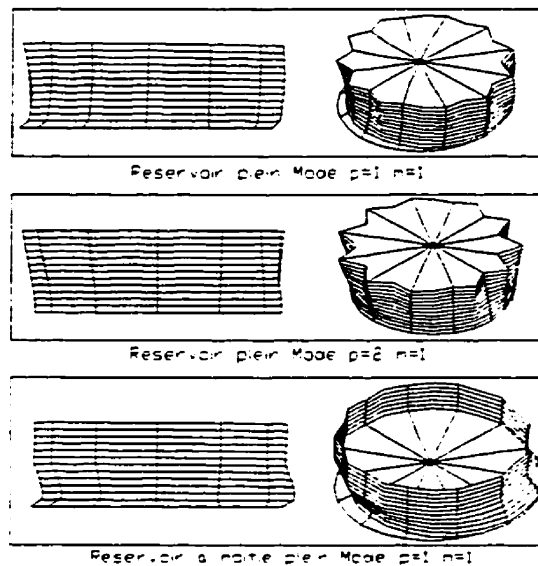


Figure 4.19: Modes de vibration pour des réservoirs plein et à moitié plein

Il est temps maintenant de procéder à l'évaluation de l'impact de la réduction du nombre d'éléments sur la circonférence. Jusqu'à présent, des résultats adéquats ont été obtenus pour un réservoir vide en utilisant un maillage de 25 éléments sur la circonférence. Cependant, ce maillage s'est avéré inutilisable pour évaluer l'oscillation du liquide seul et l'interaction fluide-structure à cause du temps de calcul. Un maillage avec 12 éléments en circonférence a toutefois permis d'obtenir des résultats satisfaisants pour ces analyses et pourra être utilisé dans les analyses subséquentes pour des réservoirs ayant un niveau de liquide suffisant pour considérer qu'il ne s'agit pas d'un réservoir vide. Ce sont d'ailleurs les cas les plus vulnérables lors d'un séisme. En contre partie, il ne faut pas perdre de vue que pour modéliser adéquatement le comportement d'un réservoir vide, le maillage de la paroi doit être plus raffiné.

Les fréquences de tous les modes calculés par les analyses du réservoir contenant 100% et 50% de liquide sont données au tableau 9 de l'annexe B. On observe que les premiers modes d'interaction ne sont pas les premiers modes obtenus de l'analyse. En effet, les premiers modes dont les fréquences sont basses correspondent aux modes de fluides seulement. D'ailleurs, on remarque que les fréquences des trois premiers modes pour le réservoir rempli à 100% sont les mêmes que ceux obtenus de l'analyse ayant pour but d'évaluer la fréquence des modes de fluide et dans laquelle la paroi était rigide (voir tableau 4.8).

Lors de l'analyse fréquentielle de réservoir de liquide, il est donc important de calculer une grande quantité de modes afin de s'assurer que les modes d'interaction sont obtenus. En regardant le tableau 9 de l'annexe B, on remarque qu'il y a un saut important dans les fréquences entre les modes 22 et 23. C'est d'ailleurs à cet endroit qu'on observe un changement important dans la déformée des modes. La figure 4.20 montre la déformée d'un mode de fluide et celle d'un mode d'interaction. On remarque que, pour le mode d'interaction, la paroi est très sollicitée et ce, à partir de la base. Pour le mode de fluide, la paroi semble aussi être déformée, cependant il faut tenir compte du fait que le logiciel calcule les modes, les normalise et présente les déformées de sorte que le déplacement maximal apparent corresponde à un certain pourcentage de l'écran. Ainsi, même si les déplacements semblent importants, il est possible qu'il n'en soit rien. Une méthode bien connue permettant d'évaluer l'importance relative de chacun des modes sur

les contraintes est celle des masses participantes. Malheureusement, le logiciel utilisé ne fournit cette information que lorsqu'une analyse spectrale est demandée. De plus, les éléments fluides à base potentielle sont incompatibles avec de telles analyses. Il est donc impossible d'évaluer l'importance de chacun des modes par la méthode des masses participantes. Il est cependant permis de croire que les contraintes engendrées par les modes de fluide seuls sont faibles comparées à celles produites par les modes d'interaction fluide-structure.

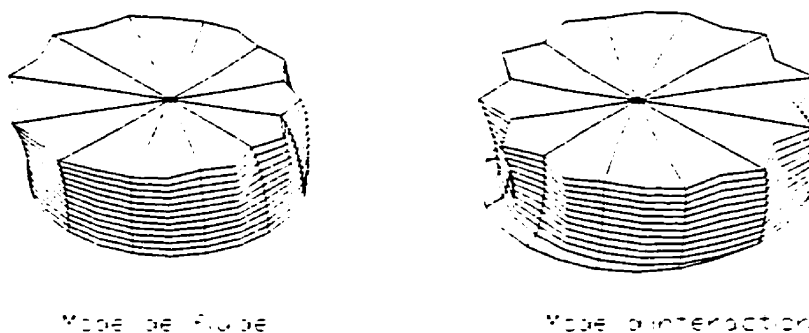


Figure 4.20: Comparaison d'un mode de fluide et d'un mode d'interaction

4.4 Analyses sur le modèle réel

La validation des éléments ainsi que de leur comportement d'interaction a permis de réaliser des analyses sur un réservoir existant, appartenant à une compagnie de gaz. La hauteur de celui-ci est de 34,14 m (112 pi) et son rayon est de 21,64 m (71 pi) pour un rapport L/R de 1,6. On constate que ce réservoir se situe environ à mi-chemin entre le réservoir le plus trapu et le réservoir le plus élancé analysés à la section 4.3.1. Si on se

réfère au tableau 4.5, on remarque que le type de rupture « elephant foot » a été observé sur des réservoirs dont le rapport L/R était plus grand que 0,9. On peut donc soupçonner que pour ce réservoir, les modes de renversement domineront sur les modes d'ovalisation. Ce sont d'ailleurs ces modes sur lesquels une attention particulière sera portée. La condition frontière à la base du réservoir est un encastrement car il s'agit d'un réservoir ancré.

Une autre caractéristique de ce réservoir est que l'épaisseur de la paroi est variable. On peut facilement comprendre que ceci est relié à la pression hydrostatique qui est plus élevée à la base du réservoir qu'au sommet. Il est important de tenir compte de cette caractéristique dans la modélisation car elle a un impact direct sur la rigidité de la paroi et, par le fait même, sur le comportement dynamique du réservoir. L'épaisseur était de 15,3 mm (0,603 po) à la base et de 7,9 mm (5/16 po) au sommet. Il est à noter que la variation de l'épaisseur sur la hauteur n'est pas linéaire.

Le fluide présent dans le réservoir réel est du gaz naturel liquéfié. Les propriétés physiques et dynamiques étant différentes de celles de l'eau utilisé dans les analyses précédentes, il est important de les déterminer correctement. Premièrement, la densité du LNG correspond à 45% de celle de l'eau. Deuxièmement, le module de compressibilité (B) du LNG est différent de celui de l'eau. Ce module permet d'établir la vitesse de propagation des ondes dans le fluide. Celle-ci est donnée par l'équation suivante:

$$(4.9) \quad c = \sqrt{\frac{B}{\rho}}$$

Le module de compressibilité est défini comme étant le rapport entre une variation de pression et une variation de densité. On peut l'exprimer à l'aide de l'équation suivante:

$$(4.10) \quad B = -\frac{\Delta p}{\Delta \rho / \rho}$$

Le module de compressibilité du LNG peut être obtenu du diagramme de phase du méthane donné à l'annexe B. Celui-ci est fonction de deux paramètres: la pression et la température d'entreposage du fluide. Pour ce qui est du réservoir en question, la pression correspond à la pression atmosphérique tandis que la température est de -160°C (-260°F). Ainsi, le module de compressibilité utilisé pour ces analyses est de 370,8 MPa (52 783 psi), comparativement à 2180 MPa (315 972 psi) pour l'eau. Les calculs effectués afin d'obtenir cette valeur sont montrés au tableau 8 de l'annexe B.

Ces analyses ont permis d'étudier l'influence de différents niveaux de LNG sur le comportement dynamique du réservoir. Pour ce faire, trois niveaux de liquide ont été modélisés. Ceux-ci sont 31,7 m (104 pi), 14,6 m (48 pi) et 7,3 m (25 pi) et correspondent respectivement à 100%, 50% et 25% de liquide dans le réservoir. Afin d'obtenir la même précision que lors des analyses de validation, le rapport largeur sur hauteur des éléments coques a été conservé. Ainsi, le maillage utilisé pour représenter la

paroi était constitué de 12 éléments en circonférence et de 14 éléments sur la hauteur. Celui-ci est montré à la figure 4.21.

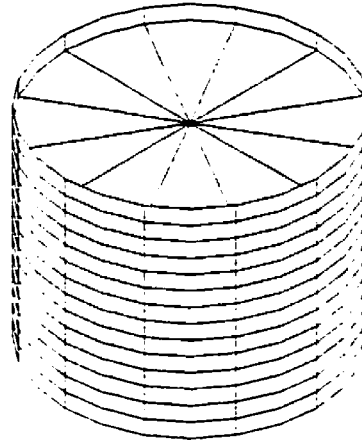


Figure 4.21: Maillage utilisé pour la modélisation d'un réservoir réel

L'analyse des résultats obtenus n'est pas simple. De plus, en raison de l'impossibilité d'obtenir les masses participantes associées à chaque mode, il est difficile de les classer et d'évaluer leur importance relative sur les contraintes produites dans la paroi. Les modes obtenus seront donc comparés de façon qualitative. De plus, ces comparaisons seront orientées principalement sur les modes de type $p=i$ ($i=1,2,3,\dots$) et $m=1$ car, comme mentionné précédemment, ce sont ces modes qui peuvent provoquer un mouvement global de renversement du réservoir et ainsi entraîner la perte du contenu. De plus, on a évalué que selon le rapport L/R de ce réservoir, ce sont les modes de renversement qui prédomineront sur les modes d'ovalisation.

Les fréquences associées aux modes obtenus de chacune des trois analyses sont présentées au tableau 10 de l'annexe B. Une première constatation peut être faite au niveau des premiers modes obtenus. On remarque que les fréquences associées à ces modes sont très basses. En fait, il s'agit de modes où seul le fluide est en mouvement et où il n'y a pas d'interaction avec la paroi. Ces modes ne sont pas susceptibles de produire de grandes contraintes dans la paroi. Il n'est pas évident de déterminer à partir de quel mode apparaissent les modes d'interaction fluide-structure. On peut cependant arriver à le faire qualitativement en observant la déformée des différents modes.

Pour démontrer le raisonnement effectué, les modes de type $p=i$ ($i=1,2,3$) et $m=1$ obtenus de l'analyse avec un niveau de 31,7 m seront utilisés. Ceux-ci sont montrés à la figure 4.22. En regardant ces modes, on remarque que les cinq premiers sont semblables et ne semblent pas entraîner de grandes déformations dans la paroi. De plus, les fréquences associées à ces modes sont basses. À partir du sixième mode, on observe des déformations plus marquées dans la paroi et une augmentation au niveau des fréquences. Ceci permet de croire qu'on est en présence de modes d'interaction fluide-structure. La fréquence de ce sixième mode, qui en fait correspond au mode d'interaction $p=1$ et $m=1$, est de 5,1 Hz. En se référant à la première colonne du tableau 10 de l'annexe B, on constate qu'il existe une série de modes entre les modes classés comme étant des modes de fluide seul et le premier mode d'interaction de type $p=1$ et $m=1$. Il est considéré que

cette bande de fréquence contient des modes transitoires qui nécessiteraient un maillage plus raffiné et un accès aux masses modales pour être classés correctement.

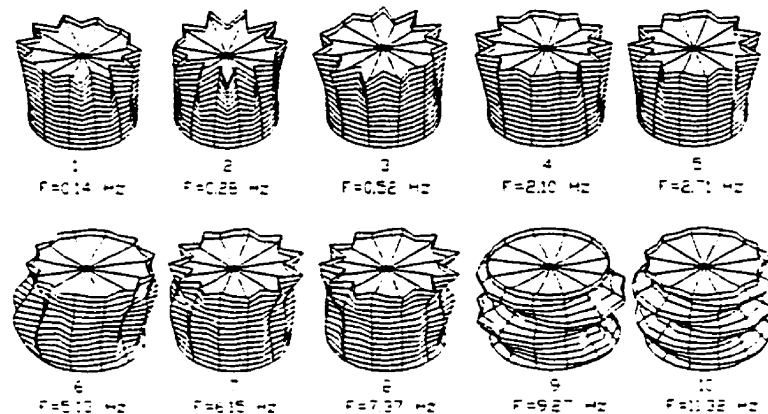


Figure 4.22: Modes $p=i$ ($i=1,2,3,\dots$) $m=1$ pour le réservoir avec un niveau de 31,7m

Pour le même réservoir, une analyse réalisée par la méthode de Veletsos (1974 & 77), présentée au chapitre 3, permet d'obtenir une fréquence pour le même mode, soit $p=1$ et $m=1$, de 5,96 Hz (Horton CBI, 1988). On doit rappeler que dans cette méthode, on doit supposer une déformée pour commencer les itérations. Dans le cas présent, une déformé du type $\psi(z) = \frac{z}{H}$ a été choisie. Ce choix s'avère raisonnable car, en raison de la géométrie plutôt trapue du réservoir, on s'attend à une déformation en cisaillement de la structure comme montré à la figure 4.23.

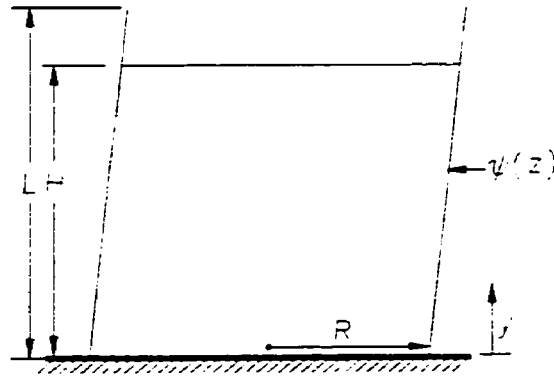


Figure 4.23: Mode de déformation choisie pour la méthode de Veletsos (1974 & 77)

Dans cette étude, une évaluation de l'amplification dynamique a également été réalisée à l'aide d'un spectre de réponse montré à la figure 4.24. On notera que celui-ci présente l'accélération spectrale en fonction de la période et que les échelles sont logarithmiques. On constate que pour la période obtenue de l'analyse effectuée par la méthode de Veletsos (0,17 seconde) on obtient une accélération spectrale d'environ 0,2g. Par contre, pour la période obtenue de l'analyse réalisée dans ce mémoire (0,20 seconde), l'accélération spectrale est diminuée à 0,18 g. On constate que bien que la différence sur la période soit de 14,5%, l'impact sur l'amplification spectrale est faible. De plus, la méthode de Veletsos est du côté sécuritaire. On serait porté à croire qu'il est suffisant et sécuritaire de réaliser l'analyse sismique de réservoirs de liquide à l'aide de la méthode de Veletsos qui est plus simple et plus rapide que la méthode des éléments finis. Cependant, il ne faut pas oublier que cette méthode ne donne aucune indication sur les modes d'ordre supérieur dont la contribution peut être importante et qu'elle ne considère

pas les modes d'ovalisation qui sont également susceptibles de causer des dommages sur des réservoirs.

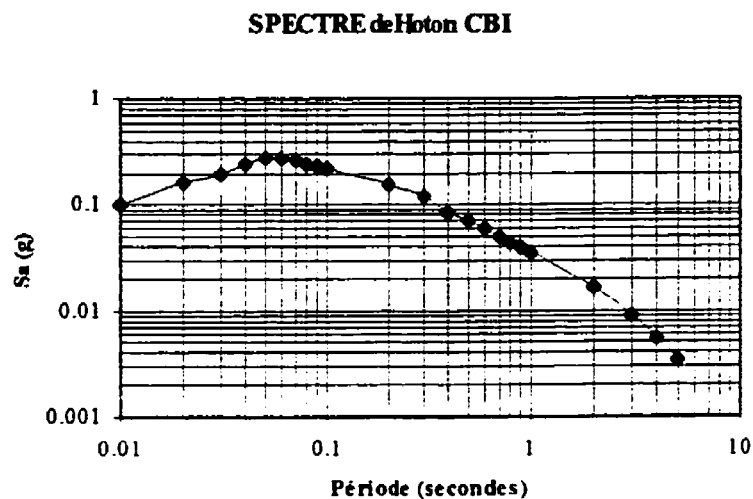


Figure 4.24: Spectre utilisé dans une étude effectuée par Horton CBI (1988)

En prenant pour acquis que les mode 6 à 10 sont les 5 premiers modes d'interaction de type $p=i$ ($i=1,2,3,\dots$) et $m=1$, on peut les renuméroter comme montré à la figure 4.25.

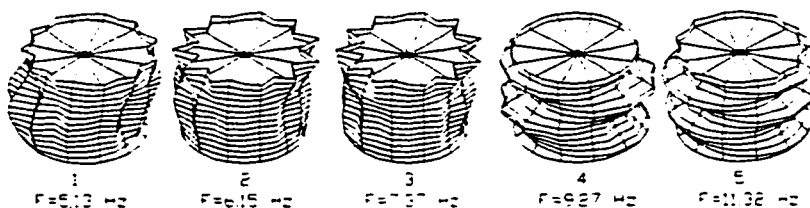


Figure 4.25: Cinq premiers modes d'interaction du réservoir avec un niveau de 31,7 m

De ceux-ci, on constate que les modes 4 et 5 s'apparentent aux quatrième et cinquième modes qui seraient observés sur un porte-à-faux. En comptant à rebours, on peut supposer que les trois premiers modes correspondent effectivement aux modes $p=1$, $p=2$ et $p=3$ bien qu'on ne puisse apparenter leurs déformées à celle d'un porte-à-faux. Bien entendu, il ne s'agit pas ici d'un raisonnement très rigoureux. Mais à cause du pauvre raffinement des maillages de la paroi et du fluide, les modes obtenus sont altérés par des modes parasites. La déformée associée à chaque mode peut donc devenir méconnaissable, soit à cause de la présence du fluide ou de l'altération des modes parasites, ou encore d'une combinaison de ces deux effets. De plus, il est difficile d'évaluer lequel de ces deux facteurs altère le plus la déformée observée. Il est à noter que si les masses participantes étaient disponibles, on pourrait arriver à une meilleure évaluation de chacun des modes. Cependant, on a démontré précédemment que les fréquences associées aux modes de type $p=i$ ($i=1,2,3\dots$) et $m=1$ sont assez précises. On peut donc supposer que l'amplification dynamique de ces modes par un séisme permettra d'évaluer les risques de soulèvement avec assez de précision. De plus, l'augmentation de contrainte produite à la base du réservoir par un tel renversement pourrait être évaluée.

En appliquant le même raisonnement aux réservoirs contenant des niveaux de liquide de 14,6 m et 7,3 m, on peut établir quels sont les modes d'interaction. Ceux-ci sont montrés à la figure 4.26.

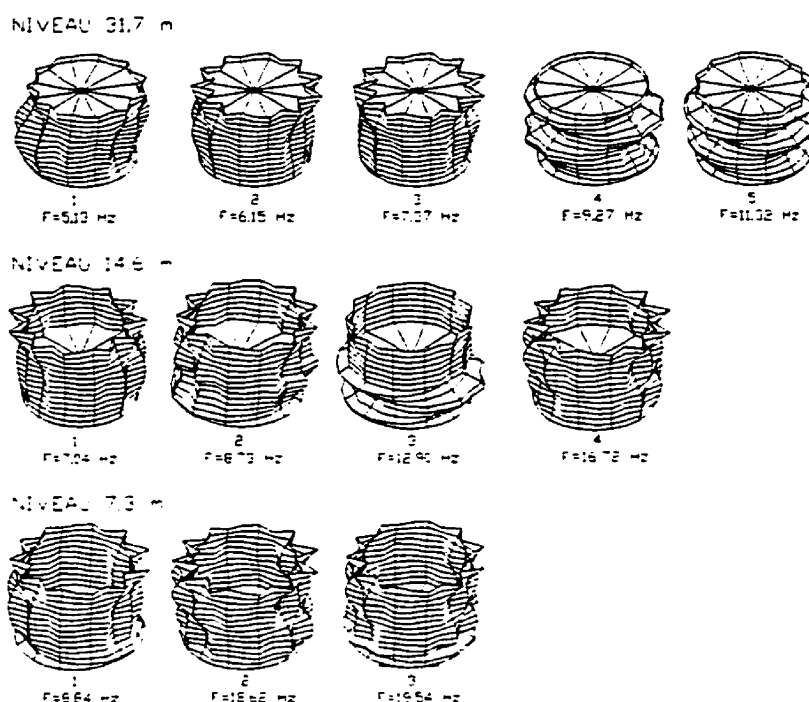


Figure 4.26: Modes d'interaction pour les trois niveaux de liquide

On remarque que les fréquences associées à un même mode pour les trois niveaux de liquide augmentent en fonction de l'abaissement du liquide. Ceci est normal car, à mesure que le niveau diminue, la masse à l'intérieur du réservoir diminue. Les fréquences sont donc augmentées. Il faut cependant faire attention aux modes obtenus du modèle avec le niveau de liquide le plus bas. Celui-ci se rapproche en fait d'un réservoir vide et, comme mentionné précédemment, la modélisation d'un réservoir vide doit être faite en utilisant le double du nombre d'éléments sur la circonférence pour obtenir une précision satisfaisante. Les modes obtenus de cette analyse sont donc grandement altérés par les modes parasites et il est permis de douter de leur validité. Cependant, il est évident que

ce cas n'est pas le plus critique pour l'analyse sismique d'un tel réservoir à cause de la faible masse comparativement à un réservoir qui serait complètement plein.

Plusieurs modes dont la composante m est supérieure à 1 ont également été obtenus de ces analyses. Cependant, la validité de ceux-ci n'a pu être confirmée des comparaisons faites précédemment avec le modèle de Haroun et Housner (1982). De plus, les modes d'endommagement (diamond shaped) reliés à ces types de modes sont considérés comme étant sans risque pour la perte du contenu du réservoir. Pour ces raisons, ceux-ci ne seront pas inclus dans la présente discussion. Il serait toutefois intéressant de porter une attention particulière à ces modes en utilisant un maillage plus raffiné afin de s'assurer de la validité de ceux-ci.

Afin d'évaluer les contraintes reliées au renversement du réservoir, une analyse par intégration dans le temps serait requise. Cependant, à cause du problème de la gestion de la mémoire relié à l'utilisation des éléments fluides potentiels, ceci n'a pu être effectué dans ce mémoire. On peut cependant procéder à une évaluation qualitative de ces contraintes en se référant aux spectres de deux séismes montrés à la figure 4.27.

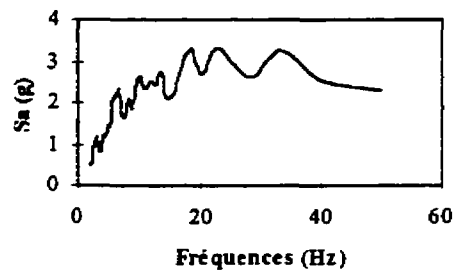
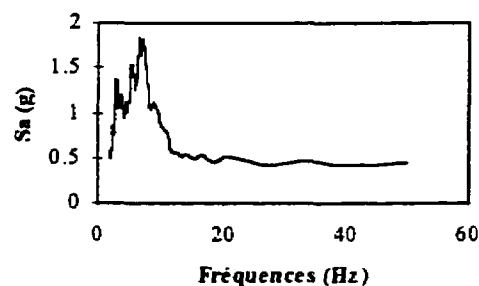
Spectre du séisme du Saguenay**Spectre du séisme de Loma Prieta**

Figure 4.27: Spectres de deux séismes d'Amérique du Nord (5% d'amortissement)

Le premier spectre est celui du séisme du Saguenay qui a eu lieu en 1988 (Tinawi et al., 1990) et est considéré comme étant un séisme typique de l'est de l'Amérique du Nord en ce qui a trait au contenu fréquentiel. En effet, ceux-ci sont caractérisés par un contenu fréquentiel élevé de l'ordre de 10 à 15 Hz. Le spectre est obtenu de l'accélérogramme enregistré au site 16 situé à Chicoutimi-Nord. Il s'agit de la composante transversale. Le second est le spectre du séisme de Loma Prieta qui a causé d'énormes dommages à la ville de San Francisco en 1989 (Mitchell et al., 1990; Mitchell

et al., 1991). Ce spectre correspond à la composante transversale enregistrée au laboratoire de USCC-Lick. On remarque que pour un séisme de l'ouest américain, les fréquences sont plus basses. Elles sont de l'ordre de 5 à 7 Hz.

On constate que pour le réservoir étudié ici, les modes de vibration susceptibles d'être amplifiés par un séisme de l'est américain sont les modes d'ordre supérieur pour lesquels le niveau de LNG est inférieur ou égal à 50% du niveau maximum. À cause de la plus faible masse associée à ces niveaux et surtout à cause du centre de gravité de celle-ci qui se situe à une plus faible hauteur, les risques de renversement du réservoir et de flambement de la paroi sont faibles. Cependant, le même réservoir situé dans l'ouest américain pourrait se retrouver en mauvaise posture car, à cause du contenu fréquentiel plus bas des séismes de cette région, ceux-ci peuvent amplifier le premier mode d'interaction du réservoir lorsque celui-ci est rempli à pleine capacité. Les risques de flambement de la paroi et peut-être même de perte du contenu du réservoir seraient donc élevés. On notera qu'aucune attention n'est portée au niveau de l'accélération produite par les deux séismes. Bien entendu, ceci aura un effet important sur les contraintes engendrées dans la paroi.

4.5 Conclusion

L'analyse du comportement dynamique de réservoirs de liquide a été effectuée en utilisant le logiciel ADINA et la méthode $\phi - U - P_o$ décrite à la section 3.2.4.3. Les éléments choisis pour la modélisation sont des éléments coques à huit noeuds et des éléments fluides à base potentielle.

L'analyse du comportement dynamique de réservoirs élancés et trapus a révélé que pour les réservoirs élancés, les modes de renversement dominant par rapport aux modes d'ovalisation tandis que pour les réservoirs trapus, l'inverse est observé. Ceci a d'ailleurs un impact important sur les modes de rupture observés sur différents réservoirs dont le rapport L/R diffère. Il a été établi que le type de dommages le plus critique est le flambement de la paroi à la base des réservoirs produit par le mouvement de renversement de celui-ci car ceci peut entraîner la perte du contenu du réservoir.

Une analyse sur un réservoir réel a permis d'établir l'influence de la variation du niveau de liquide sur le comportement dynamique. Il est apparu que pour les mêmes modes correspondants à différents niveaux de liquide, la fréquence augmentait en fonction d'une diminution du niveau de liquide. Il est à noter que seule une comparaison des modes de renversement a été effectuée en raison de l'incertitude liée aux modes d'ovalisation. De plus, on observe que pour des réservoirs de la sorte, un séisme typique

de l'est aura peu d'influence sur les modes de renversement du réservoir plein. On doit noter que le réservoir plein constitue le cas le plus critique quant aux contraintes produites dans la paroi par le renversement du réservoir. On doit aussi noter qu'un séisme de l'est pourrait amplifier les vibrations reliées aux modes d'ordre supérieur pour des niveaux de liquide inférieures à 50%. En général, les risques reliés à ces modes sont faibles car le niveau de liquide étant plus bas, les efforts de renversement sont diminués comparativement à un réservoir plein. De plus, les masses modales associées à ces modes sont généralement beaucoup plus faibles que pour le premier mode de vibration. Cependant, en raison de l'impossibilité d'obtenir les masses modales associées à chaque mode, on ne peut conclure que ces modes sont sans risque pour le réservoir et seul des analyses par intégration dans le temps permettraient d'évaluer s'il existe ou non des risques associés à ces modes.

On peut cependant prédire que des réservoirs de ce type situés dans l'ouest américain pourraient subir des dommages importants lors d'un séisme, à cause du contenu fréquentiel caractérisant les séismes de cette région qui se rapprochent des fréquences de résonance du mode de renversement fondamental pour un réservoir plein.

CHAPITRE 5 CONCLUSION

5.1 Sommaire des résultats

Les résultats seront présentés en deux parties. En premier lieu, il sera traité des résultats obtenus de l'étude expérimentale effectuée sur le foamglas. Par la suite, les résultats obtenus de l'analyse par éléments finis sur le comportement dynamique de réservoirs de liquide seront présentés.

Analyse expérimentale sur le foamglas

L'analyse expérimentale sur le foamglas est divisée en deux parties. Il y a les essais statiques et les essais dynamiques. Les essais statiques ont permis de déterminer la variation de la rigidité du spécimen, utilisé pour les essais, en fonction de la présence ou non d'un gradient de température et du niveau de confinement. Ils ont également permis d'évaluer la variation de la charge ultime de glissement pour un niveau de confinement correspondant à 100% du niveau de liquide en fonction de la température. Ces résultats sont présentés aux tableaux 5.1 et 5.2.

Tableau 5.1: Rigidité latérale et charge ultime de glissement pour un niveau de confinement correspondant à 100% du niveau de liquide.

Température	Rigidité latérale	Charge ultime de glissement
20°C	32 100 kN/m	23,2 kN
-160°C à -10°C	29 800 kN/m	23,7 kN

Tableau 5.2: Rigidité latérale pour une température de 20°C

Niveau de liquide	Rigidité latérale
30,5 m (100%)	53 300 kN/m
15,25 m (50%)	48 500 kN/m
3,05 m (10%)	11 200 kN/m

Il est à noter que les rigidités latérales présentées au tableau 5.2 sont celles évaluées avec la pente initiale du graphique charge-déplacement. À cause de la non-linéarité de ces courbes, due à la non-homogénéité de l'ensemble foamglas-papier goudronné, la rigidité initiale est plus élevée que la rigidité moyenne évaluée avec la pente moyenne de la même courbe. Ceci a d'ailleurs été expliqué plus en détail au chapitre 2.

Il est difficile de présenter le sommaire des résultats obtenus des essais dynamiques car ceux-ci sont d'ordre qualitatifs plutôt que quantitatifs. Les enregistrements de chacun des accéléromètres pour chaque essai se retrouve à l'annexe A. On peut cependant indiquer que le glissement maximal observé sur les murets était de l'ordre de 0,2 mm et que les essais dynamiques ont permis d'observer la fissuration de certains blocs de foamglas. Ces fissures étaient cependant disposées de façon aléatoire

sur le muret de sorte qu'il n'existait pas de fissure traversant complètement l'épaisseur de foamglas.

Analyse par éléments finis sur le comportement dynamique de réservoirs de liquide

Une grande partie de l'analyse par éléments finis sur le comportement dynamique de réservoirs de liquide avait pour but de valider l'utilisation et l'interaction des éléments coques à huit noeuds et des éléments fluides à base potentielle à vingt noeuds à l'aide du logiciel ADINA. Cette validation s'est effectuée en trois étapes. En premier lieu, seul les éléments coques ont été utilisés pour valider le comportement du réservoir vide. Pour ce faire, un maillage raffiné avec 25 éléments en circonférence et un maillage grossier avec 12 éléments en circonférence ont été comparés à deux modèles précédemment calculés par Vronay et Smith (1970) et par Haroun et Housner (1982). Quelques résultats sont donnés au tableau 5.3 et 5.4. Les résultats sont donnés en détail aux tableaux 1, 2, 6 et 7 de l'annexe B. On remarque que la plus petite fréquence du tableau 5.3 correspond à $p=1$ et $m=4$.

Tableau 5.3: Comparaison de deux maillages avec un modèle de réservoir vide calculé par Vronay et Smith (1970)

Mode		Vronay et Smith	25 éléments	12 éléments
p	m	fréquence (Hz)	fréquence (Hz)	fréquence (Hz)
1	1	1205	1205	1188
1	2	479	478,5	470,9
1	3	255	251,5	250,1
1	4	219	210,4	211,3
1	5	280	269,9	265,2
2	3	1240	1229	853,2
2	4	800	791,9	567,7
2	5	597	589,5	428,4
3	4	1906	1852	1469
3	5	1371	1339	695,2

Tableau 5.4: Comparaison de deux maillages avec un modèle de réservoir vide calculé par Haroun et Housner (1982)

Mode		Haroun et Housner	25 éléments	12 éléments
p	m	fréquence (Hz)	fréquence (Hz)	fréquence (Hz)
1	1	34,04	30,6	7,243
2	1	43,86	33,24	18,86
3	1	44,54	37,3	32,55

En second lieu, le comportement des éléments fluides a été évalué en les insérant à l'intérieur d'un réservoir dont les parois étaient rigides. Au tableau 5.5, les fréquences obtenues sont comparées avec une solution théorique.

Tableau 5.5: Comparaison des fréquences (Hz) des modes de fluide calculés par ADINA avec une solution théorique (Blevins, 1979)

mode	Valeur théorique	Éléments fluides
1	0,1452	0,1452
2	0,2003	0,2041
3	0,2381	0,2341

En dernier lieu, une comparaison des modes d'interaction a été effectuée en comparant un maillage avec 12 éléments en circonférence contenant 100% et 50% de liquide avec un modèle calculé par Haroun et Housner (1982). Les résultats sont présentés au tableau 5.6.

Tableau 5.6: Comparaison de la fréquence (Hz) des modes de type $m=1$ obtenus d'un maillage avec un modèle calculé par Haroun et Housner (1982)

% de liquide	Haroun et Housner		12 éléments en circonférence	
	p = 1	p = 2	p = 1	p = 2
100%	6,18	11,28	6,133	10,70
50%	9,88	17,05	10,12	

L'analyse sur un modèle réel a permis d'évaluer l'effet de la variation du niveau de liquide sur le comportement dynamique d'un réservoir. Ces analyses ont permis d'obtenir les modes et les fréquences pour les modes d'interaction de type $p=i$ et $m=1$ pour trois niveaux de liquide. Ces résultats sont montrés au tableau 5.7.

Tableau 5.7: Fréquences et modes de type $p=i$ ($i=1,2,3\dots$) et $m=1$ pour un réservoir réel

Mode p	31,7 m de liquide 100%	14,6 m de liquide 50%	7,3 m de liquide 25%
1	5,132 Hz	7,044 Hz	8,843 Hz
2	6,145 Hz	8,731 Hz	18,62 Hz
3	7,389 Hz	12,90 Hz	19,54 Hz
4	9,265 Hz	16,72 Hz	
5	11,32 Hz		

5.2 Conclusion

Des essais statiques et dynamiques ont été réalisés sur un muret de foamglas de 1828x635x127 mm dont les couches sont séparées par du papier goudronné. Les essais statiques ont permis d'établir que la rigidité latérale du muret ainsi que la charge ultime de glissement des couches variaient faiblement en fonction de la présence ou non d'un gradient thermique. Cependant, il a été observé que la rigidité latérale était diminuée d'un facteur de 4,75 lorsqu'on a une réduction importante de l'ordre de 90% de la charge de confinement. De plus, cette relation est non-linéaire.

Lors des essais dynamiques, les murets de foamglas ont été soumis à plusieurs cycles d'incrémentation en accélération de 0,2 g à 1 g. Ces essais ont permis d'observer la fissuration de quelques blocs. Cependant, ces fissures étaient réparties de façon aléatoire sur le muret de sorte qu'aucune fissure ne traversait l'épaisseur en entier. En

fait, l'utilisation de papier goudronné a démontré qu'il avait un effet bénéfique sur le comportement de l'assemblage foamglas-papier goudronné. Bien que celui-ci n'empêche pas la fissuration locale de quelques blocs, qui peut être due tant au chargement statique vertical qu'au chargement dynamique horizontal, il bloque la propagation des fissures à travers l'épaisseur totale de foamglas. Ceci n'était pas le cas lorsque les blocs de foamglas étaient séparés par du goudron liquide qui, à basse température, devenait très rigide et rendait l'ensemble monolithique mais fragile.

Pour ce qui est de l'analyse par éléments finis du comportement dynamique de réservoirs de liquides, la modélisation de réservoirs ayant un rapport L/R variant de 4 à 0,5 a permis d'observer des comportements bien différents. En effet, pour les réservoirs élancés, les modes de renversement prédominaient sur les modes d'ovalisation tandis que pour les réservoirs trapus, l'inverse a été observé. Il a de plus été démontré que les différents types de mode influençaient directement le type de mode de rupture observé sur les réservoirs.

Si on se rapporte à la philosophie du design parasismique qui stipule que le design d'une structure doit être fait de façon à ce que celle-ci ne subisse aucun dommage lors d'un séisme de faible amplitude, des dommages mineurs lors d'un séisme d'amplitude moyenne et des dommages acceptables sans entraîner la perte de l'ouvrage lors de séisme de forte amplitude, on peut classer les types de dommages et par le fait même le type de

mode correspondant. Pour un réservoir, la perte de l'ouvrage s'apparente à la perte du contenu du réservoir.

On a constaté que des deux types de modes fondamentaux de réservoirs, ce sont les modes de renversement qui sont susceptibles de produire des dommages pouvant entraîner la perte du contenu des réservoirs. Une analyse dynamique sur un réservoir réel ancré de 34,4 m de hauteur et 21,64 m de rayon a permis d'identifier les fréquences des modes de ce type en fonction de la variation du niveau de liquide. Il est apparu qu'un tel réservoir était susceptible de subir des dommages importants lorsque soumis à un séisme typique de l'ouest américain dont le contenu fréquentiel est susceptible d'amplifier les vibrations du premier mode de renversement lorsque le réservoir est plein à 100%. Pour le même réservoir situé dans l'est, ce sont les modes d'ordre supérieur pour des niveaux de liquide correspondant à 50% et moins qui seront amplifiés par un séisme. Les risques de renversement du réservoir sont donc grandement diminués.

5.3 Recommandation pour recherches futures

Les essais expérimentaux sur le foamglas ont permis d'établir que les risques de perte de capacité isolante d'un matériau isolant rigide lorsque soumis aux vibrations typiques d'un dynamitage sont relativement faibles. Cependant, dans le but d'évaluer ceux-ci à long terme, des essais de fatigue représentant plusieurs cycles de dynamitage

devraient être effectués. Ces essais devraient inclure plusieurs cycles de chargement vertical, plusieurs cycles de refroidissement et plusieurs historiques de dynamitage afin de refléter au mieux les conditions tout au long de la vie d'un tel matériau.

Pour ces essais, il serait intéressant d'étudier l'option d'utiliser un vérin dynamique à double action dont la charge serait appliquée au sommet du muret et remplacerait les efforts d'inertie engendrés par la masse utilisé dans ce mémoire. Ceci permettrait d'éliminer le couplage dynamique entre le cadre rigide, requis pour appliquer le chargement vertical, et le muret de foamglas.

En ce qui a trait à l'analyse du comportement dynamique de réservoir de liquide par la méthode des éléments finis, il serait intéressant d'utiliser la version 7.0 du logiciel ADINA afin d'effectuer des analyses dans le temps pour le réservoir réel dont les modes et les fréquences de vibration ont été calculés dans ce mémoire. De plus, si un espace disque accru devient disponible, il serait intéressant d'utiliser un maillage plus raffiné pour la paroi du réservoir et d'évaluer l'importance relative sur les contraintes produites respectivement par les modes d'ovalisation et les modes de renversement.

De plus, certains aspects de l'analyse ont été négligés dans ce mémoire. Ainsi, pour les analyses futures, il serait intéressant, lors d'un séisme, de permettre le soulèvement d'une partie de la base du réservoir et de calculer le pourcentage de la base

qui demeure en contact avec le sol ainsi que l'accroissement des contraintes correspondantes dans la paroi verticale du réservoir.

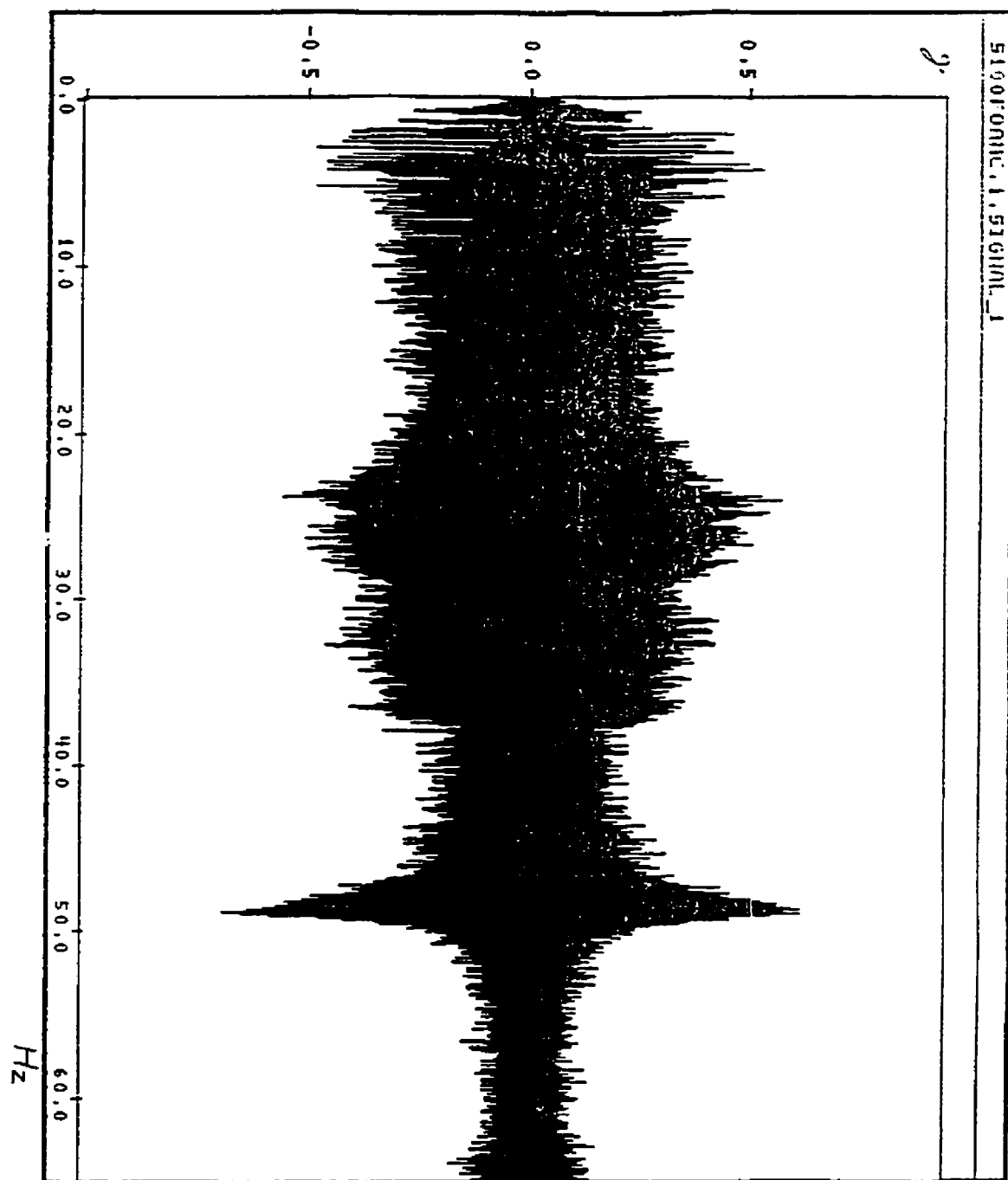
RÉFÉRENCES

1. ALBASSINY, E. L. et MARTIN, D. W. (1967). Bending and Membrane Equilibrium in Cooling Towers. *Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE*, 93, No. EM3.
2. BLEVINS, R. D. (1979). *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Litton Educational Publishing Inc. 349 p.
3. CLOUGH, R. W. (1987). Seismic Behavior of Cylindrical Liquid Storage Tanks. *Proceedings of Recent Advances in Earthquakes - Resistant design*, University of California, Berkeley.
4. FLUGGE, W. (1967). *Stresses in Shells*, Springer-Verlag, Berlin.
5. HAROUN, M. A. et HOUSNER, G. W. (1982). Dynamic Characteristics of Liquid Storage Tanks. *Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE*, Vol. 108, No. EM5, 783-800.
6. HOUSNER, G. W. (1957). Dynamic Pressures on Accelerated Fluid Containers. *Bulletin of the Seismological Society of America*, Vol. 47, 15-35.
7. HOUSNER, G. W. (1963). The Dynamic Behavior of Water Tanks. *Bulletin of the Seismological Society of America*, Vol. 53, No. 2, 381-387.
8. JACOBSON, L. S. et AYRE, R. S. (1951). Hydrodynamic Experiments with Rigid Cylindrical Tanks Subjected to Transient Motions. *Bulletin of the Seismological Society of America*, Vol. 41, 313-346.
9. MITCHELL, D. et TINAWI, R. (1992). Structural Damage Due to the April 25, 1991 Costa-Rican Earthquake. *Canadian Journal of Civil Engineering*, Vol. 19, No. 4, 586-605.
10. MITCHELL, D., TINAWI, R. et REDWOOD, R.G. (1990). Damage to Buildings Due to the 1989 Loma Prieta Earthquake - A Canadian Code Perspective. *Canadian Journal of Civil Engineering*, Vol. 17, No. 5, 813-834.
11. MITCHELL, D., TINAWI, R. et SEXSMITH, R.G. (1991). Performance of Bridges in the 1989 Loma Prieta Earthquake - Lessons for Canadian Designers. *Canadian Journal of Civil Engineering*, Vol. 18, No. 4, 711-734.

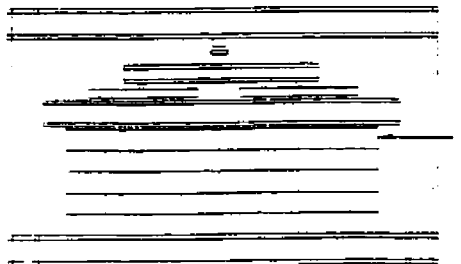
12. OLSON, L. G. et BATHE, K. J. (1985). Analysis of Fluid-Structure Interactions-A Direct Symmetric Coupled Formulation Based on the Fluid Velocity Potential. *Computers & Structures, Vol. 21*, No. 1, 21-32.
13. TINAWI, R. et FILIATRAULT, A. (1991). Étude du comportement du réservoir L80B de l'usine L.S.R. suite au dynamitage de juillet 1990. *Étude préparée pour Gaz Métropolitain Inc.*, 18 p.
14. TINAWI, R. et FILIATRAULT, A. (1994). Détermination expérimentale des propriétés mécaniques de l'assemblage isolant rigide - papier goudronné utilisé à la base des réservoirs L80A et L80B de l'usine L.S.R. *Étude préparée pour Gaz Métropolitain Inc.*, 25 p.
15. TINAWI, R., FILIATRAULT, A. et DORÉ, C. (1993). Damage to Base of LNG Tanks from Blast Loading: Case Study. *Journal of Performance of Constructed Facilities, Vol. 7*, No.3, 148-163.
16. TINAWI, R., MITCHELL, D., et LAW, T. (1990). Les dommages dus au tremblement de terre du Saguenay du 25 novembre 1988. *Revue canadienne de génie civil, Vol. 17*, No. 3, 366-394.
17. VELETOS, A. S.(1974). Seismic Effects in Flexible Liquid Storage Tanks. *Proceedings of the International Association for Earthquake Engineering, Fifth World Conference, Vol. 1*, Rome, Italy, 630-639.
18. VELETOS, A. S. et YANG, J. Y. (1977). Earthquake Response of Liquid Storage Tanks. *Advances in Civil Engineering Through Engineering Mechanics, Proceedings, EMD Specialty Conference, ASCE, Raleigh, N.C.*, 1-24.
19. VRONAY, D. F. et SMITH, B. L.(1970). Free Vibration of Circular Cylindrical Shells of Finite Length. *AIAA Journal, Technical Notes, Vol. 8*, No. 2, 601-603.
20. YU, Y. Y. (1955). Free Vibration of Thin Cylindrical Shells Having Finite Lengths with Freely Supported and Clamped Edges. *Journal of Applied Mechanics, Vol. 77*, 547-552.
21. ZIENKIEWICZ, O. C.(1977). *The Finite Element Method*, McGraw-Hill.
22. Foamglas HLB Cellular Glass for the Insulation of Liquefied Gas Tank Base (1986). *Publication No. PCE-ENG-6/86-i22-2M*, Pittsburgh Corning, Pittsburgh, Pa.

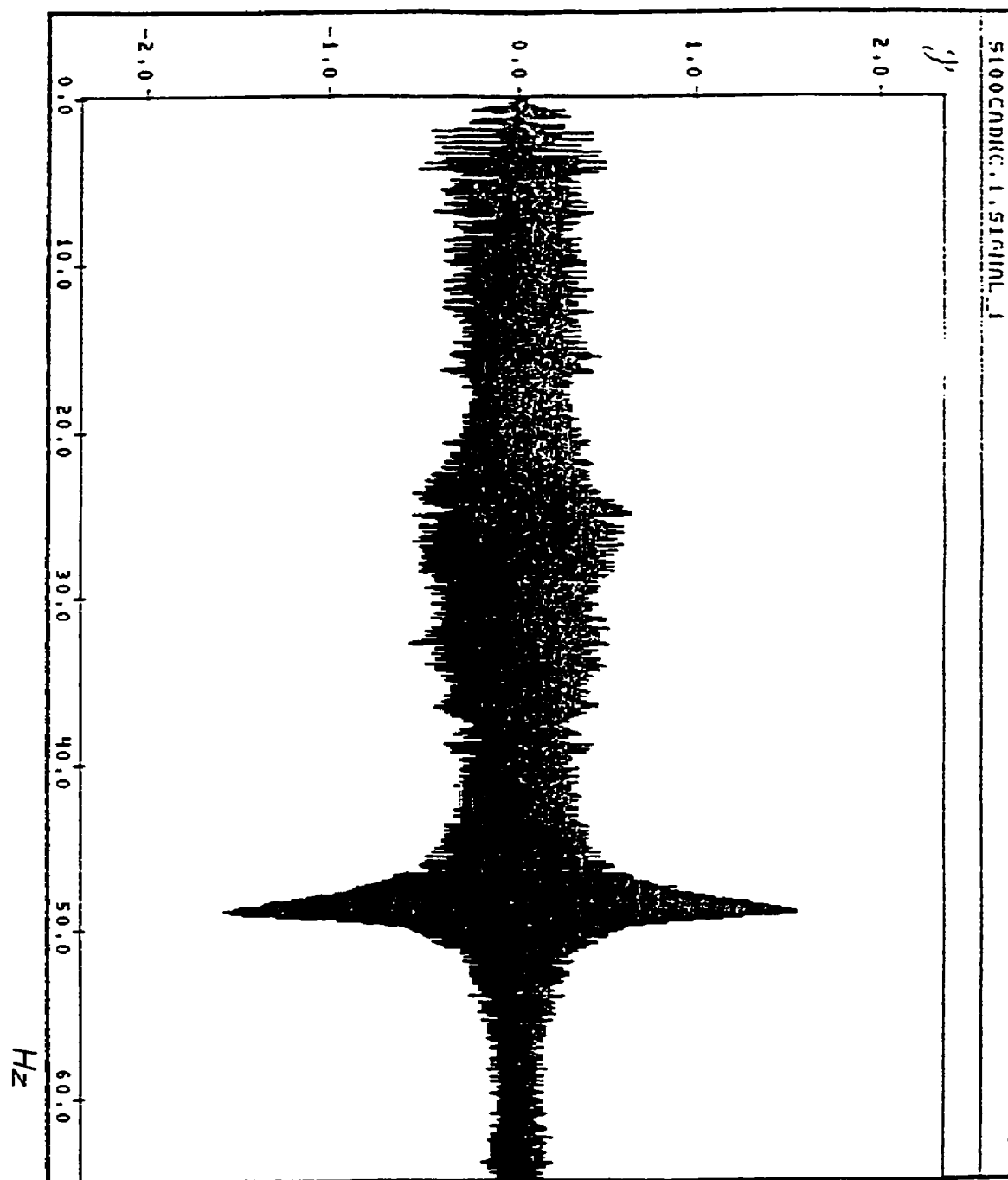
ANNEXES

ANNEXE A

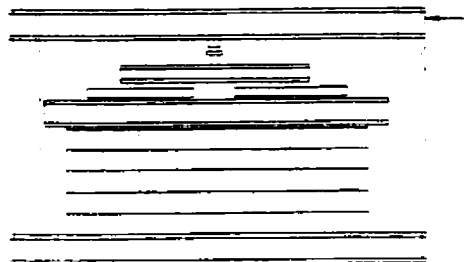


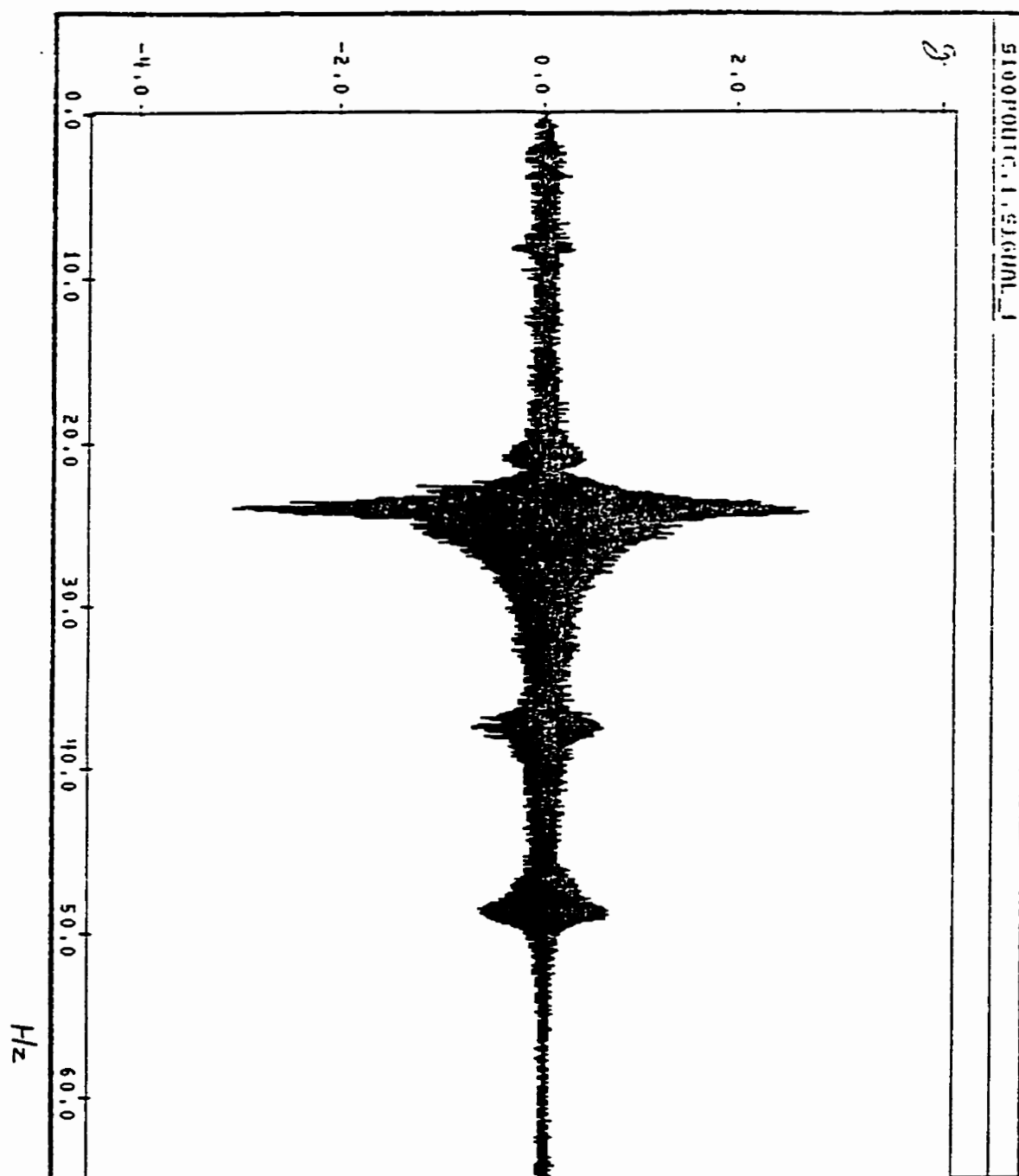
ACCELÉROMÈTRE 2
SOMMET DU MURET
BALAYAGE
DE 1 à 50 Hz
100 % DE CONFINEMENT
-120°C à -40°C
ESSAI 4



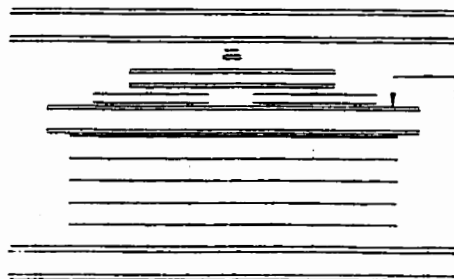


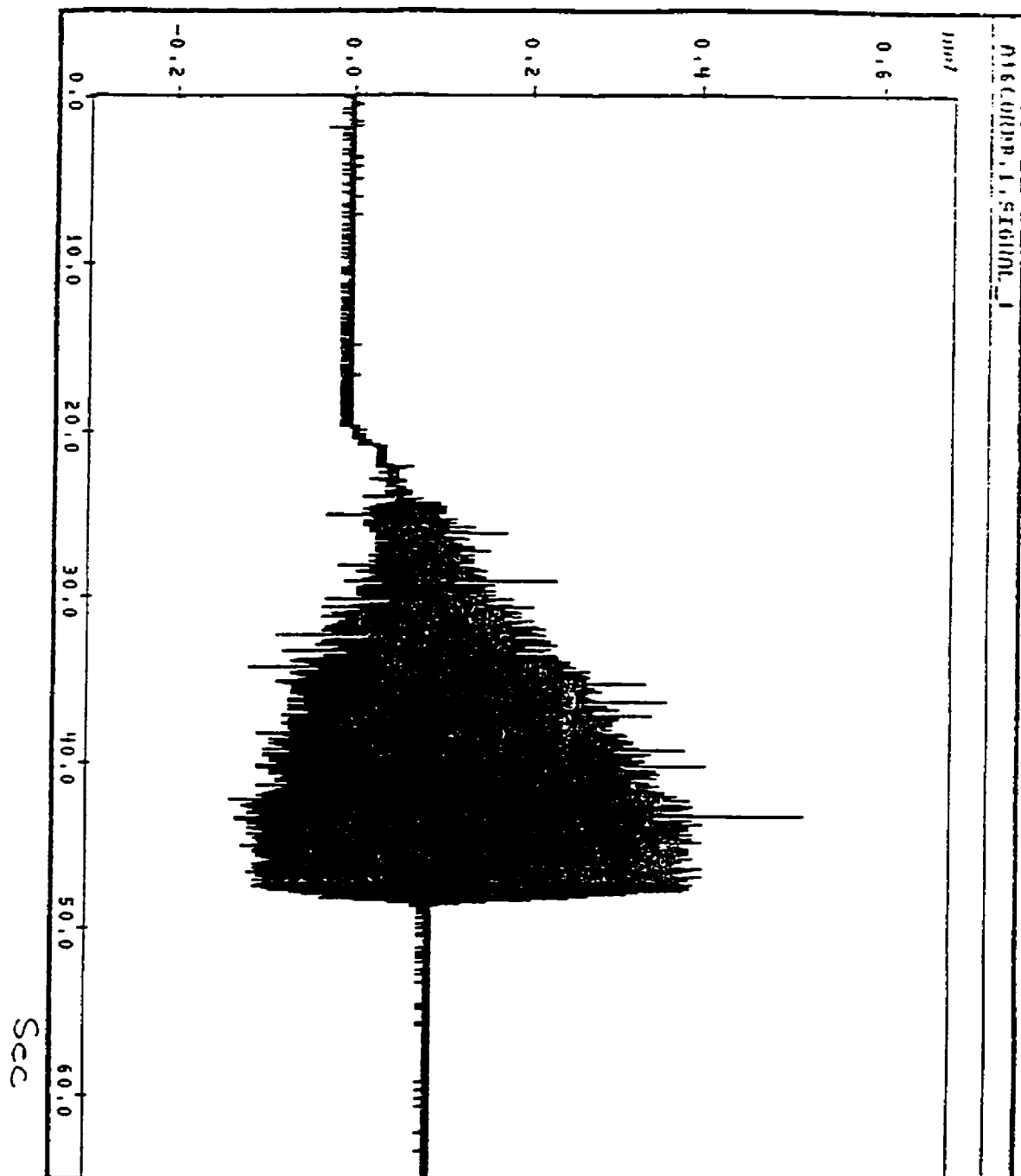
ACCELEROMETRE 4
SOMMET DU CADRE
BALAYAGE
DE 1 à 50 Hz
100 % DE CONFINEMENT
-120°C à -40°C
ESSAI 4



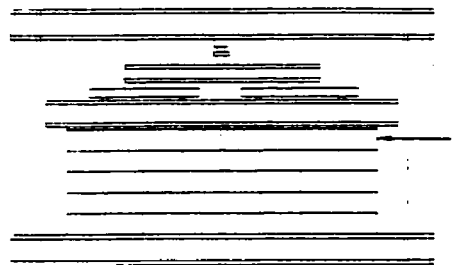


ACCELÉROMÈTRE 5
EXTRÉMITÉ D'UNE POUTRE
BALAYAGE
DE 1 à 50 Hz
100 % DE CONFINEMENT
-120°C à -40°C
ESSAI 4





**HISTORIQUE DE
DÉPLACEMENT
INCRÉMENTATION EN ACCÉLÉRATION
DE 0,2 à 1 g
16 % DE CONFINEMENT
-120°C à -40°C
ESSAI 6 (FRÉQUENCE: 35,5 Hz)**



ANNEXE B

TABLEAU 1

Comparaison des fréquences (Hz) pour un réservoir vide ($h=305$ mm et $a=76$ mm)

Vronay et Smith (1970) Solution théorique			ADINA 25 Éléments en circonférence				ADINA 12 Éléments en circonférence			
$h=305$ mm $a=76$ mm			$h=305$ mm $a=76$ mm				$h=305$ mm $a=76$ mm			
frequence	p	m	mode	frequence	p	m	mode	frequence	p	m
1205	1	1	23	1205	1	1	21	1188	1	1
479	1	2	5	478,5	1	2	8	470,9	1	2
255	1	3	2	251,5	1	3	2	250,1	1	3
219	1	4	1	210,4	1	4	1	211,3	1	4
280	1	5	3	269,9	1	5	3	265,2	1	5
			4	377,2	1	6	4	317	1	6
			6	512,4	1	7	12	723,4	1	7
			10	669,1	1	8	15	987,8	1	8
			13	842,3	1	9	23	1418	1	9
			18	1022	1	10				
			22	1183	1	11				
2136	2	2					24	1437	2	2
1240	2	3	26	1229	2	3	14	853,2	2	3
800	2	4	12	791,9	2	4	9	567,7	2	4
597	2	5	8	589,5	2	5	6	428,4	2	5
			7	539,6	2	6	5	401,3	2	6
			9	595,6	2	7				
			11	716,2	2	8				
			14	874	2	9				
			20	1051	2	10				
1906	3	4		1852	3	4	26	1469	3	4
1371	3	5		1339	3	5	11	695,2	3	5
			19	1047	3	6	10	690,2	3	6
			16	919,2	3	7				
			15	912,1	3	8	13	832,9	3	8
			17	991,6	3	9	18	1110	3	9
			21	1120	3	10	29	1682	3	10
			24	1219	3	11				
6228	4	2					31	1955	4	2
4401	4	3					25	1464	4	3
3158	4	4					22	1224	4	4
2343	4	5					17	1099	4	5
							19	1125	4	6
			25	1225	4	11				
							30	1745	5	4
							27	1588	5	5
							28	1628	5	6

TABLEAU 2 (suite)

TABLEAU COMPARATIF POUR DIFFÉRENTES DIMENSIONS DE RÉSERVOIRS
CLASSÉ SELON LES MODES
 Pour 25 éléments sur la circonférence

Vronay et Smith Solution théorique			ADINA 25 Éléments en circonférence															
h=305mm a=76 mm			h=305mm a=76 mm				h=229 mm a=88 mm				h=152 mm a=108 mm				h=76 mm a=152 mm			
freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m
			21	1120	3	10	20	1049	3	10	19	1162	3	10				
			24	1219	3	11	21	1070	3	11	17	1082	3	11				
											25	1476	3	11				
							23	1101	3	12	16	1061	3	12				
											21	1297	3	12				
											20	1283	3	13	27	2182	3	13
											22	1328	3	13				
											24	1467	3	14	26	2177	3	14
											30	1676	3	15	28	2215	3	15
															29	2274	3	16
															30	2356	3	17
							27	1309	4	10	29	1585	4	10				
			25	1225	4	11	26	1239	4	11	26	1481	4	11				
							25	1232	4	12								
											28	1519	4	13				
											27	1517	4	14				

TABLEAU 3

TABLEAU COMPARATIF POUR DIFFÉRENTES DIMENSIONS DE RÉSERVOIRS

CLASSÉ SELON LES MODES

Pour 12 éléments sur la circonférence

Vronay et Smith Solution théorique			ADINA 12 Éléments en circonférence															
h=305mm a=76 mm			h=305mm a=76 mm			h=229 mm a=88 mm			h=152 mm a=108 mm			h=76 mm a=152 mm						
freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m
1205	1	1	21	1188	1	1	22	1756	1	1								
479	1	2	8	470,9	1	2	10	781	1	2								
255	1	3	2	250,1	1	3	4	424,5	1	3	4	497,3	1	3				
219	1	4	1	211,3	1	4	3	280,9	1	4	3	349	1	4	3	814,4	1	4
280	1	5	3	265,2	1	5	1	243,6	1	5	2	274,3	1	5	2	783,2	1	5
			4	317	1	6	2	250	1	6	1	253	1	6	1	771,1	1	6
							5	485,7	1	6	6	828,6	1	6				
			12	723,4	1	7	9	612,1	1	7								
			15	987,8	1	8	11	813,5	1	8								
			23	1418	1	9	16	1165	1	9					4	850,2	1	9
							24	1819	1	10	5	801,2	1	10	5	908,2	1	10
											15	1667	1	11	6	1172	1	11
2136	2	2	24	1437	2	2												
1240	2	3	14	853,2	2	3												
800	2	4	9	567,7	2	4												
597	2	5	6	428,4	2	5					9	961,7	2	5	8	2322	2	5
			5	401,3	2	6	6	500,4	2	6	8	947,3	2	6	7	2291	2	6
							7	513,4	2	7	7	897,6	2	7				
							8	611,6	2	8	10	986,1	2	8	9	2479	2	8
							12	817,2	2	9	11	1066	2	9	10	2706	2	9
							17	1254	2	10	13	1245	2	10	11	2936	2	10
											16	1936	2	11	14	3133	2	11
															26	4536	3	1
											21	2372	3	2	24	4260	3	2
															19	3881	3	3
															22	4066	3	3
1906	3	1	26	1469	3	4									17	3457	3	4
1371	3	5	11	695,2	3	5									16	3310	3	5
			10	690,2	3	6	14	1079	3	6	17	1986	3	6	15	3286	3	6
							13	1067	3	7	18	1999	3	7				
							25	1844	3	7								
			13	832,9	3	8	15	1134	3	8	19	2116	3	8	18	3559	3	8
			18	1110	3	9	18	1275	3	9	20	2259	3	9				
			29	1682	3	10	19	1605	3	10	22	2500	3	10				
											23	2822	3	11				
6228	4	2	31	1955	4	2									27	4668	4	2
4401	4	3	25	1464	4	3	27	2012	4	3	27	3436	4	3	25	4368	4	3

TABLEAU 3 (suite)

TABLEAU COMPARATIF POUR DIFFÉRENTES DIMENSIONS DE RÉSERVOIRS CLASSÉ SELON LES MODES

Pour 12 Éléments sur la circonférence

Vronay et Smith Solution théorique			ADINA 12 Éléments en circonférence															
h=305 mm a=76 mm			h=305 mm a=76 mm				h=229 mm a=88 mm				h=152 mm a=108 mm				h=76 mm a=152 mm			
freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m	mode	freq (Hz)	p	m
3158	4	4	22	1224	4	4	26	1850	4	4	26	3131	4	4	23	4140	4	4
2343	4	5	17	1099	4	5	21	1740	4	5	25	2889	4	5	20	3968	4	5
			19	1125	4	6	23	1761	4	6	24	2863	4	6	21	3975	4	6
							29	2286	4	10								
			30	1745	5	4									30	4816	5	4
			27	1588	5	5									29	4690	5	5
			28	1628	5	6									28	4690	5	6
											29	3512	5	7				

TABLEAU 4

TABLEAU COMPARATIF POUR DIFFÉRENTES DIMENSIONS DE RÉSERVOIRS
MODES PRÉSENTÉS DANS L'ORDRE FRÉQUENTIEL
 Pour 25 Éléments sur la circonférence

h=305mm a=76 mm				h=229 mm a=88 mm				h=152 mm a=108 mm				h=76 mm a=152 mm			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
1	210,4	1	4	1	265,6	1	5	1	364,6	1	6	1	433,6	1	12
2	251,5	1	3	2	301,8	1	4	2	387,3	1	6	2	451,8	1	11
3	269,9	1	5	3	309,3	1	6	3	394,1	1	8	3	490,5	1	10
4	377,2	1	6	4	396,8	1	7	4	456,9	1	9	4	551,9	1	9
5	478,5	1	2	5	465,5	1	3	5	482,5	1	5	5	639,9	1	8
6	512,4	1	7	6	509,4	1	8	6	536,6	1	10	6	761,1	1	7
7	539,6	2	6	7	638,5	1	9	7	618	1	11	7	926,4	1	6
8	589,5	2	5	8	678,8	2	8	8	675,6	1	12	8	1156	1	5
9	595,6	2	7	9	680,9	2	7	9	679,4	1	4	9	1158	2	13
10	669,1	1	8	10	741,3	2	9	10	774,2	2	12	10	1164	2	14
11	716,2	2	8	11	773,4	2	6	11	775,4	2	11	11	1195	2	15
12	791,9	2	4	12	776,7	1	10	12	798,8	2	10	12	1230	?	?
13	842,3	1	9	13	841	2	10	13	857	2	9	13	1245	2	16
14	874	2	9	14	877,6	1	2	14	964,5	2	8	14	1281	?	11
15	912,1	3	8	15	907,8	1	11	15	1047	1	3	15	1318	2	17
16	919,2	3	7	16	950	2	11	16	1061	3	12	16	1379	?	?
17	991,6	3	9	17	984,2	2	5	17	1082	3	11	17	1419	2	18
18	1022	1	10	18	998,5	1	12	18	1135	2	7	18	1486	1	4
19	1047	3	6	19	1029	2	12	19	1162	3	10	19	1526	?	9
20	1051	2	10	20	1049	3	10	20	1283	3	13	20	1557	2	19
21	1120	3	10	21	1070	3	11	21	1297	3	12	21	1729	?	8
22	1183	1	11	22	1072	3	9	22	1328	3	13	22	1755	2	20
23	1205	1	1	23	1101	3	12	23	1388	2	6	23	1990	1	3
24	1219	3	11	24	1159	3	8	24	1467	3	14	24	2000	?	7
25	1225	4	11	25	1232	4	12	25	1476	3	11	25	2056	2	21
26	1229	2	3	26	1239	4	11	26	1481	4	11	26	2177	3	14
	1339	3	5	27	1309	4	10	27	1517	4	14	27	2182	3	13
	1852	3	4	28	1340	3	7	28	1519	4	13	28	2215	3	15
				29	1361	2	4	29	1585	4	10	29	2274	3	16
								30	1676	3	15	30	2356	3	17

TABLEAU 5

TABLEAU COMPARATIF POUR DIFFÉRENTES DIMENSIONS DE RÉSERVOIRS
MODES PRÉSENTÉS DANS L'ORDRE FRÉQUENTIEL
 Pour 12 Éléments sur la circonférence

h=305mm a=76 mm				h=229 mm a=88 mm				h=152 mm a=108 mm				h=76 mm a=152 mm			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
1	211,3	1	4	1	243,6	1	5	1	253	1	6	1	771,1	1	6
2	250,1	1	3	2	250	1	6	2	274,3	1	5	2	783,2	1	5
3	265,2	1	5	3	280,9	1	4	3	349	1	4	3	814,4	1	4
4	317	1	6	4	424,5	1	3	4	497,3	1	3	4	850,2	1	9
5	401,3	2	6	5	485,7	1	6	5	801,2	1	10	5	908,2	1	10
6	428,4	2	5	6	500,4	2	6	6	828,6	1	6	6	1172	1	11
7	468,2	?	6	7	513,4	2	7	7	897,6	2	7	7	2291	2	6
8	470,9	1	2	8	611,6	2	8	8	947,3	2	6	8	2322	2	5
9	567,7	2	4	9	612,1	1	7	9	961,7	2	5	9	2479	2	8
10	690,2	3	6	10	781	1	2	10	986,1	2	8	10	2706	2	9
11	695,2	3	5	11	813,5	1	8	11	1066	2	9	11	2936	2	10
12	723,4	1	7	12	817,2	2	9	12	1149	?	4	12	3022	?	6
13	832,9	3	8	13	1067	3	7	13	1245	2	10	13	3131	?	5
14	853,2	2	3	14	1079	3	6	14	1603	?	3	14	3133	2	11
15	987,8	1	8	15	1134	3	8	15	1667	1	11	15	3286	3	6
16	988,2	?	6	16	1165	1	9	16	1936	2	11	16	3310	3	5
17	1099	4	5	17	1254	2	10	17	1986	3	6	17	3457	3	4
18	1110	3	9	18	1275	3	9	18	1999	3	7	18	3559	3	8
19	1125	4	6	19	1605	3	10	19	2116	3	8	19	3881	3	3
20	1161	?	7	20	1700	?	6	20	2259	3	9	20	3968	4	5
21	1188	1	1	21	1740	4	5	21	2372	3	2	21	3975	4	6
22	1224	4	4	22	1756	1	1	22	2500	3	10	22	4066	3	3
23	1418	1	9	23	1761	4	6	23	2822	3	11	23	4140	4	4
24	1437	2	2	24	1819	1	10	24	2863	4	6	24	4260	3	2
25	1464	4	3	25	1844	3	7	25	2889	4	5	25	4368	4	3
26	1469	3	4	26	1850	4	4	26	3131	4	4	26	4536	3	1
27	1588	5	5	27	2012	4	3	27	3436	4	3	27	4668	4	2
28	1628	5	6	28	2241	?	4	28	3483	4	?	28	4690	5	6
29	1682	3	10	29	2286	4	10	29	3512	5	7	29	4690	5	5
30	1745	5	4	30	2417	5	?	30	3609	?	6	30	4816	5	4

TABLEAU 6
MODELE DE HAROUN ET HOUSNER
L=12,2 m R=18,3 m

25 éléments				12 éléments			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
1	2,731	1	12	1	4,214	1	6
2	2,809	1	11	2	4,25	1	5
3	2,998	1	10	3	4,351	1	4
4	3,338	1	9	4	4,518	1	3
5	3,871	1	8	5	4,989	1	2
6	4,648	1	7	6	7,243	1	1
7	5,751	1	6	7	14,34	2	6
8	6,483	2	12	8	14,49	2	7
9	6,566	2	14	9	15,38	2	8
10	6,796	2	15	10	16,65	2	3
11	6,96	1	13	11	16,65	1	6
12	7,17	2	16	12	17,62	2	5
13	7,305	1	14	13	17,76	2	2
14	7,319	1	5	14	18,86	2	1
15	7,714	2	17	15	20,31	2	4
16	7,955	1	10	16	22,94	3	6
17	8,482	2	18	17	23,32	3	5
18	8,93	1	9	18	24,86	3	3
19	9,563	2	19	19	25,4	3	4
20	9,622	1	4	20	27,3	4	6
21	10,27	1	8	21	27,62	4	5
22	11,13	2	20	22	28,23	3	3
23	12,07	1	7	23	29,99	4	4
24	12,9	3	?	24	30,09	5	6
25	12,95	3	14	25	30,45	5	5
26	13,2	3	10	26	30,49	3	2
27	13,22	1	3	27	32,32	6	6
28	13,51	2	4	28	32,55	3	1
29	13,58	3	15	29	32,75	3	2
30	10,09	3	17	30	32,84	6	5
31	14,47	3	6	31	32,9	5	4
32	14,77	3	18	32	32,97	4	3
33	15,66	3	19	33	34,29	7	6
34	16,67	3	5	34	35,06	7	?
35	17,39	2	3	35	35,44	4	2
36	17,99	3	5	36	35,45	6	4
37	18,41	3	4	37	35,5	5	3

TABLEAU 6 (SUITE)
MODELE DE HAROUN ET HOUSNER
L=12,2 m R=18,3 m

25 éléments				12 éléments			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
38	18,66	4	13	38	35,7	?	?
39	18,71	4	11	39	36,09	4	1
40	19,09	4	12	40	36,12	8	6
41	19,38	1	2	41	37,17	8	5
42	19,65	4	9	42	37,77	9	6
43	20,37	4	8	43	37,78	6	3
44	21,27	4	7	44	37,83	5	2
45	21,27	3	3	45	37,95	7	4
46	22,33	4	6	46	39,09	9	?
47	22,77	4	4	47	39,17	10	6
48	23,3	5	13	48	39,82	5	1
49	23,33	5	14	49	39,92	6	2
50	23,55	4	5	50	40,23	11	6
51	23,64	3	12	51	40,23	7	3
52	23,81	5	10	52	40,38	8	4
53	24,17	3	3	53	40,7	10	?
54	24,32	2	2	54	40,87	12	6
55	24,5	5	9	55	41,9	7	2
56	25,03	4	4	56	41,91	11	?
57	25,21	5	10	57	42,24	6	1
58	25,36	5	8	58	42,61	9	4
59	26,43	5	7	59	42,65	12	?
60	26,76	3	2	60	42,83	8	3
61	26,8	3	9	61	43,79	7	1
62	26,99	4	3	62	43,87	?	?
63	27,12	6	13	63	44,04	8	2
64	27,21	6	?	64	44,16	?	?
65	27,7	5	6	65	44,23	?	?
66	27,81	6	?	66	44,44	?	?
67	28,58	6	?	67	44,47	10	4
68	28,91	6	8	68	44,91	?	?
69	29,11	5	5	69	45,03	7	1
70	29,58	6	?	70	45,47	9	3
71	30,08	5	3	71	45,7	8	1
72	30,31	6	?	72	45,78	?	?
73	30,45	7	?	73	45,86	11	4
74	30,53	4	2	74	46,6	9	2

TABLEAU 6 (SUITE)

MODELE DE HAROUN ET HOUSNER

L=12,2 m R=18,3 m

25 éléments				12 éléments			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
75	30.58	5	4	75	46.73	12	4
76	30,6	1	1	76	47.16	?	?
77	30.63	7	?	77	47.84	10	3
78	31.36	7	20	78	47.95	9	1
79	31.53	6	?	79	49.11	?	?
80	32.18	6	?	80	49.36	10	2
81	32.23	7	?	81	49.69	11	3
82	32.29	5	3	82	50.47	10	1
83	32.85	6	5	83	50.87	12	3
84	33.07	7	?	84	51.52	?	?
85	33,24	2	1	85	51.98	11	2
86	33.45	8	24	86	53.18	11	1
87	33.76	8	3	87	53.85	12	2
88	33.93	7	?	88	54.05	?	?
89	34.12	5	2	89	53.35	?	6
90	34.15	6	4	90	55.46	12	1
91	34.69	8	?	91	55.88	?	5
92	34.83	7	6	92	56.14	?	?
93	35.48	6	3	93	57.42	?	4
94	35.77	8	?	94	59.47	?	3
95	35.93	?	?	95	60.86	?	2
96	36.03	7	5	96	61.21	?	1
97	36.07	7	6	97	64.76	?	?
98	36.13	9	?	98	74.68	?	1
99	36.6	9	?	99	77.06	?	2
100	36.75	8	?	100	80.17	?	3
101	37.26	6	2	101	83.03	?	4
102	37,3	3	1	102	83,4	?	?
103	37,4	7	4	103	84.6	?	?
104	37.59	8	?	104	84.8	?	6
105	37.72	9	?	105	84.83	?	5
106	38.25	4	1	106	86.66	?	6
107	38.39	10	?	107	87.65	?	?
108	38.49	8	?	108	88.73	?	1
109	38.89	7	3	109	92.51	?	4
110	39.01	10	?	110	92.98	?	1
111	39.05	9	?	111	93.55	?	2

TABLEAU 6 (SUITE)

MODELE DE HAROUN ET HOUSNER

L=12,2 m R=18,3 m

25 éléments				12 éléments			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
112	39,13	8	?	112	94,82	?	3
113	39,51	5	1	113	95,31	?	6
114	40,03	10	?	114	95,58	?	5
115	40,17	11	?	115	95,78	?	6
116	40,29	9	?	116	95,99	?	4
117	40,31	10	?	117	96,03	?	6
118	40,4	7	2	118	96,97	?	5
119	40,6	8	4	119	97,24	?	5
				120	97,4	?	6
				121	98,33	?	5
				122	99,26	?	1
				123	100,3	?	4
				124	100,6	?	4
				125	101,6	?	4
				126	101,7	?	6
				127	102,1	?	?
				128	103,1	?	?
				129	103,2	?	5
				130	103,2	?	?
				131	104,7	?	3
				132	106,1	?	2
				133	106,4	?	3
				134	106,8	?	2
				135	107	?	3
				136	107,1	?	4

TABLEAU 7

FONCTION DE BESSEL DU PREMIER ORDRE

λ_{ij}							
	i						
j	0	1	2	3	4	5	6
0	0	1,8412	3,0542	4,2012	5,3175	6,4156	7,5013
1	3,8317	5,3314	6,7061	8,0152	9,2824	10,5199	11,7349
2	7,0156	8,5363	9,9695	11,3459	12,6819	13,9872	15,2682
3	10,173	11,706	13,1704	14,5859	15,9641	17,3128	18,6374

TABLEAU 8

Détail des calculs pour obtenir le module de compressibilité du LNG

Plage de pression	0 à 10 MPa	10 à 20 MPa	20 à 30 MPa	30 à 40 MPa	40 à 50 MPa	50 à 60 MPa
Différentiel de pression	10 MPa	10 MPa	10 MPa	10 MPa	10 MPa	10 MPa
Différentiel de densité	12 kg/m ³	9 kg/m ³	4 kg/m ³	5 kg/m ³	7 kg/m ³	7 kg/m ³
B (Mpa)	370,8 MPa	494,4 MPa	1112,5 MPa	890 MPa	635,7 MPa	635,7 MPa
B (psi)	53 783 psi	71 711 psi	161 349 psi	129 079 psi	92 199 psi	92 199 psi

L'équation utilisé pour calculer le module de compressibilité (B) est:

$$B = - \frac{\Delta p}{\Delta \rho / \rho}$$

LNG Materials & Fluids Data

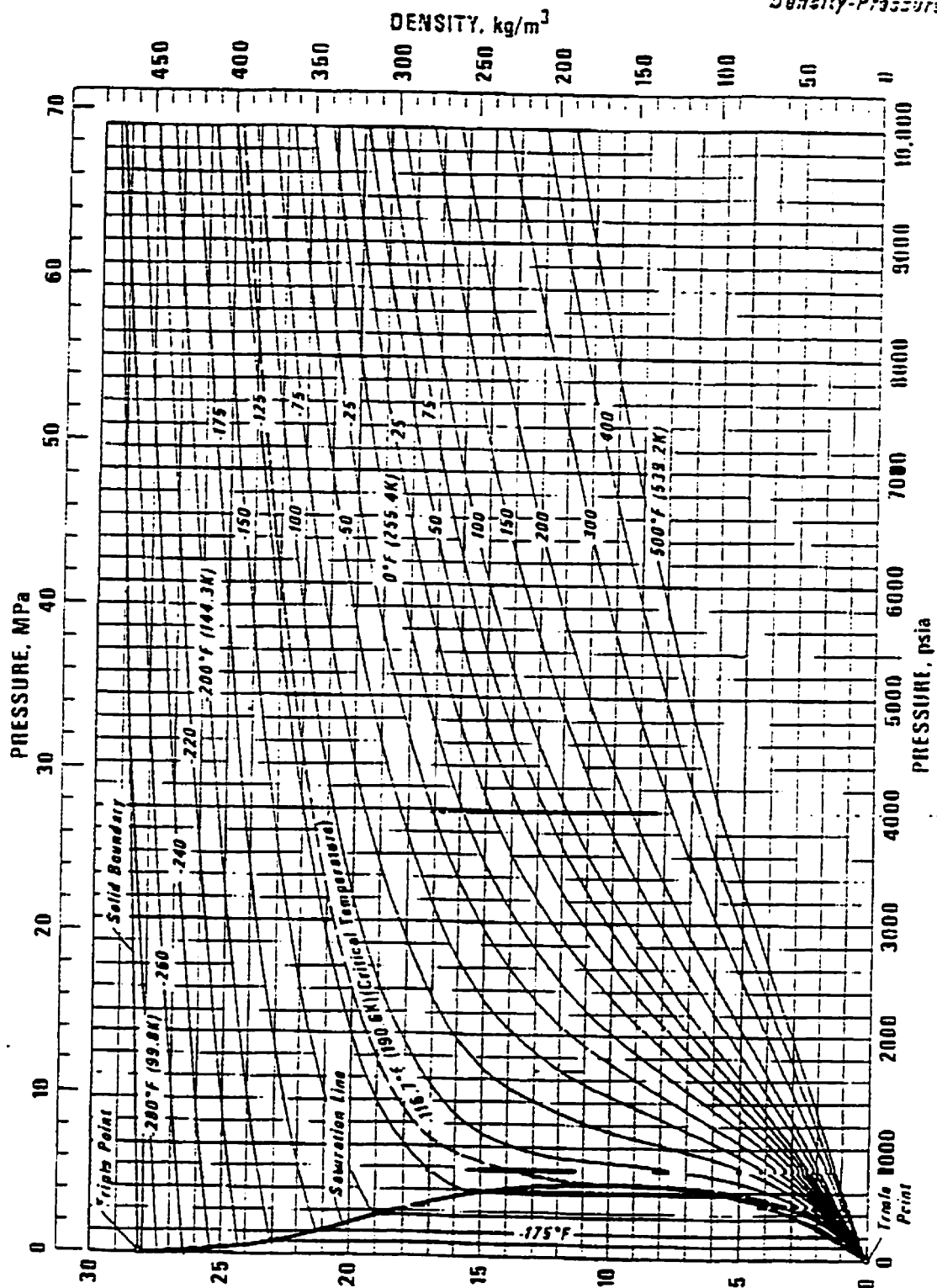
 INSTITUTE
 Density-Pressure


TABLEAU 9
MODELE DE HAROUN ET HOUSNER
L=12,2 m R=18,3 m

Niveau de liquide : 100%				Niveau de liquide : 50%			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
1	0,04558	CR	CR	1	0,04497	CR	CR
2	0,1452	F	F	2	0,1171	F	F
3	0,204	F	F	3	0,1834	F	F
4	0,2341	V	V	4	0,2311	F	F
5	0,2429	F	F	5	0,236	V	V
6	0,2751	F	F	6	0,2693	F	F
7	0,3011	F	F	7	0,2977	F	F
8	0,3062	F	F	8	0,304	F	F
9	0,3273	F	F	9	0,3257	F	F
10	0,334	F	F	10	0,3341	F	F
11	0,3429	V	V	11	0,3429	V	V
12	0,3441	F	F	12	0,3433	F	F
13	0,3654	F	F	13	0,3651	F	F
14	0,3726	F	F	14	0,3729	F	F
15	0,3941	F	F	15	0,3946	F	F
16	0,4439	F	F	16	0,4439	F	F
17	0,4646	F	F	17	0,4649	F	F
18	0,4727	F	F	18	0,4729	F	F
19	0,4912	F	F	19	0,4915	F	F
20	0,502	F	F	20	0,5022	F	F
21	0,5339	F	F	21	0,534	F	F
22	0,547	F	F	22	0,547	V	V
23	2,413	1	6	23	5,177	1	6
24	2,518	1	5	24	5,381	1	5
25	2,869	1	4	25	5,988	1	4
26	3,564	1	3	26	6,981	1	3
27	4,808	1	2	27	8,591	1	2
28	6,088	1	6	28	9,429	2	8
29	6,125	1	7	29	9,51	2	9
30	6,133	1	1	30	9,815	2	7
31	6,293	1	8	31	9,916	2	2
32	6,35	V	V	32	10,12	1	1
33	6,627	1	3	33	10,23	V	V
34	7,292	1	2	34	10,68	3	6
35	8,581	2	6	35	11,22	2	6
36	8,965	2	5	36	12,87	2	5
37	10,05	2	4	37	13,72	2	1
38	10,7	2	1	38	15,75	2	4
39	11,09	3	3				
40	11,65	3	2				
41	12,28	3	1				

TABLEAU 10

MODELE REEL

L=34,14 m R=21,64 m

Niveau de liquide : 100%				Niveau de liquide : 50%				Niveau de liquide : 25%			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
1	0,0398	CR	CR	1	0,0418	CR	CR	1	0,04165	CR	CR
2	0,1446	F	F	2	0,1377	F	F	2	0,1082	F	F
3	0,1894	F	F	3	0,189	F	F	3	0,1692	F	F
4	0,2151	F	F	4	0,2151	F	F	4	0,2129	F	F
5	0,2206	F	F	5	0,2235	F	F	5	0,217	F	F
6	0,2451	F	F	6	0,2527	F	F	6	0,248	F	F
7	0,2671	F	F	7	0,2791	F	F	7	0,2764	F	F
8	0,2791	F	F	8	0,2813	F	F	8	0,2803	F	F
9	0,2813	F	F	9	0,3044	F	F	9	0,3033	F	F
10	0,3036	F	F	10	0,3061	F	F	10	0,3076	F	F
11	0,3177	F	F	11	0,3195	F	F	11	0,3195	F	F
12	0,3195	F	F	12	0,3206	F	F	12	0,3203	F	F
13	0,335	F	F	13	0,3416	F	F	13	0,3418	F	F
14	0,3378	F	F	14	0,3476	F	F	14	0,3488	F	F
15	0,3569	F	F	15	0,3701	F	F	15	0,3715	F	F
16	0,4206	F	F	16	0,4215	F	F	16	0,4216	F	F
17	0,4394	F	F	17	0,4445	F	F	17	0,4451	F	F
18	0,4437	F	F	18	0,4519	F	F	18	0,4525	F	F
19	0,454	F	F	19	0,4718	F	F	19	0,4728	F	F
20	0,4826	F	F	20	0,4862	F	F	20	0,4867	F	F
21	0,5217	F	F	21	0,523	F	F	21	0,5232	F	F
22	0,5322	F	F	22	0,5384	F	F	22	0,5384	F	F
23	0,5384	F	F	23	1,2	F	F	23	1,474	F	F
24	0,5402	F	F	24	1,228	F	F	24	1,475	F	F
25	0,5969	F	F	25	1,326	F	F	25	1,512	F	F
26	0,7449	F	F	26	1,508	F	F	26	1,633	F	F
27	1,099	F	F	27	1,866	F	F	27	1,944	F	F
28	1,253	1	6	28	2,487	2	7	28	2,824	1	6
29	1,304	1	7	29	2,55	1	6	29	3,08	1	5
30	1,453	1	8	30	2,585	2	8	30	3,088	1	1
31	1,692	1	9	31	2,901	2	6	31	3,899	1	4
32	2,049	1	2	32	2,954	2	9	32	5,277	2	6
33	2,065	2	6	33	3,017	1	1	33	5,477	2	5
34	2,095	1	1	34	3,269	2	5	34	5,498	1	3
35	2,153	2	5	35	3,68	2	2	35	6,077	2	4
36	2,477	2	4	36	4,176	2	4	36	6,892	2	3
37	2,619	V	V	37	4,573	1	1	37	7,411	2	2
38	2,706	1	1	38	4,676	V	V	38	8,079	2	2
39	3,107	2	3	39	5,443	2	3	39	8,382	1	1
40	4,145	2	2	40	6,299	3	7	40	8,488	3	7
41	4,51	3	6	41	6,32	2	2	41	8,501	3	8
42	4,557	3	5	42	6,448	3	8	42	8,716	3	6
43	4,854	3	4	43	6,573	3	6	43	8,843	1	1
44	5,132	1	1	44	6,697	?	6	44	8,875	3	9
45	5,283	3	3	45	7,044	1	1	45	8,924	V	V
46	5,346	?	6	46	7,093	3	3	46	10,41	3	2
47	5,423	V	V	47	7,338	3	5	47	10,98	?	6
48	5,568	?	5	48	8,205	?	2	48	11,85	3	5
49	5,678	?	2	49	8,462	?	4	49	13,96	3	4
50	6,145	2	1	50	8,731	2	1	50	14,71	3	5
51	6,153	?	8	51	8,966	V	V	51	14,84	4	6

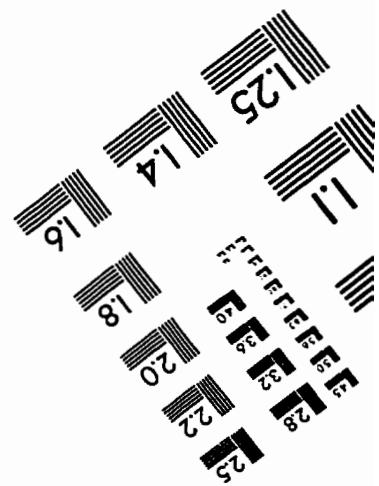
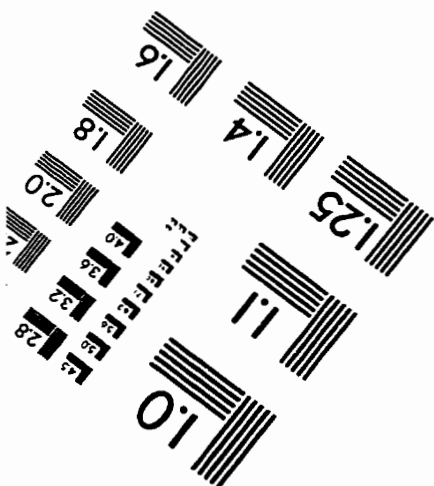
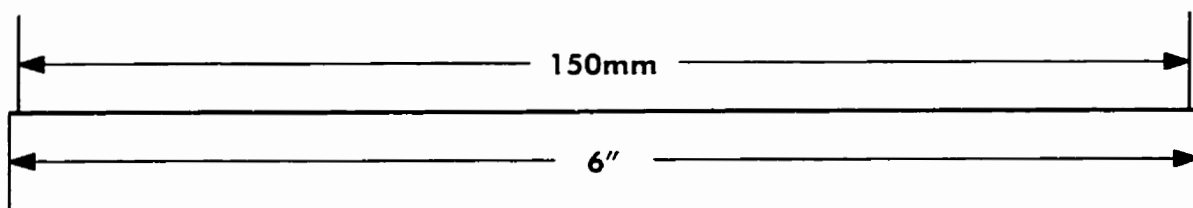
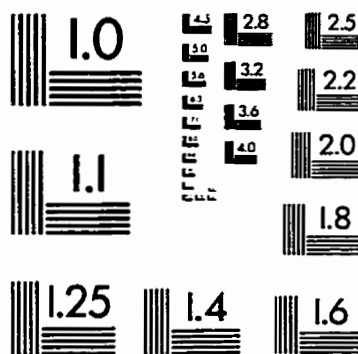
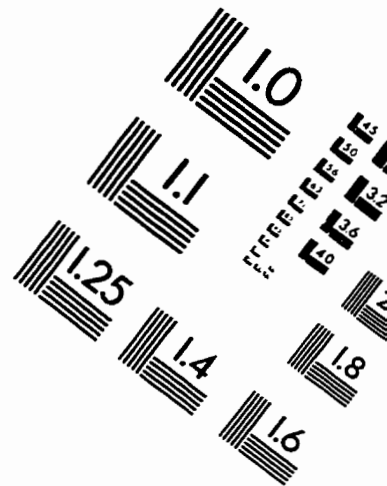
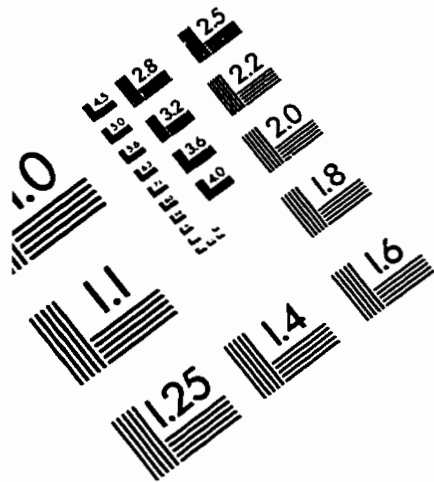
TABLEAU 10 (suite)

MODELE REEL

L=34,14 m R=21,64 m

Niveau de liquide : 100%				Niveau de liquide : 50%				Niveau de liquide : 25%			
mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m	mode	freq. (Hz)	p	m
52	6.839	?	9	52	9,737	?	3	52	15,37	4	8
53	7,07	4	6	53	10,81	?	5	53	15,61	3	3
54	7,135	4	5	54	10,88	4	6	54	16,72	1	1
55	7,257	?	2	55	11,3	4	4	55	17	3	2
56	7,369	3	1	56	11,73	?	2	56	17,74	?	3
57	7,438	V	V	57	12,18	?	3	57	18,26	V	V
58	7,664	4	4	58	12,6	V	V	58	18,55	?	5
59	8,333	4	3	59	12,9	3	1	59	18,62	2	1
60	8,929	4	2	60	13,4	5	5	60	18,67	?	6
61	9,252	V	V	61	13,53	5	6	61	18,83	?	6
62	9,265	4	1	62	13,62	?	2	62	19,18	?	2
63	9,589	5	5	63	13,83	?	4	63	19,36	?	4
64	9,612	5	6	64	14,44	?	3	64	19,54	3	1
65	10,12	5	4	65	15,46	3	2	65	19,67	?	5
66	10,68	5	3	66	15,59	?	6	66	20,64	?	9
67	11,02	V	V	67	16,02	?	5	67	21,89	?	4
68	11,08	5	2	68	16,17	V	V	68	22,95	22,95	6
69	11,3	6	7	69	16,55	?	4	69	23,21	23,21	5
70	11,32	5	1	70	16,72	4	1				

IMAGE EVALUATION TEST TARGET (QA-3)



APPLIED IMAGE, Inc
1653 East Main Street
Rochester, NY 14609 USA
Phone: 716/482-0300
Fax: 716/288-5989

© 1993, Applied Image, Inc., All Rights Reserved