

UNIVERSITE DE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département de Génie Civil

MEMOIRE DE MAGISTER

En Génie Civil

Spécialité : Construction

**EVALUATION DES PERFORMANCES DES TABLES
VIBRANTES : CAS DE LA TABLE VIBRANTE DU CGS**

Par

Idriss ROUAZ

Devant le jury composé de :

ABED Mohamed	Professeur, USTSD	Président
BENSAIBI Mahmoud	Professeur, USTSD	Examineur
HADID Mohamed	MCA, ENSTP	Examineur
BOURAHLA Nouredine	Professeur, USTSD	Rapporteur
BECHTOULA Hakim	Dr. Maitre de recherche, CGS	Invité

Blida, Février 2011

ملخص

في العقود الاخيرة شهدت الطاولات الاهتزازية استعمال واسع في المجال التجريبي لدينامية الهياكل العمراني. هي الأداة الأكثر مناسبة لإعادة تحقيق إشارة زلزالية، ومع ذلك، التحدي الكبير الذي يواجهه الخبراء اليوم هو إعادة تحقيق الإشارة بدقة أثناء التجربة.

الهدف من هذا العمل هو تقديم منهجية لتقييم أداء الطاولات الاهتزازية للتحقق من قدرتها على تحقيق الإشارة المراد انجازها من خلال تقديم تقنيات مختلفة لتصحيح هذه الإشارة، ولهذا تم تنفيذ بروتوكول اختبار لمعايرة الطاولة الاهتزازية ب س-ج-س مع تصميم هيكلين للاختبار لمعرفة إجاباتهم أثناء التجربة.

كلمات المفاتيح: طاولة اهتزازية، منحنيات التنفيذ، التشويه، تقنية تصحيح الإشارة.

RESUME

Durant ces dernières décennies, les tables vibrantes ont connus une large utilisation dans le domaine expérimentale de la dynamique des structures, c'est l'outil le plus approprié pour simuler un signal sismique réel. Cependant, le grand défi qui s'impose aux opérateurs est celui de reproduire fidèlement les signaux désirés lors de l'expérimentation. L'objectif de ce travail est de fournir une méthodologie d'évaluation des performances des tables vibrantes pour vérifier leurs capacité à reproduire fidèlement le signal désiré en présentant les différentes techniques de correction et de compensation de ce signal. Cependant, un protocole d'essai a été effectué pour calibrer la table vibrante du CGS avec la conception de deux spécimens toute en prévoyant leurs réponses avec une simulation numérique lors des essais.

Mots clés : Table vibrante, courbes de performances, distorsions, technique de compensation du signal.

SUMMARY

During the last decades, shaking tables have experienced widespread use in experimental structural dynamics; it is the most appropriate tool to simulate a real seismic signal. However, the big challenge that is necessary for operators to accurately reproduce the desired signals during the experimentation. The objective of this work is to provide a methodology for assessing the performance of shaking tables to check their ability to accurately reproduce the desired signal by presenting the different techniques of correction and compensation of the signal. However, a test protocol was performed to calibrate the shaking table of the CGC with the conception of two specimens while providing their responses with numerical simulation trials.

Keywords: Shaking table, performance curves, distortion, signal compensation technique.

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à remercier Allah, le clément et le miséricordieux de m'avoir donné la force et le courage de mener à bien ce travail.

Le travail présenté dans ce mémoire a été fait au département de Génie Civil de l'Université de SAAD DAHLEB de Blida sous la direction du Professeur **N. BOURAHLA**. Je tiens à le exprimer mon entière reconnaissance et mes sincères remerciements pour tous ses efforts dévoués et ses suivis subtils ainsi que pour ses conseils et critiques durant la réalisation de ce travail.

Je remercie aussi mon co-promoteur **Mr. H. BECHTOULA** et tous les membres du groupe de la recherche de génie parasismique du CGS pour leur soutien et leur aide.

Je remercie Mr. Charchali, Mr. Nacar, Melle Berdiaf, Mr Tafrouit et Mr boukhamacha et Mr. Sofien qui m'ont aidé dans ce travail.

Je ne manquerai pas de remercier vivement madame cherfa.

Je profite en l'occurrence pour exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à tous les enseignants de la graduation et post-graduation pour toutes les informations reçues durant les années d'étude, et qui ont contribué à ma formation

Mes remerciements pour les membres du jury, pour l'honneur qu'ils m'ont accordé en acceptant de juger mon mémoire, et dont la présence donne une dimension supplémentaire à ce travail.

Mes remerciements s'adressent aussi à mes parents qui m'ont épaulé tous au long de ces années de travail.

Finalement, mes amis de la promotion 2008, trouvent ici, l'expression de ma vive et sincère reconnaissance.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A mes parents, ma sœur, mon frère, pour m'avoir toujours soutenu et encouragé dans mes choix, aucune phrase ne sera le juste reflet de mes sentiments.

A ma promo de post-graduation, pour votre superbe sympathie et pour les nombreux délires partagés pendant les années de magister qui n'amusaient que nous, merci pour cette rencontre qui nous a fait grandir.

A Kamel, Lyes, Midou, Rahim, Adel, Amine, Omar et plein d'autres pour tous les moments inoubliables qu'on a partagé et ceux à venir, que beaucoup nous envient encore. Merci.

A mon chère ami Sofiane pour tous nos fous rires en cous .Merci.

A Nesrine, Ourda, Khaled, Nadjat, comment dire ça en 4 lignes ? Merci.

A tous ceux que je n'ai pas cités mais que je n'oublierai pas.

Idriss

TABLE DES MATIERES

RESUME	2
REMERCIEMENTS	4
TABLE DES MATIERES	6
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX	8
LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS	14
INTRODUCTION	17
1. ESSAIS DYNAMIQUES DES STRUCTURES ET TABLES VIBRANTE	21
1.1 Introduction	21
1.2 Techniques principales d'essais dynamiques	21
1.3 Description de la table vibrante	28
1.4 Liste des principales tables vibrantes opérationnelles	38
1.5 Echelle physiques et lois de similitudes	41
1.6 Conclusion	42
2. DESCRIPTION DE LA TABLE VIBRANTE DU CGS	44
2.1 Introduction	44
2.2 Description du laboratoire de génie sismique (CGS)	44
2.3 Dispositif de la dalle d'essai et mur de réaction	47
2.4 Caractéristiques de la table vibrante	49
2.5 Autre dispositifs	56
2.6 Conclusion	58
3. TECHNIQUES DE CORRECTION DU SIGNAL DE COMMANDE D'UNE TABLE VIBRANTE	60
3.1 Introduction	60
3.2 Procédures des méthodes itératives de correction du signal	60

3.3	Calcul de la fonction de transfert du système pour six degrés de libertés	62
3.4	Méthodologie de mise en application des méthodes de compensation	63
3.5	Techniques de compensation	64
3.6	Conclusion	81
4.	CARACTERISATION ET PERFORMANCE DES TABLES VIBRANTES	83
4.1	Introduction	83
4.2	Inspection générale	83
4.3	Performance de la table vibrante	84
4.4	Fidélité de la simulation	86
4.5	Protocole d'essai de performance	96
4.6	Conclusion	99
5.	CONCEPTION ET CONSTRUCTION DU SPECIMEN D'ESSAI	100
5.1	Introduction	100
5.2	Dimensionnement des blocs rigides	100
5.3	Dimensionnement et évaluation des caractéristiques du spécimen	103
5.4	Réponse des spécimens élastiques de 20 tonnes sous des excitations sinusoïdales unie- axiales	109
5.5	Détermination de la bande de fréquence dangereuse pour une réponse globale	114
5.6	Conclusion	126
	CONCLUSION	128
	REFERENCES	130

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1	: Dispositif d'essai de vibration ambiante	22
Figure 1.2	: Dispositif d'essai de vibration forcée	23
Figure 1.3	: Schéma illustratif d'un test pseudo dynamique	25
Figure 1.4	: Vue en 3D d'un Schéma illustratif du système de vibration	28
Figure 1.5	: Centrale hydraulique d'une la table vibrante au Japon	30
Figure 1.6	: Accumulateurs de la table vibrante du SGS	30
Figure 1.7	: Modèle d'un vérin hydraulique MTS 244 équipé d'une servovalve a) Vérin hydraulique modèle MTS 244 b) Coupe longitudinale d'un vérin hydraulique	31
Figure 1.8	: Modèle d'une servovalve série MTS 256	32
Figure 1.9	: Système de contrôle et d'acquisition type	33
Figure 1.10	: Exemple d'unité de contrôle du système hydraulique modèle MTS 436	33
Figure 1.11	: Schéma fonctionnel d'un système de commande analogique simplifié	34
Figure 1.12	: Exemple d'une servo-contrôleur modèle MTS 406	35
Figure 1.13	: Exemples d'un diagramme d'une unité de contrôle de base	35
Figure 1.14	: Exemple d'un Schéma fonctionnel du système de commande digital	36
Figure 1.15	: Schéma illustratif d'implantation du système d'acquisition	38
Figure 2.1	: Vues montrant les travaux lors de la construction	44
Figure 2.2	: Vue globale du laboratoire après l'achèvement des travaux	45
Figure 2.3	: Vue en plan des différents niveaux a) Plan de RDC b) Plan du 1 ^{er} étage c) Plan du 2 ^{ème} étage	46 46 47
Figure 2.4	: Dispositif de test pseudo- dynamique	47
Figure 2.5	: Vue sur dalle d'essais du CGS	48
Figure 2.6	: Vérins hydrauliques du système d'essai de structure	49
Figure 2.7	: Vues sur la table vibrante du CGS a) Schéma illustratif de la table vibrante du CGS b) Emplacement de la table vibrante avant l'installation de la	52

	plateforme	
	c) Emplacement de la table vibrante après installation de la plateforme	
Figure 2.8	: Modèle analytique de la plateforme et le mode de déformation	53
	a) plateforme	
	b) 1 ^{er} Mode, fréquence = 98,27 Hz (mode verticale)	
	c) 2 ^{ème} Mode, fréquence = 126,69 Hz (mode de direction X)	
	d) 3 ^{ème} Mode, fréquence = 127,26 Hz (mode de direction Y)	
Figure 2.9	: Performances enveloppe de la table vibrante du CGS	54
	a) Performance uni axiale de l'axe X	55
	b) Performance uni axiale de l'axe Y	55
	c) Performance uni axiale de l'axe Z	55
Figure 2.10	: Vue de la centrale hydraulique	57
Figure 2.11	: Vue sur le pont roulant du laboratoire du CGS	58
Figure 3.1	: Programme simplifié d'application des techniques de compensation	64
Figure 3.2	: Diagramme simplifié d'un TVC	66
Figure 3.3	: Bloc de diagramme simplifié de contrôle adapté	67
Figure 3.4	: Représentation de diagramme de l'algorithme MCS	69
Figure 3.5	: Schéma général de la commande de la table vibrante	70
Figure 3.6	: Stratégie de la commande de la boucle intérieure	71
Figure 3.7	: Stratégie de la commande de la boucle extérieure	72
Figure 3.8	a) Comparaison de la demande avec les résultats en terme de la densité spectral dans le temps en utilisant la commande linéaire et l'algorithme MCS d'une excitation uni axiale	73
	b) Comparaison de la demande avec les résultats en terme de déplacement dans le temps en utilisant la commande linéaire et l'algorithme MCS d'une excitation uni axiale	73
Figure 3.9	: Diagramme d'une configuration multi variables	74
Figure 3.10	: Diagramme de la configuration d'une seule boucle de TVC	75
Figure 3.11	: Signal équivalent d'un seul axe	75
Figure 3.12	a) Signal d'accélération uni axial ciblé et la réponse en TVC seulement	76
	b) Signal d'accélération uni axial ciblé et la réponse en TVC + FFMCS	77
Figure 3.13	: Choix de la magnitude de la fonction pondéré	78
Figure 3.14	: Structure du signal de retour (feedback)	79
Figure 3.15	: Schéma général de la synthèse de μ	80

Figure 3.16	: Déplacement et rotation en employant un signal de type SISO pour le contrôle	80
Figure 3.17	: Résultat de contrôle en employant la synthèse de μ	81
Figure 4.1	: Coupe longitudinale d'une servovalve typique	87
Figure 4.2	: Modèle simplifié du système de vibration de la servovalve	88
Figure 4.3	Force de vérin en fonction de la vitesse d'écoulement dans la servovalve sous une charge d'inertie	89
Figure 5.1	: Un bloc type en béton armé	101
Figure 5.2	: Arrangement des blocs de 60 tonnes de la deuxième variante a) Vue en plan des blocs rigides b) Coupe A-A	102
Figure 5.3	: Présentation de l'ossature du spécimen de 5 Hz a) Vue en plan ZOY du spécimen de 5 Hz b) Spécimen de 5 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOY c) Spécimen de 5 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOX	105
Figure 5.4	: Présentation de l'ossature du spécimen de 10 Hz a) Vue en plan ZOY du spécimen de 10 Hz b) Spécimen de 10 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOY c) Spécimen de 10 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOX	106
Figure 5.5	: Accélérogramme enregistré à Dar El Beida lors du séisme de Boumerdes de 2003	107
Figure 5.6	: Réponse temporelle de l'accélération de la masse	108
Figure 5.7	: Réponse temporelle de l'effort tranchant total à la base	108
Figure 5.8	: Courbe d'amplification en régime permanent	111
Figure 5.9	: Descriptif général des amortisseurs visqueux	113
Figure 5.10	: Vue globale du modèle numérique de 5 Hz	115
Figure 5.11	: Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz a) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz b) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz	116

- Figure 5.12 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 11,5$ Hz 117
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 11,5$ Hz
 - b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 11,5$ Hz
 - c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 11,5$ Hz
 - d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 11,5$ Hz
- Figure 5.13 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 7,9$ Hz
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 7,9$ Hz 118
 - b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 7,9$ Hz 118
 - c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 7,9$ Hz 119
 - d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 7,9$ Hz 119
- Figure 5.14 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz 120
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
 - b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
 - c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
 - d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
- Figure 5.15 : Illustrations de la bande de fréquences dangereuse pour le spécimen de 5 Hz 121
- Figure 5.16 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz 122
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
 - b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
 - c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur

- sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
- Figure 5.17 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz 123
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- Figure 5.18 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz 124
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- Figure 5.19 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz 125
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- Figure 5.20 : Illustrations de la bande de fréquences dangereuse pour le spécimen de 5 Hz 126

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1	: Champs d'application du mur de réaction et de la table vibrante	27
Tableau 1.2	: Caractéristiques des principales tables vibrantes en Europe	39
Tableau 1.3	: Les caractéristiques des plus importantes tables vibrantes dans le monde	40
Tableau 1.4	: Relations de similitude	41
Tableau 2.1	: Capacité des vérins hydrauliques	49
Tableau 2.2	: Caractéristiques principales de la table vibrante de CGS	51
Tableau 5.1	: Etudes modales du spécimen de 5 Hz	107
Tableau 5.2	: Etudes modales du spécimen de 10 Hz	107
Tableau 5.3	: Réponses du spécimen de 5 Hz sous des excitations de fréquence de 3,5 Hz et 6,1 Hz	121

LISTES DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

$A(t)$: L'équation temporelle de l'accélération; (Chapitre4) ;
A_{\max}	: L'accélération maximale (Chapitre4) ;
A	: Surface (Chapitre1) ;
A_g	: L'accélération maximale d'excitation à la base du spécimen ;
a	: Accélération (Chapitre1) ;
C	: la constante d'amortissement de l'amortisseur ;
C_{cr}	: Amortissement critique ;
c.d.g	: Centre de gravité ;
C_F	: Coefficient Froude ;
C_N	: Coefficient de Cauchy ;
D_{\max}	: Le déplacement maximal ;
E	: Le module d'élasticité ;
E_m	: Le module d'élasticité du modèle ;
E_p	: Le module d'élasticité du prototype ;
e	: Le rapport des modules élastiques (E_p/E_m) ;
e_s	: Le contrôleur d'erreur ;
f	: Fréquence ;
F	: La force (Chapitre1) ;
F	: L'effort tranchant (Chapitre5) ;
F_D	: Force d'amortissement ;
$G(\omega)$: La fonction de transfert du système de vibration ;
$G^{-1}(\omega)$: Fonction de transfert inverse ;
g	: L'accélération de pesanteur (Chapitre1) ;
g	: Accélération (Chapitre5) ;
h_{xi}	: Longueur du point de jonction pour l'axe X ;
h_{yi}	: Longueur du point de jonction pour l'axe Y ;
h_{zi}	: Longueur du point de jonction pour l'axe Z ;
h	: hauteur du centre de gravité de la masse ;

K_f	: Alimentation en aval (feedforward) ;
K_b	: Alimentation de retour (feedback) ;
L	: La longueur ;
L_p	: La longueur du prototype ;
L_m	: La longueur du modèle ;
M	: Moment ;
m	: Masse ;
Mot	: Moment de reversement ;
N	: Nombre d'échantillonnage de chaque bloc ;
SISO	: Singl inpout, singl outpout (une seule sortie pour une seule entrée) ;
T	: La période ;
T_{ts}	: Matrice de transformation ;
T_{ts}^+	: La matrice de transformation inverse ;
t	: Temps ;
v	: La vitesse ;
V	: Volume ;
V_{max}	: La vitesse maximale ;
$V(t)$: L'équation temporelle de la vitesse ;
W_{vs1}	: Magnitude de la fonction pondérée des incertitudes ;
W_s	: La fonction pondérée de l'exécution répétitive du signal référentiel ;
$X(t)$: L'équation temporelle du déplacement (Chapitre4) ;
$\ddot{X}_T(t)$: Signal désiré ;
$\ddot{X}(t)$: Signal de sortie ;
$\ddot{X}_c(\omega)$: Signal d'entrée de commande ;
$Y(\omega)$: La transformée de Fourier du signal de sortie ou réponse ;
Δf	: La résolution ;
Δ_l	: L'influence du au spécimen ;
Δt	: Le temps de chaque intervalle ;
Δ_{vs}	: La mesurer des incertitudes de chaque secousse ;
$\Delta \ddot{X}(t)$: La différence entre le signal de sortie et le signal désiré ;
α	: L'exposant de la loi de comportement de l'amortisseur ;

β	: Rapport des fréquences ;
σ	: Contrainte ;
ε	: Déformation ;
λ	: Le rapport des longueurs (L_p/l_m) ;
ω	: Pulsation propre ;
ρ	: La masse spécifique (Chapitre 1) ;
ρ	: Facteur d'amplification dynamique (Chapitre 5) ;
ξ	: Taux d'amortissement.

Abreviation

A.D.C	: Convertisseur numérique-analogique ;
AHC	: Adaptive Harmonic Cancellation (adaptation d'une élimination harmonique) ;
AIC	: Adaptive Inverse Control (contrôle adaptatif inverse) ;
APC	: Amplitude Phase Control (contrôle de l'amplitude de la phase) ;
CGS	: Centre National de Recherche Appliquée en Génie Parasismique ;
D.A.C	: Convertisseur analogique-numérique ;
DDL	: Degré de liberté ;
FFMCS	: Feedforward Minimal Control Synthesis algorithm (algorithme de contrôle MCS minimal en aval) ;
FFT	: Fast Fourier Transform (transformation de Fourier rapide) ;
FRF	: Frequency response function (réponse de la fonction fréquentielle) ;
IFFT	: Invers Fast Fourier Transform (transformation de Fourier rapide inverse) ;
LMP	: litre par minute
L.V.D.T	: Transformation différentielle à variation linéaire ;
MCS	: Minimal Control Synthesis algorithm (algorithme de contrôle minimal) ;
MTS	: Mechanical Testing Systems ;
OLI	: Online Iteration (itération en temps réel) ;
OTM	: Over turning moment (moment de renversement) ;
PsD	: Pseudo-Dynamique ;
RMS	: Root Mean Square (La moyenne des carrées des erreurs) ;
THD	: Total Harmonic Distortion (Harmoniques Distorsions Totale) ;
TVC	: Three Variable Control (Contrôle à trois variables).

INTRODUCTION

Depuis très longtemps, des chercheurs et des concepteurs ne cessent de consentir des efforts pour réduire les conséquences du risque des tremblements de terre naturel en améliorant la construction parasismique des ouvrages de génie civil. Leurs efforts ont été consacrés à surmonter la contrainte de prédire analytiquement le comportement dynamique réel des structures, car cela est lié directement aux hypothèses de calcul et aux méthodes de conception qui, elles, sont souvent insuffisantes pour résoudre les problèmes dynamiques complexes. Donc, il a été impératif de développer des procédés expérimentaux qui peuvent vérifier et valider ces méthodes de calculs.

Le besoin de corroborer les méthodes analytiques avec l'expérimentation a poussé les chercheurs en génie parasismique à concevoir des outils et des dispositifs d'essais performants donnant naissance à un outil pouvant générer des excitations sismiques artificielles ou reproduire carrément des accélérogrammes sismiques appelés simulateurs de séisme ou tables vibrantes.

Initialement ces tables vibrantes étaient destinées à des essais de qualification sismique, essentiellement dans l'industrie nucléaire, car les impératifs de sûreté des installations nucléaires ont conduit à imposer des normes sévères de qualification sismique pour leurs équipements.

Mais avec le développement industriel et technologique, de nouvelles exigences dans le domaine de la construction ont conduit à améliorer les connaissances dans le domaine du génie parasismique et ses méthodes de conceptions, ainsi les essais de simulation sur table vibrante sont devenus les plus répandus. En effet les tables vibrantes permettent de reproduire tous types d'excitations sismiques (accélérogramme réel, synthétique, ou d'autres formes de signaux), l'état de ruine des structures peut être atteint facilement avec ce dispositif. En plus, les essais sur tables vibrantes offrent beaucoup d'avantages à savoir les plus essentiels :

- Vérifier et valider les modèles analytiques et les méthodes de conception ;
- Etudier le comportement non linéaire des structures ;
- Examiner la réponse dynamique des systèmes complexes sous des excitations

sismiques ;

- Effectuer des essais de qualification des équipements et des composantes.

Toutes ces qualités ont fait que la table vibrante devient l'un des moyens d'essais les plus utilisés dans la recherche et le développement parasismique. Son domaine d'application est devenu rapidement vaste et divers.

Mais avant de mettre en application la table vibrante et avant d'entamer les essais, plusieurs questions importantes se posent : est ce que cette table reproduira exactement le mouvement désiré ? Est-elle capable de simuler fidèlement un signal sismique ou n'importe quel signal ? Comment et quelles sont les méthodes pour reproduire un signal fidèle ?

Répondre à ces questions est l'objectif de notre recherche qui se traduit d'une autre manière : avant d'effectuer n'importe quel essai expérimental avec un tel outil ou un tel service d'essai, il faut s'assurer que ce dernier est bien calibré pour être une source fiable.

Pour cela, ce mémoire se divise en deux parties principales :

Dans la première partie, une recherche bibliographique est effectuée afin d'acquérir des connaissances approfondies sur l'ensemble du mécanisme qui constitue le simulateur ainsi que le principe de correction des signaux et de compensation afin d'atteindre les mouvements désirés.

Dans la deuxième partie, deux spécimens d'essais sont conçus pour évaluer les performances de la table vibrant du CGS. Un protocole d'essai est revu et examiné, tout en mettant en exergue les différentes phases relatives eux fonctionnement de la table, les limites de performances et la capacité de simulation avec fidélité des différents types de signaux sur la plateforme de la table.

Pour cela, notre travail est organisé comme suit :

Le premier chapitre a fourni les principales techniques d'essai expérimentales dans la dynamique des structures notamment sur les tables vibrantes. Une compréhension de ces simulateurs de séisme a nécessité une recherche bibliographique sur la composition des principaux équipements constructifs, leurs principes de fonctionnement et leurs

systemes de commande ou de contrôle tout en évoquant un bref résumé sur les échelles physiques et les lois de similitudes.

Le second chapitre a été consacré à la description de la table vibrante du CGS, ainsi que le laboratoire dans son ensemble en présentant son aménagement, son aspect architectural et son grand dispositif d'essai pseudo-dynamique avec d'autres dispositifs d'essais expérimentaux.

Le troisième chapitre présente une description de l'ensemble des techniques de compensation du signal de commande les plus connues et utilisées pour l'aboutissement à un nouveau signal qui reproduira le mouvement désiré. Tout d'abord, une investigation sur les différentes corrections itératives du signal de commande a été effectuée afin d'acquérir une connaissance sur le concept de contrôle des signaux. Ensuite, le principe de fonctionnement, la mise en application et le développement de ces méthodes avancées ont été résumés ainsi que quelques résultats d'épreuve de leurs améliorations du signal de commande.

Dans **le quatrième chapitre**, les performances de la table vibrante en termes d'accélération, vitesse et de déplacement maximum ont été déterminées sur chaque gamme de fréquence. Ensuite, un diagnostic sur les différentes sources de la distorsion a été effectué et quelques solutions proposées afin de répondre aux exigences de reproduire le mouvement désiré le plus fidèlement possible. À la fin, un protocole d'essai a été fourni qui consiste à vérifier les performances de la table vibrante et identifier le mouvement désiré ainsi que la précision de reproduire fidèlement le signal.

Le cinquième chapitre se divise en deux parties. La première consiste à dimensionner des blocs rigides de 20 tonnes et de 60 tonnes et à évaluer les caractéristiques des deux spécimens de 5 Hz et de 10 Hz. La seconde partie comporte une simulation numérique avec la méthode des éléments finis en utilisant le SAP 2000.V14 afin d'éviter l'effondrement des spécimens et de prévoir quelques résultats de la partie expérimentale.

Enfin notre travail s'achève par **une conclusion générale** comportant un résumé de l'ensemble de cet exposé avec les conclusions déduites de chaque chapitre établi, ainsi que

les recommandations qui peuvent être une continuité de ce travail, ou des perspectives à de futures recherches.

CHAPITRE 1

ESSAIS DYNAMIQUES DES STRUCTURES ET TABLES VIBRANTES

1.1 Introduction

De nos jours, avec l'accélération du développement technologique et industriel, la réalisation des constructions importantes, telles que: barrages, immeubles de grande hauteur, ponts de grande portée, tunnels et autres ouvrages, ainsi que la concentration d'une grande partie de la population dans des agglomérations urbaines immenses, impose une garantie parasismique comme une absolue nécessité du point de vue social, économique et politique. Cette garantie est en grande partie le fruit de la recherche expérimentale, qui prédit, observe et mesure les performances des structures sous des excitations sismiques. Dans tout programme intégré de la recherche parasismique, la première phase concerne l'étude expérimentale du comportement des structures et du sol sous l'effet des forces dynamiques. La deuxième phase dite phase d'analyse et de traitement permet d'obtenir des résultats servant entre autres au développement des structures parasismiques. Durant les trois dernières décennies, la recherche expérimentale a connu un grand développement technologique, surtout dans le domaine de la simulation sismique en temps réel et pseudo-dynamique. Cette étude bibliographique énumère les principales méthodes expérimentales dans la recherche parasismique, tout en mettant l'accent sur le dispositif d'essais dynamique connu sous le nom « table vibrante ».

1.2 Principales méthodes d'essais dynamiques

1.2.1 Essai des vibrations ambiantes

Cette méthode se base sur la sensibilité du captage des vibrations à très basses amplitudes par des sismomètres (figure 1.1) à haute sensibilité [13]. Ces vibrations sont dues à l'effet du vent, des micro-vibrations du sol, de la circulation à ses alentours ; citons par exemple, l'impact des vagues sur les rivages, l'écoulement de l'eau d'une rivière.

La procédure d'élaboration de cet essai sur site se résume comme suit :

- Essais préliminaires et préparation du schéma d'installation de l'instrumentation (l'emplacement d'un sismomètre) ;
- Enregistrement et stockage des réponses du site par une station d'acquisition ;
- Traitement des signaux enregistrés par des logiciels (ex : Geopsy) ;
- Identification des fréquences propres ;
- Extraction à partir des résultats des différentes caractéristiques du sol ou du site.



(a)



(b)

a) Exemple d'un sismomètre d'enregistrement des vibrations ambiantes

b) Station d'acquisition

Figure 1.1 : Dispositif d'essai de vibration ambiante

Bien que cette méthode présente une simplicité opérationnelle et permet d'étudier plusieurs modes de vibrations, son utilité est limitée à cause du niveau très bas d'excitation.

1.2.2 Essai de vibrations forcées

Cette méthode consiste à exciter la structure en des points sélectionnés, à l'aide d'un ou plusieurs vibrateurs à masses excentrées (figure 1.2). Les rotations opposées de ces masses induisent une force sinusoïdale unidirectionnelle de fréquence contrôlée, dont la magnitude varie linéairement avec les masses et quadratiquement avec la vitesse de rotation [9].

L'augmentation incrémentale des fréquences, et l'enregistrement des amplitudes correspondantes en plusieurs points permettent d'établir les réponses fréquentielles qui représentent des pics de résonance, à partir desquelles on peut lire les fréquences propres, et les modes correspondants.

L'utilisation de cette méthode a été étendue après le développement des dispositifs de vibrations, qui peuvent exciter de grandes structures, et qui peuvent induire de grandes amplitudes proches de celles induites par un séisme. Les inconvénients de cette méthode se situent d'une part au niveau des gros équipements nécessaires, ce qui la rend plus difficile à opérer, et d'autre part au niveau de la difficulté d'exciter plusieurs modes, si ceux-ci sont très rapprochés.



Figure 1.2 : Dispositif d'essai de vibration forcée

1.2.3 Essai par explosifs souterrains

La méthode d'excitation par explosifs souterrains est généralement utilisée pour étudier l'interaction sol-structure sur le site avec des explosifs soit enterrés directement dans le sol ou posés dans des containers [10]. Les vibrations induites sont transmises par le sol aux fondations. Bien que le contenu fréquentiel et le temps de l'excitation d'un explosif ne soient pas ceux d'un séisme, cette technique peut être considérée comme une simulation du séisme.

1.2.4 Essai de vibration par la méthode du lâcher

La méthode classique utilisée fréquemment sur site est la méthode du lâcher. Elle consiste à donner un déplacement statique à la structure par un câble attaché à un plancher et relié à son autre extrémité à des vérins [9]. L'analyse des vibrations libres enregistrées après le lâcher du câble permet de mesurer les caractéristiques dynamiques propres de la structure.

1.2.5 Essais par excitation sismique (instrumentation des ouvrages)

Cette méthode consiste à instrumenter la structure située dans des régions de forte sismicité, pour enregistrer la réponse du système sol-structure. L'instrumentation est faite par emplacement de plusieurs accéléromètres dans des positions stratégiques de la structure et à la base. L'information obtenue permet une meilleure prédiction du comportement dynamique non-linéaire d'une structure lors d'un séisme et pour le développement des modèles non-linéaires [9].

1.2.6 Essais sur mur de réaction

Ces essais sont généralement effectués sur une plateforme ou dalle d'essai d'une grande rigidité, munie d'un certain nombre de point de fixation. Comme la composante horizontale des charges sismiques est la plus importante, il convient d'utiliser des murs de réaction capable d'introduire des forces horizontales dans les structures à tester et de les transmettre intégralement dans la plateforme d'essais. On appelle mur de réaction l'ensemble de l'infrastructure dalle-mur ou les principaux équipements sont [10]:

- Système mécanique ou charpentes d'essais : en général, il comprend un portique d'essais, un support de fixation et quelques accessoires ;
- Système de chargement : ce système est caractérisé par le type de vérins (statique ou dynamique), leurs spécifications sont : la force maximale, vitesse maximale et le déplacement maximal et le nombre de vérins utilisés. Cependant, les vérins servo-hydrauliques utilisés dans les essais sur murs de réaction doivent avoir une capacité en force et en déplacement déterminés suivant le modèle utilisé.

1.2.6.1 Essai pseudo-dynamique

La méthode d'essai pseudo-dynamique (PsD) est une méthode d'essai hybride qui a été initialement développée et mise en application au Japon. Elle consiste à combiner la simulation sur ordinateur des aspects dynamiques du problème en temps réel avec les informations expérimentales sur la structure [35] pour fournir des réponses dynamiques temporelles ainsi que pour le comportement non-linéaire des structures. Donc, un essai pseudo-dynamique est un essai dans lequel les déplacements à imposer au spécimen sont dérivés en ligne par un ordinateur qui résout les équations dynamiques d'équilibre (voir figure 1.3) en se servant des forces de reconstitution mesurées et en utilisant la méthode d'intégration pas -à- pas.

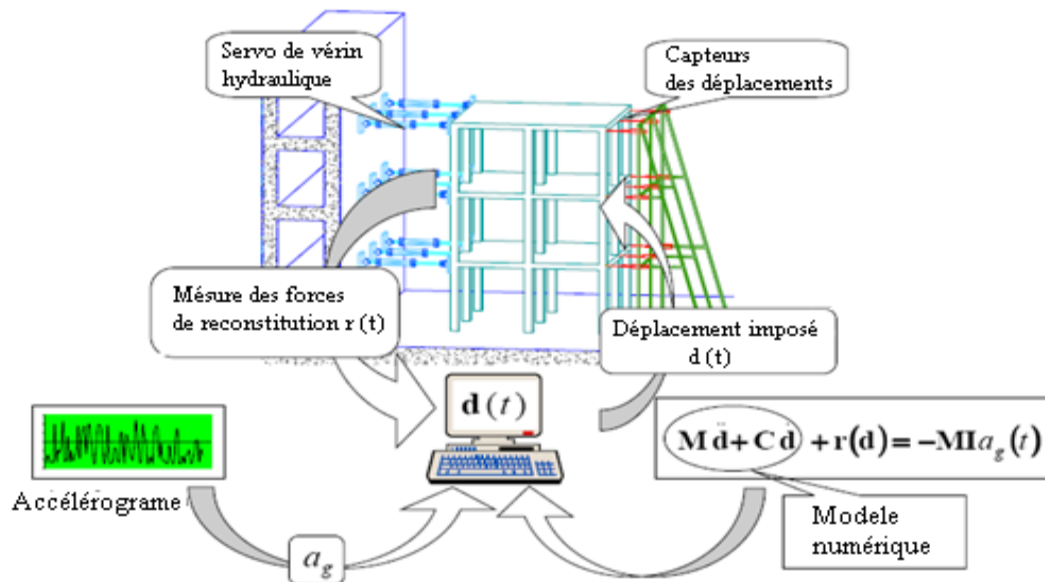


Figure 1.3 : Schéma illustratif d'un test pseudo dynamique

1.2.6.2 Essais quasi-statiques

Les essais quasi-statiques (également désignés sous le nom d'essais cycliques) sont différents des essais dynamiques des structures. Ces essais consistent à appliquer des déplacements ou des forces sur le spécimen. Autrement dit : en imposant des déplacements cycliques d'amplitude croissante et en mesurant les forces de reconstitution correspondantes [35].

Les essais quasi-statiques sont simples, relativement peu coûteux, et n'exigent pas d'appareils sophistiqués. Le principal inconvénient est que l'histoire cyclique prescrite des déplacements peut ne pas couvrir la gamme des déplacements que la structure subirait pendant l'action dynamique. D'ailleurs, la forme des boucles peut affecter le comportement de la structure si les dommages dépendent de l'énergie dissipée. Il serait beaucoup plus souhaitable d'imposer au spécimen des déplacements qu'il subirait pendant l'action dynamique, d'où l'idée principale de la technique d'essai pseudo-dynamique.

1.2.7 Essais dynamiques sur table vibrante

Pour des besoins de développement dans ce champ de recherche, la nécessité de reproduction d'un mouvement sismique expérimentalement a donné naissance à la construction d'un moyen connu sous le nom « table vibrante » [4,42].

Une table vibrante est un simulateur de séisme de capacité allant du simple système de vibration (mono-axial et mono-fréquentiel) [41] jusqu' à des systèmes qui peuvent simuler des excitations sismiques suivant plusieurs degrés de libertés (jusqu' à six degrés de liberté et multi fréquentiel) [4,42]. Leur champ d'application est vaste mais limité par des contraintes technologiques caractérisant la capacité de la table vibrante [14]. La majorité de ces tables vibrantes sont destinées aux tests des modèles à échelle réduite et peu d'entre elles ont la capacité de tester des petites structures à échelle réelle. Les objectifs des tests sur tables vibrantes sont nombreux, généralement les résultats expérimentaux issus des essais sur tables vibrantes servent à [34, 2,42] :

- Vérifier et valider les modèles analytiques et les méthodes de conception ;
- Etudier le comportement non linéaire des structures ;
- Examiner la réponse dynamique des systèmes complexes présentant des difficultés d'analyse sous des excitations sismiques ;
- Effectuer des essais de qualification des équipements et des composantes.

1.2.8 Champs d'application des tables vibrantes et des murs de réaction

L'utilisation du mur de réaction est complémentaire à celle de la table vibrante car il fournit l'information qui ne peut pas être obtenue efficacement à partir des tests par cette dernière. Cependant, il est fort probable que les tests à échelle réelle pour les structures de bâtiments par exemple sur des tables vibrantes ne seront pas réalisables, mais elles peuvent être testées en employant les dalles d'essai et les murs de réaction pour obtenir les informations importantes.

Le tableau 1.1 énumère quelques avantages et limitations de la table vibrante et du mur de réaction [10].

Tableau 1.1 : Champs d'application du mur de réaction et de la table vibrante

Mur de réaction		Table vibrante	
Domaine d'application	Limitation	Domaine d'application	Limitation
<ul style="list-style-type: none"> - Possibilité de tester à grand échelle ou à échelle réelle. - Test statique cyclique et pseudo-dynamique. - Possibilité de tester jusqu'à l'effondrement. - Facilité de la 	<ul style="list-style-type: none"> - Uniquement les systèmes à masses concentrées qui peuvent être testés. avec l'essai pseudo-dynamique. - L'inertie et l'amortissement ne sont pas simulés expérimentalement. - L'effet de taux de contrainte n'est pas 	<ul style="list-style-type: none"> - Le chargement dynamique est plus réaliste. - L'estimation de la rigidité, d'inertie et de l'amortissement n'est pas exigée. - Test de qualification sismique. - Facilité d'excitation selon plus d'une 	<ul style="list-style-type: none"> - L'interaction Sol/structure n'est pas prise en compte. - Difficulté de construire des modèles à des échelles petites qui correspond aux lois de similitudes. - nécessité d'une

<p>mise à jour des équipements.</p> <p>- Possibilité de prendre en compte les phénomènes analytiques connus.</p>	<p>considéré.</p> <p>- Difficulté de simuler les conditions de fixation.</p>	<p>direction.</p> <p>- Développement et vérification des modèles mathématiques.</p>	<p>grande capacité de stockage des données pour le système d'acquisition avec une vitesse élevée.</p>
--	--	---	---

1.3 Description de la table vibrante

Une table vibrante est constituée essentiellement de trois parties [8]:

- un système mécanique ;
- un système hydraulique ;
- un système électronique (contrôle et acquisition).

La figure 1.4 illustre les principaux éléments d'une la table vibrante typique.

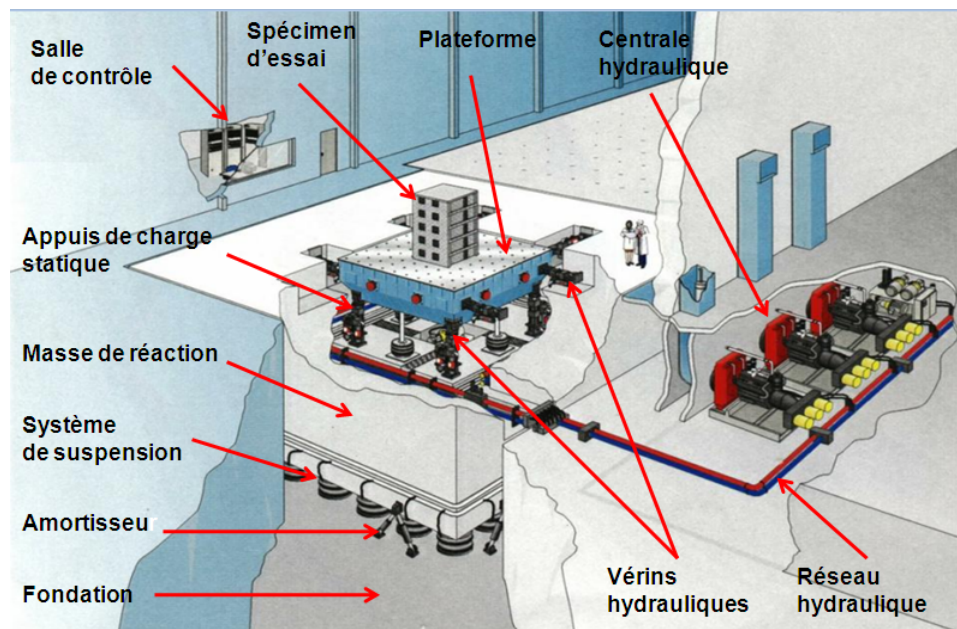


Figure 1.4 : Vue en 3D d'un schéma illustratif du système de vibration

1.3.1 Système mécanique

1.3.1.1 Plateforme

C'est un plateau très rigide construit en béton précontraint, en acier, en alliage, ou mixte. Ce plateau comporte un maillage de trous normalisé qui permet la fixation des spécimens sur sa surface [9,8].

Une grande rigidité est attribuée à cette plate-forme pour obtenir de grandes valeurs de fréquences propres afin d'éviter toute résonance avec le spécimen [32].

La plateforme est reliée à un ensemble de vérins et éventuellement à un système de guidage lui permettant un mouvement dans un, deux ou trois plans orthogonaux (translation plus rotation suivant les trois axes pour une table à six degrés de libertés) [37].

1.3.1.2 Bloc sismique ou masse de réaction

Il s'agit d'un massif en béton armé, évidé pour l'implantation de la plate-forme et ces vérins, il est caractérisé principalement par sa très grande masse qui varie entre 30 à 50 fois la masse de l'ensemble (plate-forme plus spécimen). Son rôle est d'absorber les vibrations de la table [14].

Pour des considérations environnementaux et de voisinage, la masse de réaction est souvent isolée par des isolateurs pneumatiques et des amortisseurs.

1.3.2 Système hydraulique

1.3.2.1 Centrale hydraulique

La centrale hydraulique délivre le fluide hydraulique sous pression vers les vérins pour qu'ils puissent déplacer la plate-forme (figure 1.5). La pression de refoulement et le débit de sortie maximal sont généralement réglés selon le type d'essai [26].



Figure 1.5 : Centrale hydraulique d'une la table vibrante au Japon [30]

1.3.2.2 Accumulateurs de charge

Les accumulateurs sont installés entre la centrale hydraulique et le vérin (figure 1.6). Ils fournissent l'énergie crête consommée par la servovalve et réduisent les fluctuations et les coups de bélier en régime dynamique. La pré-charge nominale de l'accumulateur pour la pression est toujours plus grande à celle de retour qui forme ce qu'on appelle un isolateur hydraulique.

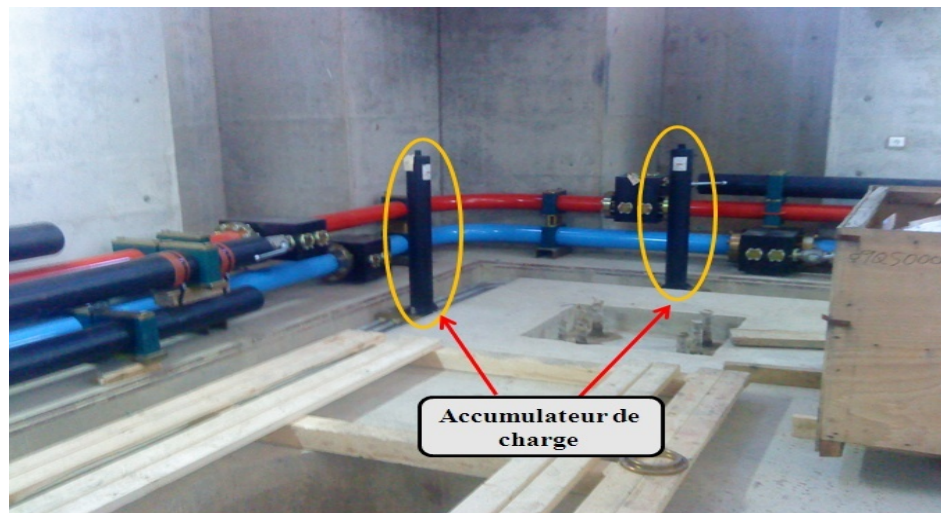


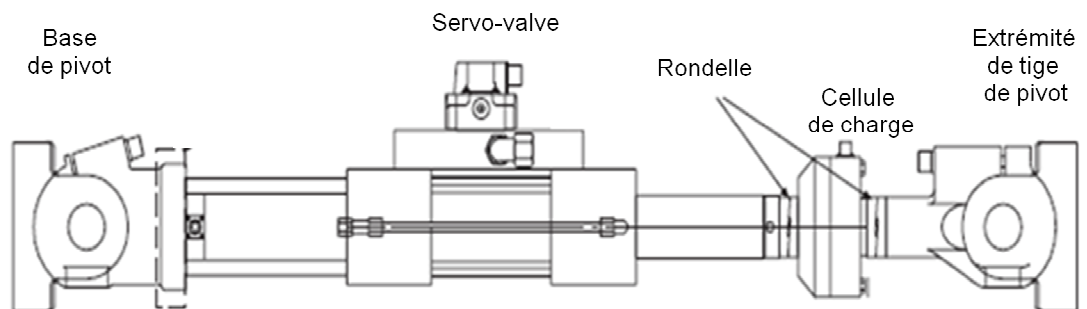
Figure 1.6 : Accumulateurs de la table vibrante du CGS

1.3.2.3 Vérins hydrauliques

Un vérin hydraulique d'une table vibrante est un élément hydromécanique, conçu spécialement pour les applications dynamiques, c'est l'organe du système qui engendre des efforts ou règle la position de la table (figure 1.7). Il permet de traduire un signal fourni par le système de commande en mouvement physique. Par ailleurs, il est équipé avec des capteurs de force et de déplacement de type transformation différentielle à variation linéaire (*L.V.D.T*) et d'une servovalve; cette dernière commande le vérin hydraulique en s'ouvrant ou en se fermant en fonction d'un signal (voir figure 1.8) [34, 3].



(a)



(b)

a) Vérin hydraulique modèle MTS 244

b) Coupe longitudinale d'un vérin hydraulique

Figure 1.7 : Modèle d'un vérin hydraulique MTS 244 équipé d'une servovalve [23]



Figure 1.8 : Modèle d'une servovalve série MTS 256 [24]

1.3.3 Système de commande et d'acquisition

Dans la salle de contrôle, on trouve le système de commande de la table vibrante et de la centrale hydraulique, ainsi que le système d'acquisition.

1.3.3.1 Principe du système d'acquisition et de contrôle

Pour des raisons de simplifications, on tient à présenter le principe de commande d'un mouvement uni axial. L'excitation de la table par un tel signal se fait par un micro ordinateur équipé d'une carte d'interface d'entrée-sortie.

Le signal est envoyé après correction à la table par le biais d'un convertisseur numérique-analogique (D.A.C) qui le convertit en une forme analogique (un signal quelconque : mono ou multi fréquentiel, un accélérograme synthétique ou réel). Ce dernier [16] sera ensuite transformé en voltage électrique prêt à exciter le vérin hydraulique (figure 1.9).

Cependant, Le capteur de déplacement $L. V.D. T$ placé sur le vérin délivre un signal de réaction de la plate-forme qui va être converti en un signal numérique par le convertisseur analogique-numérique (A.D.C) après l'avoir amplifié et filtré pour le faire passer par l'unité de contrôle [34].

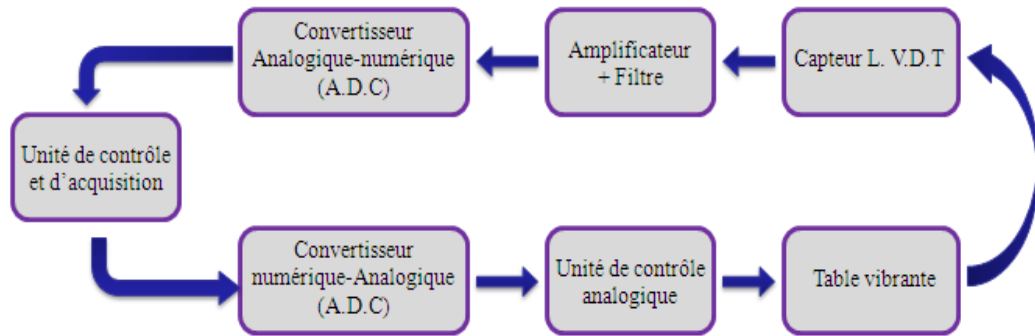


Figure 1.9 : Système de contrôle et d'acquisition type

1.3.3.2 Système de contrôle

Tous d'abord, pour contrôler la centrale hydraulique et commander la distribution de l'énergie hydraulique, cela s'effectue à l'aide d'un témoin de contrôle et de sécurité. Cette dernière est une unité de contrôle du système hydraulique. La figure 1.10 présente un exemple de ces unités de contrôle [7].



Figure 1.10 : Exemple d'unité de contrôle du système hydraulique modèle MTS 436

Ensuite, La différence entre le signal de réaction et le signal désiré qui est connu sous le nom de la distorsion dû à plusieurs sources (paragraphe 4.4) est contrôlée par un contrôleur analogique [21], Le schéma le plus simplifié du fonctionnement du système de commande analogique dans une table vibrante est représenté sur la figure 1.1

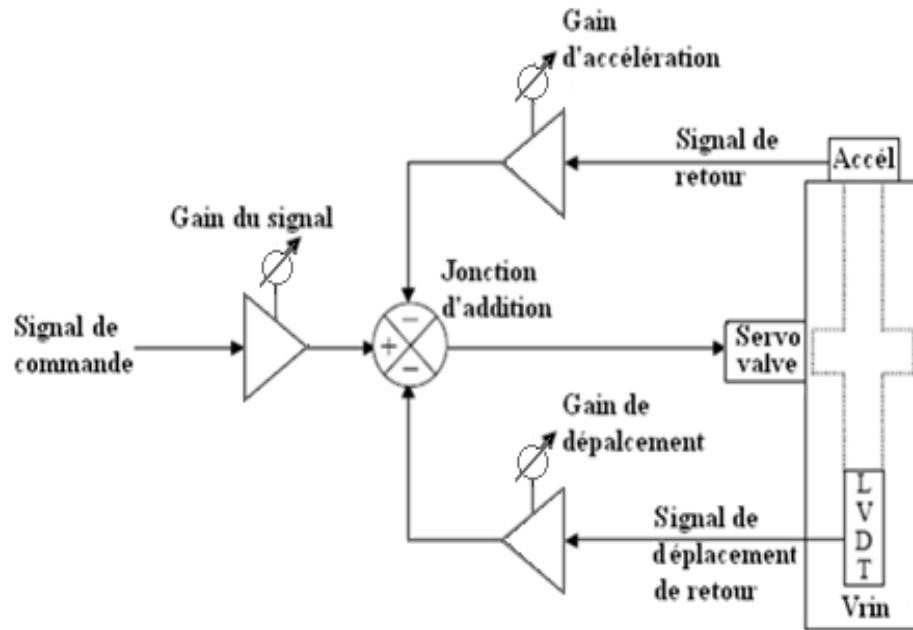


Figure 1.11 : Schéma fonctionnel d'un système de commande analogique simplifié [16]

Pour diminuer ce phénomène, un exemple d'un système d'asservissement en boucle fermée d'une servovalve contrôleur présenté par la figure 1.12 consiste à comparer le signal de réaction avec celui de la commande, en développant un signal d'erreur provoquant l'ouverture de la servovalve dans la direction qui réduit l'erreur [25].

Un sélecteur d'asservissement (figure 1.13) sert à choisir la sortie d'un convertisseur du signal de déplacement L. V.D. T. ou de force pour commander le vérin hydraulique. Le signal choisi avec le sélecteur d'asservissement est appliqué au circuit comparateur d'entrée du régulateur.

Un système Interlock est associé à des détecteurs de conditions anormales, si le signal de commande et le signal de réaction ne sont pas égaux, alors le servo-contrôleur développe un signal d'erreur qui doit être corrigé, ainsi, le signal corrigé est appliqué à la servovalve qui commande alternativement le vérin hydraulique. La polarité et l'importance du signal font ouvrir la servo-valve dans une direction afin de déplacer le vérin hydraulique dans la direction qui réduit le signal d'erreur. Quand le signal d'erreur est réduit au zéro, la servovalve se ferme.



Figure 1.12 : Exemple d'un servo-contrôleur modèle MTS 406 [25]

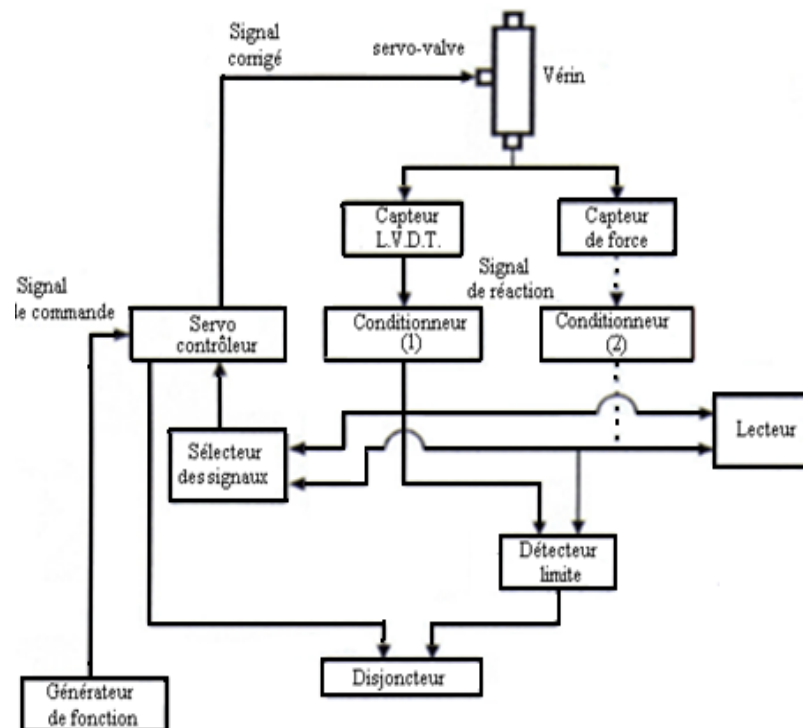


Figure 1.13 : Exemples d'un diagramme d'une unité de contrôle de base [25]

Vu les erreurs inhérentes du système de vibration qui peuvent modifier le signal de commande et par conséquent le mouvement de la table vibrante, des contrôles modernes sont adoptés pour corriger ce signal d'une manière numérique. Afin d'avoir une meilleure compréhension sur leurs processus de contrôle du signal, La figure 1.14 présente un exemple de base d'organigramme de contrôle digital qui se traduit comme suit [37,18] :

Comme première étape, on établit le rapport entre le signal d'entrée et le signal de sortie pour déterminer la fonction de transfert par un test à faible amplitude [37] en utilisant une forme d'onde spécifique (exemple : un bruit blanc à bande limitée)

$$G(\omega) = \frac{Y(\omega)}{x(\omega)} \quad (1.1)$$

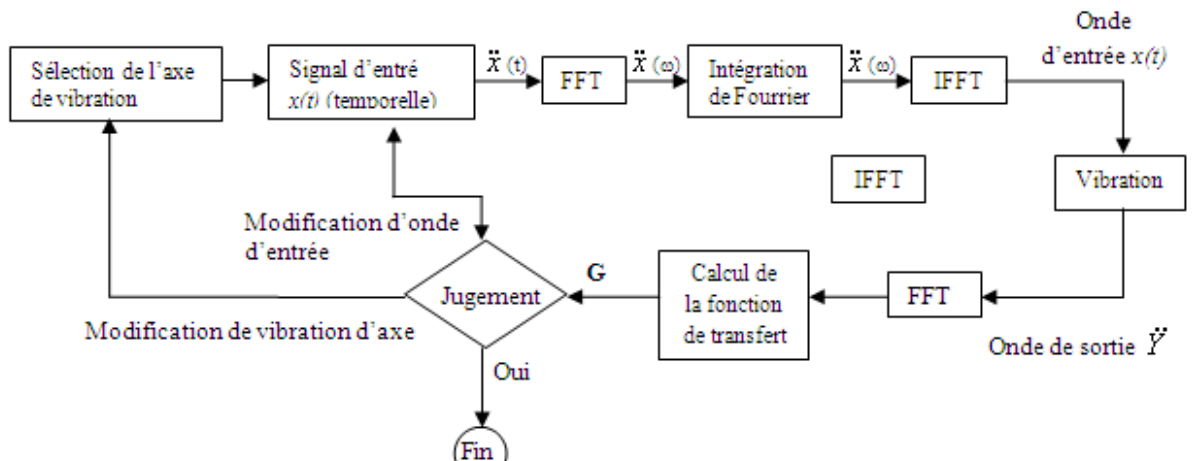
Où :

$G(\omega)$: la fonction de transfert du système de vibration ;

$Y(\omega)$: la transformée de Fourier du signal de sortie ou de réponse ;

$x(\omega)$: la transformée de Fourier du signal d'entrée ou d'excitation.

(1) Détermination des caractéristiques



(2) Compensation du signal

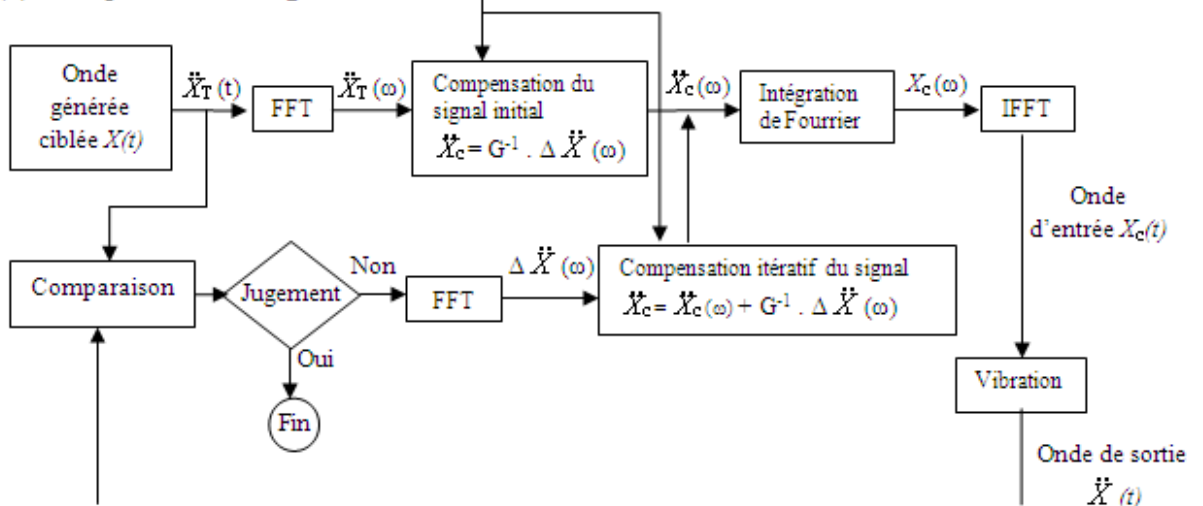


Figure 1.4 : Exemple d'un schéma fonctionnel du système de commande digitale [37]

A partir du signal désiré ($\ddot{X}_T(t)$), un signal d'entrée de commande $\ddot{X}_c(\omega)$ est calculé grâce à la fonction de transfert inverse :

$$\ddot{X}_c(\omega) = G^{-1}(\omega) \cdot \ddot{X}_T(\omega) \quad (1.2)$$

$G^{-1}(\omega)$: fonction de transfert inverse.

$\ddot{X}_c(\omega)$: signal d'entrée de commande.

On établit la différence $\Delta \ddot{X}(t)$ entre le signal de sortie $\ddot{X}(t)$ et le signal désiré $\ddot{X}_T(t)$:

$$\Delta \ddot{X}(t) = \ddot{X}(t) - \ddot{X}_T(t) \quad (1.3)$$

La correction $\Delta X(t)$ du signal de commande est obtenue par :

$$\ddot{X}_c = \ddot{X}_c(\omega) + G^{-1}(\omega) \cdot \Delta \ddot{X}(\omega) \quad (1.4)$$

Le système d'asservissement en boucle fermée est maintenu jusqu'à ce que le signal désiré soit atteint sur sa plate-forme ($\Delta X(t) = 0$).

Les principales étapes de contrôle du système de vibration pourront être résumées comme suit:

- Ouverture des fichiers de données et de résultats ;
- Calcul de la fonction de transfert du système de vibration ;
- Détermination du signal de commande ou de pilotage ;
- Comparaison entre le signal commande et le signal de réaction du système ;
- S'il y a une divergence entre les deux signaux, appliquer une correction sur le signal de réaction et refaire l'étape précédente jusqu'à ce que l'erreur soit acceptable.

À la fin, le système d'acquisition reçoit les données de la plate-forme et des capteurs du spécimen s'il existe. Ces données seront amplifiées, filtrées et digitalisées pour être analysées et traitées par la suite en employant les différentes opérations du traitement de signal.

1.3.3.3 Système d'acquisition

Dans une table vibrante, le système d'acquisition des données est l'intermédiaire entre l'ordinateur et l'instrumentation de mesure (La figure 1.15). D'une manière simple, ce système est composé généralement d'une carte électronique et d'un logiciel informatique permettant de recueillir automatiquement les informations analogiques ou numériques provenant des capteurs (L.D.V.T, Gauge, Capteur de force, Accéléromètre) et les faire traiter par un micro ordinateur. Il est à noter que la capacité de ce dernier est caractérisée par le nombre de voies de connexion, le type de conditionneur et la capacité d'échantillonnage [7].

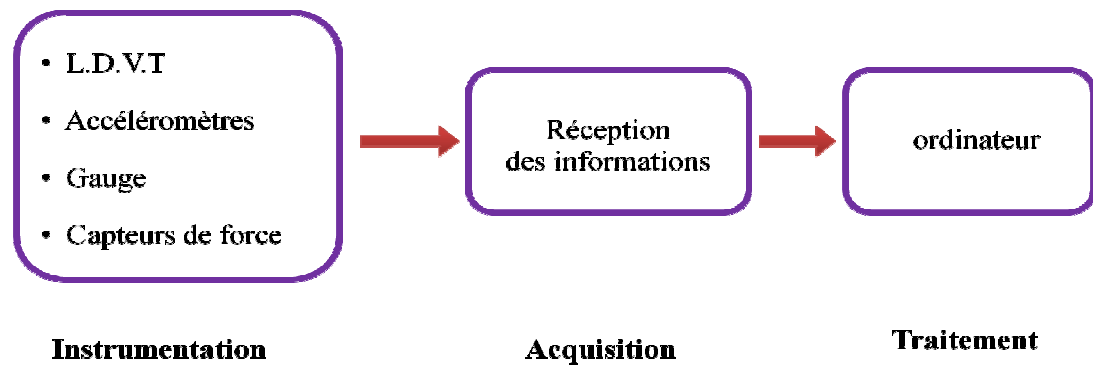


Figure 1.15 : Schéma illustratif d'implantation du système d'acquisition

1.4 Exemples des tables vibrantes opérationnelles

Plusieurs rapports ont été publiés résumant les caractéristiques des principales tables vibrantes qui existent en Europe ; le tableau 1.2 regroupe les plus importantes d'entre elles, tandis que le tableau 1.3 résume les plus importantes tables vibrantes opérationnelles dans le monde entier [35].

Tableau 1.2 : Caractéristiques des principales tables vibrantes en Europe [35]

Institution	Degré de liberté	Charge utile (kN)	Surface (m ²)	Déplacement (mm)	Vitesse (cm/s ²)	Accélération (m/s ²)	Fréquence (Hz)
BRISTOL-Univ (U.K)	6	150	9	150	60	75	100
CEA-Azelee (France)	6	1250	36	125	100	40	100
CEDEX (L'Espagne)	6	100	9	100	/	50	60
CKTI (Russie)	1	200	5	100	/	10	50
IZUS (Macod)	2	720	25	125	75	10	80
ENEA (Italie)	6	300	16	125	78	78	50
ESA-ESTEC (Hollande)	6	225	25	70	80	30	100
INCERC-A (Romania)	1	1400	100	130	80	6	20
ISMES-Master (Italie)	6	300	16	100	55	50	120
ISMES-Ariete (Italie)	1	250	10	80	70	25	50
KOERI (Türkiye)	1	100	9	120	120	30	50
LNEC (Portugal)	3	1000	26	175	70	31	40
NTUA-LEE (Grèce)	6	200	16	100	100	40	100
PAVIA-Univ (Italie)	1	1030	39	500	220	18	84
SPOEMEA (France)	2	300	9	210	60	30	100
TSNILSK (Russie)	1	1000	24	50	/	20	/

Tableau 1.3 : Caractéristiques des tables vibrantes les plus opérationnelles dans le monde

[35]

Institution	Degré de liberté	Charge utile (kN)	Surface (m ²)	Déplacement (mm)	Vitesse (cm/s ²)	Fréquence (Hz)
CEA (France)	6	1250	36	125	100	100
HAZAMA (Japon)	3	800	24	300	115	50
INCERC (Roumanie)	1	1400	100	100	80	20
KAJIMA (Japon)	6	500	25	200	100	60
KUMAGAI-GUMI (Japon)	6	700	25	260	150	70
LNEC (Portugal)	3	1000	26	175	70	40
MITSUBISHI Elect (Japon)	2	400	16	100	70	30
MITSUBISHI H.Ind (Japon)	3	1000	36	50	150	50
Nat.Inst.Dis.Prev (Japon)	6	12000	300	1000	200	15
Nat.Inst.Dis.Prev (Japon)	1	500	218	220	90	50
Nat.Inst.Dis.Prev (Japon)	3	450	24	150	75	40
OBAYASHI-GUMI (Japon)	3	500	25	600	200	50
TSNIISK (Russie)	1	1000	24	50	/	/
BERKELEY- Univ- (USA)	6	450	37	127	76	15
BUFFALO- Univ (USA)	5	500	13	150	125	100

1.5 Echelle physique et lois de similitude

Dans les essais sur tables vibrantes de tailles moyennes et petites, on utilise des prototypes à échelle réduite (spécimen). Dans ce type de problèmes structuraux deux types de similitude sont généralement considérés. Le premier est la similitude de Cauchy, basée sur le nombre de Cauchy et exprimé par $C_N = \rho v^2 / E$ qui est la même dans le prototype et dans le modèle. Ce type de similitude est lié aux phénomènes dans lesquels les forces de restitution sont essentiellement élastiques. L'autre type de similitude est celui de Froude, adapté pour les situations où l'action de pesanteur joue un rôle primaire. Dans ce cas, le nombre de Froude est exprimé par $C_F = v^2 / (L g)$ et qui est aussi semblable dans le prototype et dans le modèle.

Dans les expressions précédentes pour les nombres de Cauchy et de Froude. ρ : représente la masse spécifique, v : la vitesse, E : le module d'élasticité, L : la longueur, g : l'accélération de pesanteur, λ : le rapport des longueurs (L_p/L_m), e : le rapport des modules élastiques (E_p/E_m) et ρ : le rapport des masses spécifiques (ρ_p/ρ_m).

Le tableau 1.4 présente les quantités de similitude de Cauchy et de Froude les plus utilisées dans les essais des structures (le symbole m se réfère au modèle et le symbole p réfère au prototype) [6].

Tableau 1.4 : Relations de similitude

Rapport des quantités	symbole	Cauchy similitude	Froude similitude
Longueur	L	$L_p = \lambda L_m$	$L_p = \lambda L_m$
Module d'élasticité	E	$E_p = e E_m$	$E_p = e E_m$
Masse spécifique	ρ	$\rho_p = \rho \rho_m$	$\rho_p = \rho \rho_m$
Surface	A	$A_p = \lambda^2 A_m$	$A_p = \lambda^2 A_m$
Volume	V	$V_p = \lambda^3 V_m$	$V_p = \lambda^3 V_m$
Masse	m	$m_p = \rho \lambda^3 m_m$	$m_p = \rho \lambda^3 m_m$
Vitesse	v	$v_p = e^{1/2} \rho^{-1/2} v_m$	$v_p = \lambda^{1/2} v_m$
Accélération	a	$a_p = e \rho^{-1} \lambda^{-1} a_m$	$a_p = a_m$
Force	F	$F_p = e \lambda^2 F_m$	$F_p = \rho \lambda^3 F_m$
Moment	M	$M_p = e \lambda^3 M_m$	$M_p = \rho \lambda^4 M_m$

Contrainte	σ	$\sigma_p = e \sigma_m$	$\sigma_p = \lambda \rho \sigma_m$
Déformation	ε	$\varepsilon_p = \varepsilon_m$	$\varepsilon_p = \lambda e^{-1} \rho \sigma_m$
Temps	t	$t_p = \lambda e^{-1/2} \rho^{1/2} t_m$	$t_p = \lambda^{1/2} t_m$
fréquence	f	$f_p = \lambda^{-1} e^{1/2} \rho^{-1/2} f_m$	$f_p = \lambda^{-1/2} f_m$

Des avantages significatifs apparaissent si / quand - il est possible d'avoir $e = 1$ ($E_m = E_p$). Dans ce cas, et à condition que le rapport $\lambda = e/\rho$ soit vérifié; les lois de similitudes de Cauchy et de Froude ont comme conséquence les mêmes valeurs numériques pour toutes les quantités énumérées dans le tableau 1.3. Avec $e = 1$ on obtient $\rho = 1/\lambda$, cela signifie qu'une masse additionnelle devrait être artificiellement ajoutée au modèle.

Généralement, la masse à ajouter a quelques effets néfastes au sujet du fonctionnement de la simulation depuis le poids apparent de l'ensemble (simulateur plus modèle) qui résulte une augmentation significative. Cependant, des dispositifs mécaniques compliqués pour soutenir la masse supplémentaire sont nécessaires, ce qui rend la commande du simulateur beaucoup plus difficile. Pour ces raisons, l'installation d'un tel essai nécessite une sérieuse réflexion.

1.6 Conclusion

Afin de vérifier et de valider les modèles analytiques ainsi que les méthodes de conception dans le domaine de la dynamique des structures, la partie expérimentale est indispensable pour atteindre ces objectifs et pour mieux comprendre le comportement dynamique complexe des structures.

La connaissance des principaux essais dynamiques, des avantages et des inconvénients de chaque essai est nécessaire pour permettre d'effectuer un choix approprié et convenable à la recherche correspondante.

La mise en application rationnelle et efficace d'une la table vibrante exige une étude approfondie sur le mécanisme et le principe de fonctionnement du système de vibration de cette dernière afin de pouvoir l'exploiter convenablement, avec une bonne maîtrise.

La reproduction du mouvement désiré par la table vibrante dépend fortement du système de contrôle ou de commande. Cependant, le développement technologique a permis l'utilisation des systèmes de contrôle digital au lieu des systèmes de contrôle analogique et par conséquent une reproduction du mouvement plus exacte est acquise.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DE LA TABLE VIBRANTE DU CGS

2.1 Introduction

Ce chapitre décrit le nouveau laboratoire national de la recherche appliquée en génie parasismique « CGS ». Les équipements du laboratoire ont été spécifiés dans l'objectif de pouvoir effectuer des essais sur des structures et des composants de génie civil jusqu'aux états finaux de résistance et même l'état de ruine. Sa mission primaire est d'étudier et de vérifier les performances des structures en génie civil et d'autres équipements industriels. Les activités de recherches consisteront à :

- Développer la recherche expérimentale dans le domaine de génie sismique ;
- Effectuer des essais de qualification dynamique des équipements industriels ;
- Conduire des projets de recherche en collaboration avec les établissements nationaux et internationaux.

2.2 Description du laboratoire de génie sismique (CGS)

Le laboratoire est situé à SEBALA (Al Achour) [1]; 10 kilomètres à l'ouest d'Alger. La construction de ce dernier avec l'installation de ces équipements a été achevée à la fin de l'année 2010. Les essais de performance continuent à ce jour de la rédaction de ce mémoire (septembre 2011). La figure 2.1 montre une vue des travaux lors de la construction tandis que la figure 2.2 représente une façade principale après l'achèvement des travaux.



Figure 2.1 : Vues montrant les travaux lors de la construction [1]



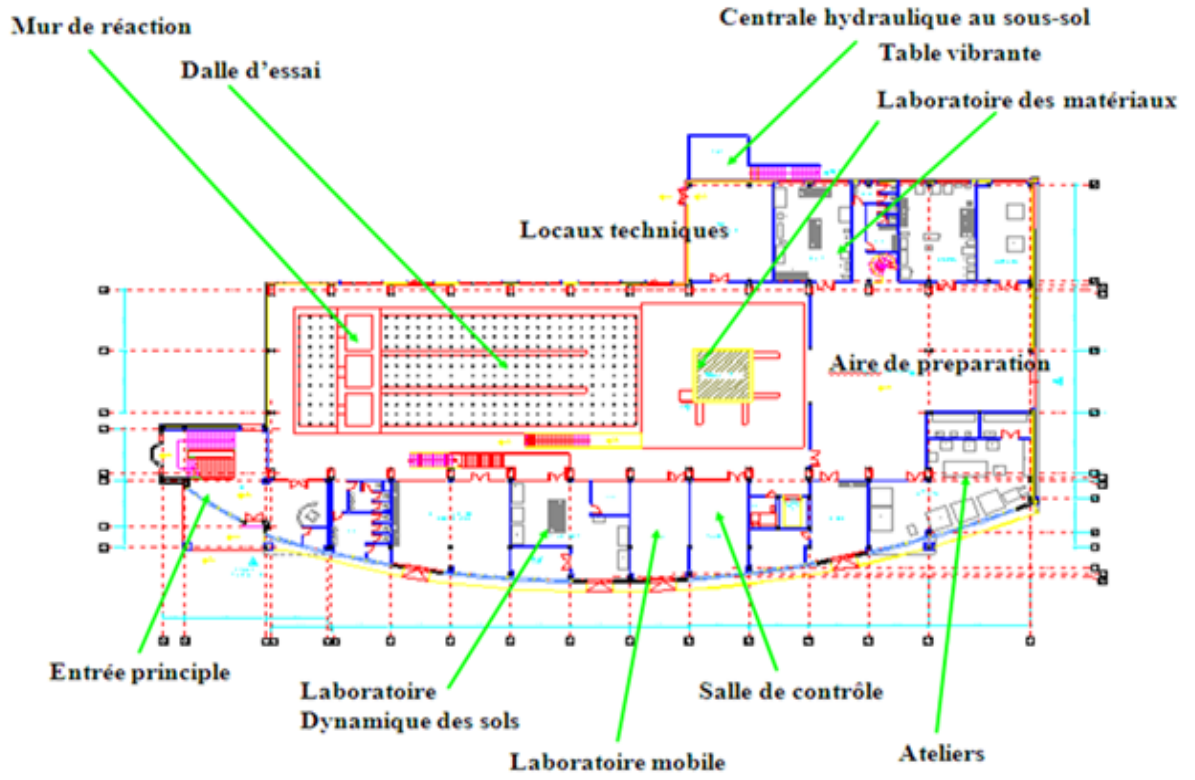
Figure 2.2 : Vue globale du laboratoire après l'achèvement des travaux

Il s'agit d'une table vibrante de $6,1 \text{ m} \times 6,1 \text{ m}$ et d'une dalle d'essai avec un mur de réaction. La superficie de la dalle est de $13 \text{ m} \times 32 \text{ m}$ et la hauteur du mur est de 15 m .

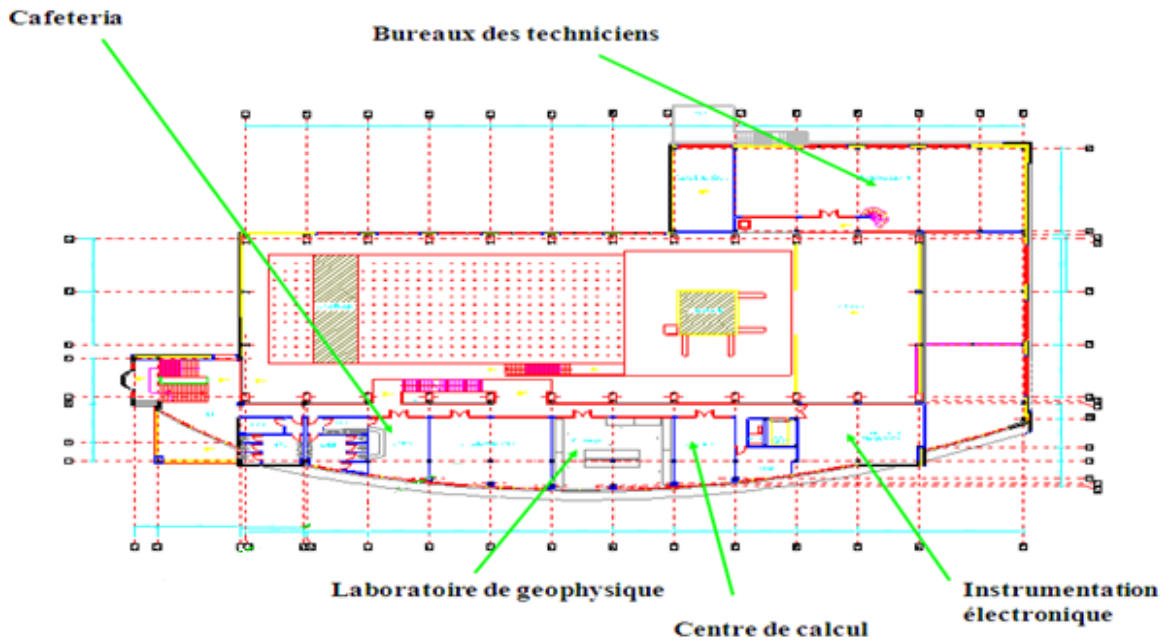
Une aire de préparation est réservée à côté de la table vibrante et desservie par deux ponts roulants de 10 tonnes et de 30 tonnes . Un atelier de mécanique et un autre de menuiserie sont en communication avec cette aire de préparation pour faciliter la construction des spécimens.

Une salle de commande est située en face de la table vibrante pour faciliter le contrôle des essais. Les laboratoires annexes tels que le laboratoire de matériaux, celui de la dynamique des sols et le laboratoire mobile sont situés sur le même niveau (RDC). Par contre, La centrale hydraulique est au sous-sol.

Les laboratoires à équipements légers sont situés au premier étage. Il s'agit du laboratoire de géophysique, d'une salle d'instrumentation et d'un centre de calcul. Une partie du premier étage et du deuxième étage est aménagée en bureau, salle de réunion et cafétéria.



a) Plan de RDC



b) Plan du 1^{er} étage

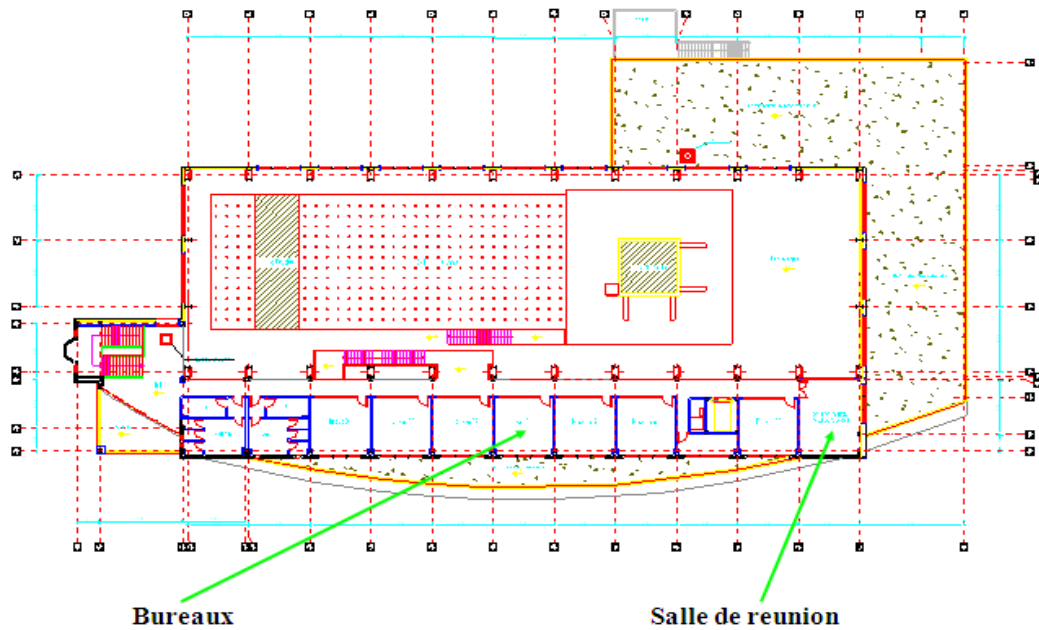
c) Plan du 2^{ème} étage

Figure 2.3 : Vue en plan des différents niveaux [1]

2.3 Dispositif de la dalle d'essai et mur de réaction

Le dispositif de la dalle d'essai et du mur de réaction du laboratoire représenté sur la figure 2.4, offre la possibilité d'exécuter des essais sur des spécimens à pleine échelle ou à échelle réduite en employant diverses méthodes expérimentales, comme les essais quasi-statiques traditionnels, les essais cycliques de chargement et les essais pseudo-dynamiques avec des techniques de substructure, ainsi que les différentes techniques d'évaluation modale et d'identification des systèmes.

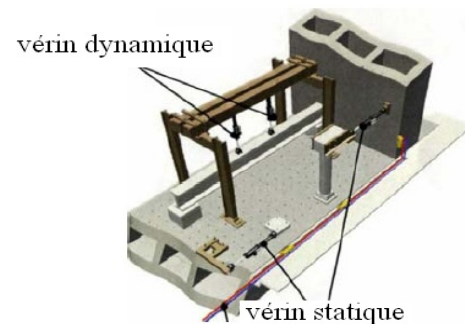


Figure 2.4 : Dispositif de test pseudo- dynamique.

Une description brève des composants clés de ce système est présentée ci-dessous :

2.3.1 Dalle d'essai

La dalle d'essai est constituée d'un plancher en béton armé précontraint très rigide en forme de caisson. L'épaisseur de la dalle supérieure est de 1 m. La zone d'essai utile est de 13 m × 32 m. Elle comporte des trous d'ancrage (figure 2.5) qui sont espacés de 1 m avec une capacité de force axiale de 500 kN.

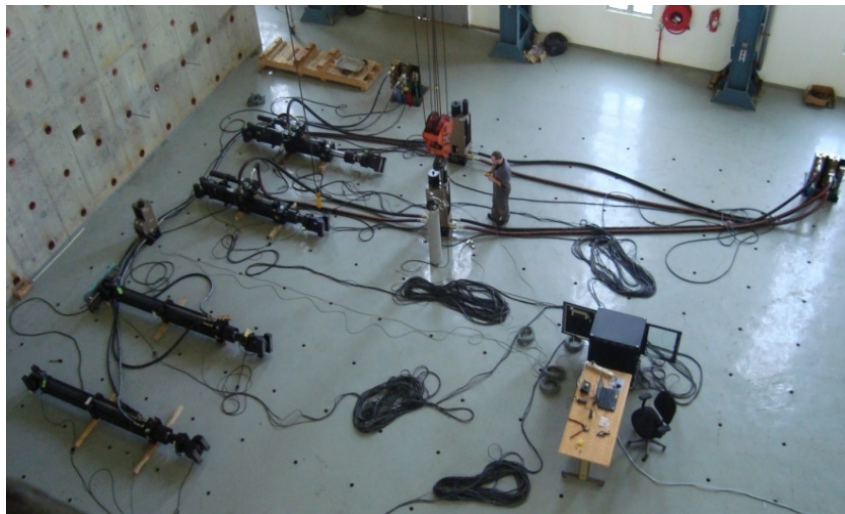


Figure 2.5 : Vue sur dalle d'essais du CGS

2.3.2 Mur de réaction

Le mur de réaction est de 15 m de hauteur par 13 m de largeur en béton armé précontraint. Il comporte les trous d'ancrage espacés de 1 m. La capacité maximale du moment de flexion de ce mur de réaction est de 120 MNm correspondant à un effort tranchant à la base de 12 MN. Cette hauteur permet de tester des spécimens/prototypes de bâtiments jusqu'à quatre niveaux au maximum.

2.3.3 Vérins hydrauliques

Le système d'essai de structure est doté de quatre vérins hydrauliques (figure 2.6), deux pour le chargement dynamique et deux autres pour le chargement statique. Les

capacités de ces vérins hydrauliques sont résumées dans le tableau 2.1. Tous ces vérins sont à double action

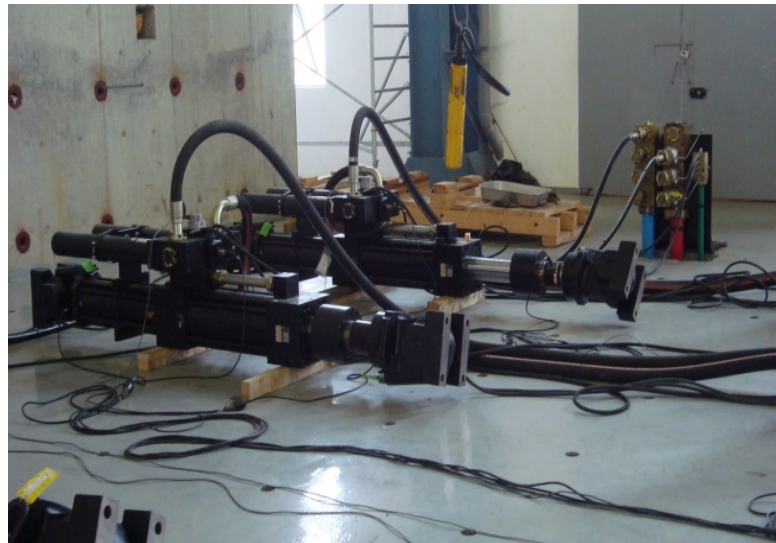


Figure 2.6 : Vérins hydrauliques du système d'essai de structure

Tableau 2.1 : Capacité des vérins hydrauliques

Vérin modèle MTS	Quantité	course (mm)	Force (kN)	Servovalve (LPM)	Type
244.41S	02	508	± 550	1500	Dynamique
244.41S	02	1016	± 1016	57	Statique

2.3.4 Contrôleurs

Le système de contrôle de MTS FlexTestTMGT est un contrôleur numérique flexible et puissant spécifique pour les structures de génie civil. Sa configuration courante permet de commander simultanément jusqu'à quatre vérins et quatre essais indépendants pouvant être analysés simultanément.

2.4 Caractéristique de la table vibrante

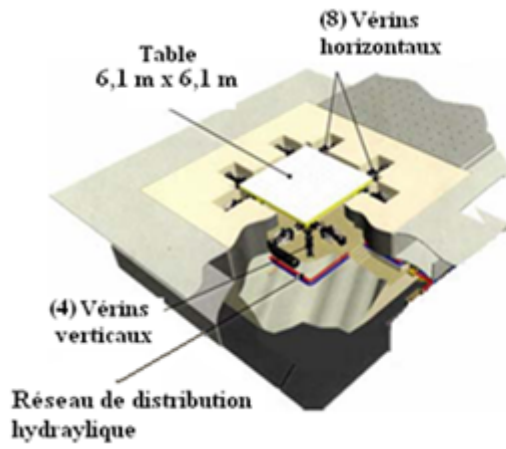
Cette table vibrante se distingue par les caractéristiques suivantes [1] :

- Dimension et poids de la plateforme : c'est la surface où les prototypes d'essai sont montés pour être testés. En général, la taille de la plateforme est proportionnelle à la capacité de la charge à secouer, sa dimension est de 6,1 m × 6,1 m et son poids est de 40 tonnes.
- Nombre de degré de liberté (DDL) : La table vibrante peut effectuer des mouvements dans les six degrés de libertés, ce qui permet de reproduire facilement le mouvement désiré.
- Poids maximum du spécimen (charge utile) : La charge utile de la table vibrante est de 60 tonnes. Cette capacité à tester le spécimen est limitée par une charge utile pour laquelle une accélération maximale est atteinte dans une gamme de fréquence.
- Gamme de fréquence : La gamme de fréquence de la table vibrante du CGS varie de 0 à 50 Hz. Cette gamme est très importante dans la détermination du type d'essai. Les expériences ont montré que les tables vibrantes avec une bonne performance en basse fréquence sont plus appropriées aux essais des structures à grande échelle. Cependant, les modèles à échelle réduite nécessitent des gammes de fréquence relativement élevée.
- Accélération, vitesse et déplacement maximum : Ces paramètres dépendent de la gamme de fréquence opérationnelle. L'accélération maximale de la table vibrante du CGS est de 1,4 g à pleine charge et de 2.6 g à vide. Le déplacement maximal est limité par la course du vérin hydraulique. De même, la vitesse maximale est limitée par le flux d'huile maximal délivré par la centrale hydraulique.
- Moment de renversement : La hauteur du centre de gravité du spécimen pour une accélération maximale de cette table vibrante est limitée au-dessous d'un seuil qui constitue le moment de renversement qui est égale à 180 t.m.

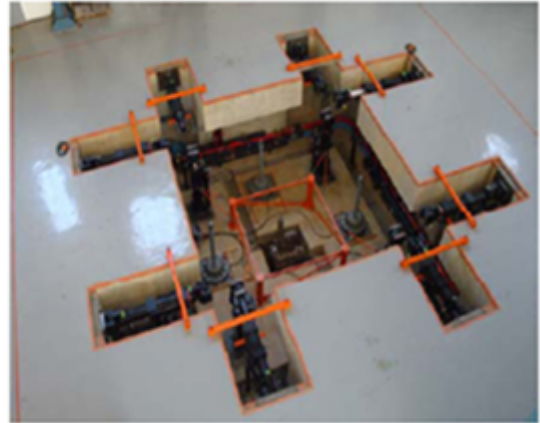
Le tableau 2.2 regroupe les principales caractéristiques de la table vibrante du CGS. Tandis que la figure 2.7 montre un schéma illustratif de son emplacement avant et après l'installation.

Tableau 2.2 : Caractéristiques principales de la table vibrante de CGS

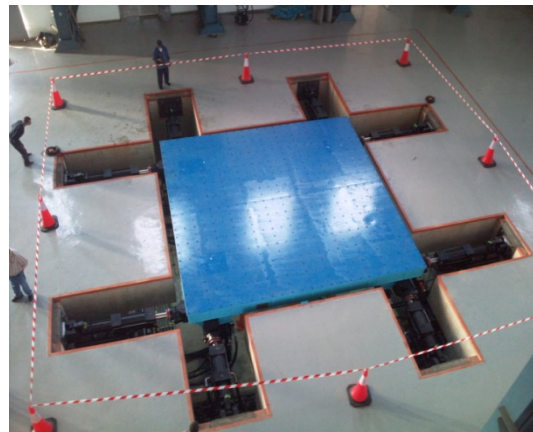
Caractéristiques	Spécification
Spécification globale	
Poids de la table	40 t
Poids maximal du spécimen	60 t
Moment de renversement	180 t.m
Moment de torsion	90 t.m
Nombre de degré de liberté	6 degrés de liberté
Géométrie du système	
Taille de la plateforme	6,1 m × 6,1 m
Nombre de vérin hydraulique (X, Y, Z)	(4 ; 4 ; 4)
Longueur du vérin hydraulique (X, Y, Z)	(2,2 ; 2,2 ; 2,2) m
Espacement des vérins hydraulique (X, Y, Z)	(2.5 ; 2.5 ; 2.5) m
Performance du system à pleine charge	
Déplacement maximal (X, Y, Z)	(0.15 ; 0.25 ; 0.1) m
Vitesse maximale (X, Y, Z)	(1.1 ; 1.1 ; 0.8) m/s
Accélération maximale (X, Y, Z)	(1 ; 1 ; 0.8) g
Gamme de fréquence	0-50 Hz



(a)



(b)



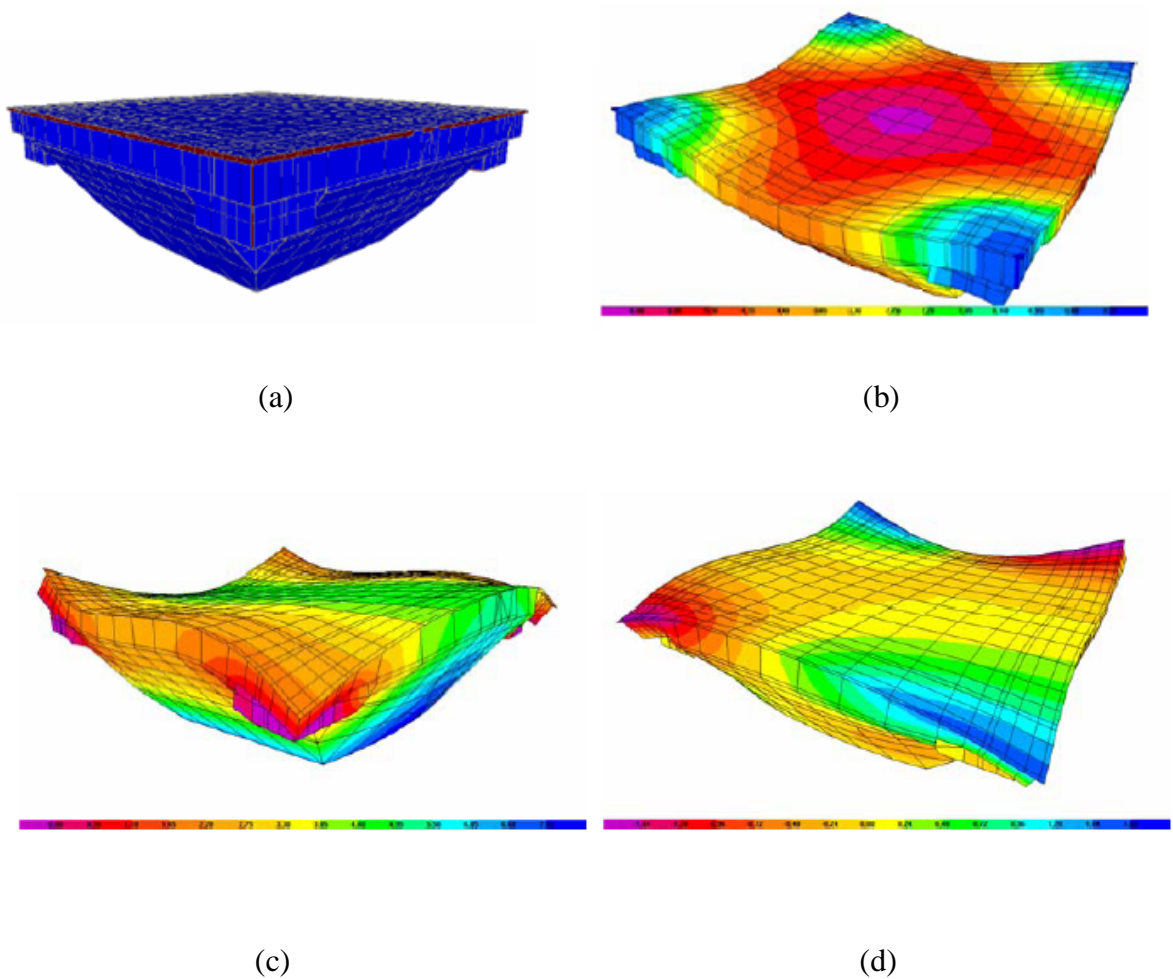
(c)

- c) Schéma illustratif de la table vibrante du CGS
- b) Emplacement de la table vibrante avant l'installation de la plateforme
- c) Emplacement de la table vibrante après installation de la plateforme

Figure 2.7 : Vues sur la table vibrante du CGS

2.4.2 Rigidité de la plateforme

La plateforme de la table vibrante est une boîte d'acier de profondeur variable jusqu'à 2,2 m. Elle a été fabriquée en deux morceaux et assemblée sur place par soudure. Cette plateforme a été conçue pour avoir le premier mode de vibration au-dessus de la gamme de fréquence utile. La figure 2.8 montre un schéma de la plateforme et ses trois premiers modes de vibration.

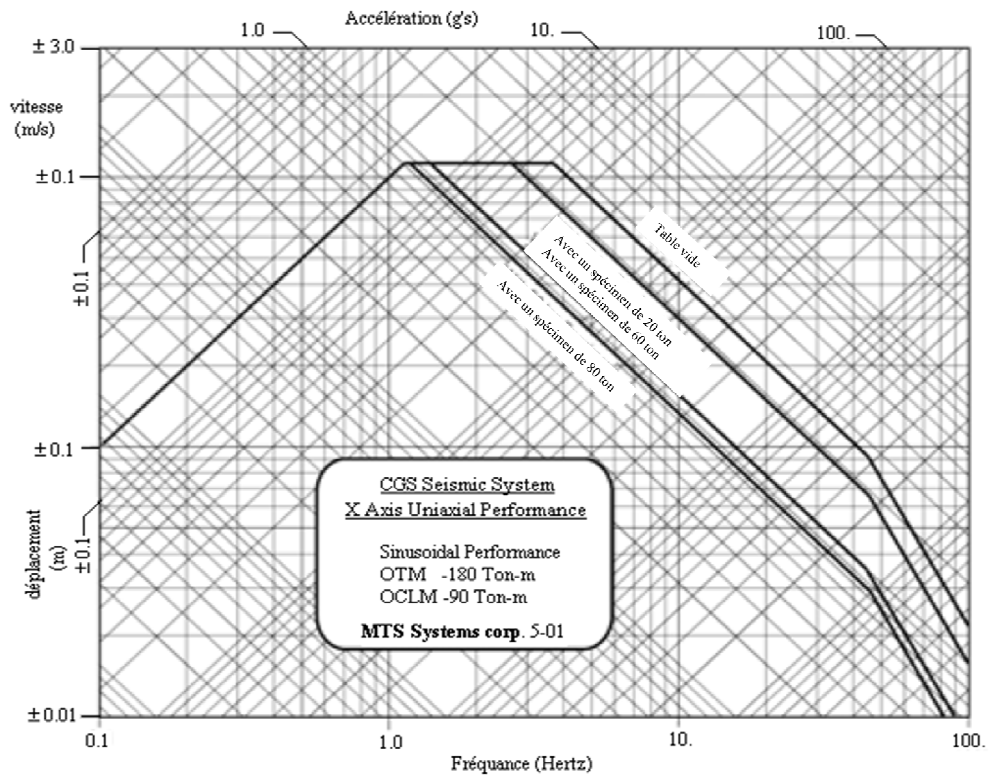


- a) plateforme
- b) 1^{er} Mode, fréquence = 98,27 Hz (mode verticale)
- c) 2^{ème} Mode, fréquence = 126,69 Hz (mode de direction X)
- d) 3^{ème} Mode, fréquence = 127,26 Hz (mode de direction Y)

Figure 2.8 : Modèle analytique de la plateforme et le mode de déformation [1]

2.4.3 Performances enveloppes de la table vibrante du CGS

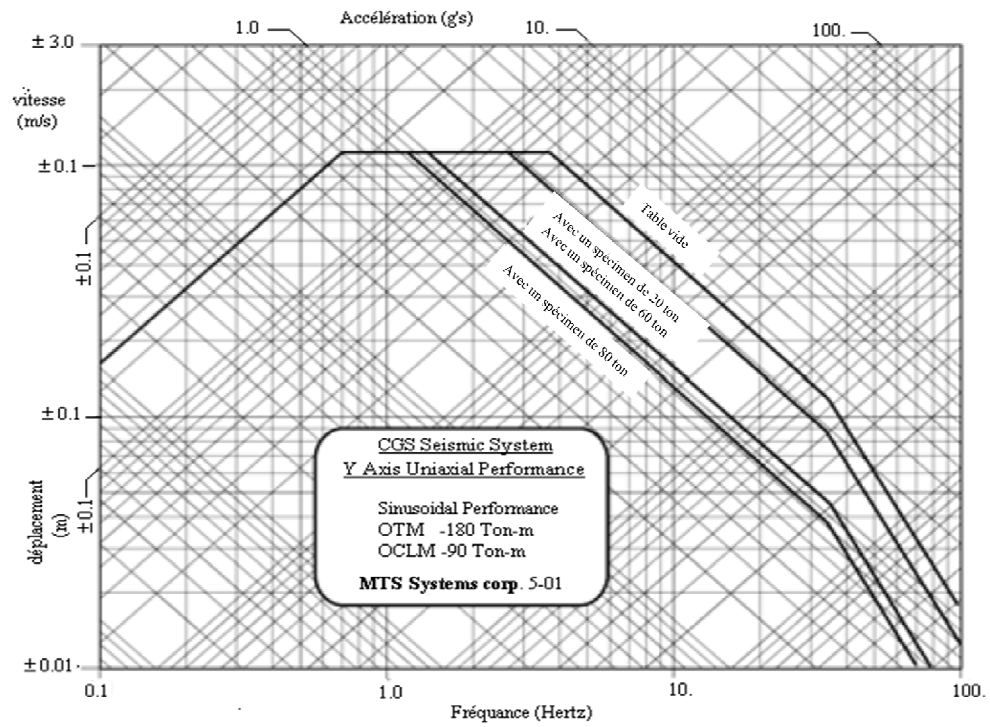
Les performances enveloppes de la table vibrante du CGS dans les trois états : table vide, table chargée avec une charge de 20 tonnes et table chargée avec une charge utile rigide de 60 tonnes sont représentées sur la figure 2.9 pour l'axe X, Y et Z respectivement.



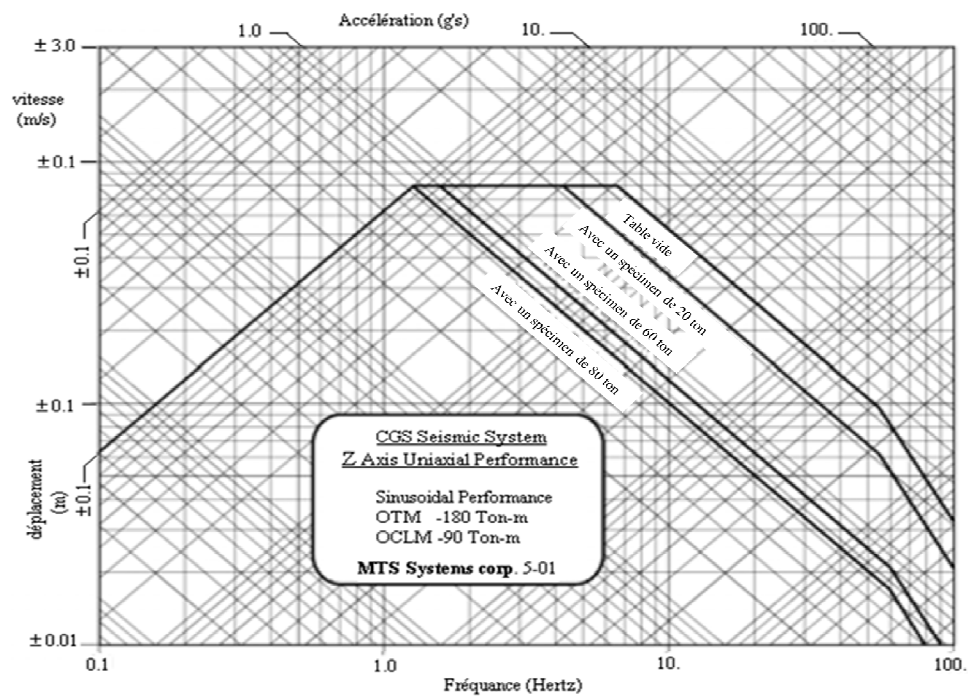
a) : Performance uni axiale de l'axe X

On distingue quatre phases pour la table vibrante à vide pour une excitation uni axiale dans le sens X :

- Phase I : déplacement maximal entre 0,1 Hz et 1,2 Hz ;
- Phase II : vitesse maximale entre 1,2 Hz et 3,8 Hz ;
- Phase III : accélération maximale entre 3,8 Hz et 45 Hz ;
- Phase IV : chute de performance entre 45Hz et 100 Hz.



b) : Performance uni axiale de l'axe Y



c) : Performance uni axiale de l'axe Z

Figure 2.9 : Performances enveloppe de la table vibrante du CGS

2.4.4 Contrôleur et logiciel

2.4.4.1 Système de commande digitale MTS 469D

Cette table vibrante dispose d'un système de commande numérique MTS 469D. Ce contrôleur fournit une boucle fermée de commande du mouvement pour les trois axes principaux de translations et de rotations. Le contrôleur est conçu aussi de sorte que chacun de ces six degrés de liberté puisse être programmé individuellement.

2.4.4.2 Sous-ensemble de calculateur numérique STEX3

Un complément STEX3 de la commande digitale MTS 469D en temps réel consiste à fournir à la table des possibilités additionnelles de programmation. L'acquisition des données des essais peut être mesurée dans le domaine fréquentiel ou temporel.

Le logiciel STEX3 offre beaucoup de possibilités telles que :

- Exécution des essais et acquisition des données de spécimen ;
- Génération des accélérogrammes à partir d'une fonction de densité spectrale ou d'un spectre de réponse ;
- Analyse et traitement des données acquises ;
- Exécution des tests itératifs de compensation pour obtenir des meilleures simulations.

2.5 Autre dispositifs

2.5.1 Centrale hydraulique

L'approvisionnement en énergie hydraulique (figure 2.10) pour alimenter les équipements du laboratoire est constitué de six pompes à haute pression capables de fournir un total de 4200 litres par minute à 25 MPa et d'accumulateurs de charge de capacité 8×45 litres afin de répondre aux demandes crêtes lors des excitations intensives.



Figure 2.10 : Vue de la centrale hydraulique

2.5.2 Système d'acquisition des données

Le système d'acquisition des données se compose de 128 canaux d'entrées conditionnées extensibles. Ce système est mobile, il peut être facilement déplacé de la salle de contrôle vers la dalle d'essai lors des tests. Le taux maximum d'échantillonnage par canal simultané est de 2000 échantillons par seconde. Les caractéristiques principales de ce système d'acquisition sont :

- Panneau d'entrée de signal de raccordement ;
- Amplificateur différentiel programmable ;
- Excitation programmable ;
- Equilibre automatique à zéro ;
- Résolution de conversion 16 bits ;
- Stockage des données jusqu'à 512 kB par canal.

2.5.3 Ponts roulants

Le laboratoire est doté de deux ponts roulants (Figure 2.11) de capacité de 32 tonnes et de 10 tonnes. La hauteur sous pont est de 16.5 m ; les deux ponts se déplacent dans les directions longitudinale et transversale. Ils sont commandés à distance et peuvent fonctionner en même temps ou indépendamment l'un de l'autre.



Figure 2.11 : Vue sur le pont roulant du laboratoire du CGS

2.5.4 Aires de fabrication et stockage des spécimens

Outre l'aire de fabrication des spécimens à l'intérieur du laboratoire, il existe 1200 m² situé à l'extérieur du bâtiment. Cette surface sera employée pour la fabrication des grands spécimens qui seront testés sur la table vibrante ou sur le mur de réaction. Elle servira aussi pour le stockage temporaire des spécimens endommagés après les essais.

2.6 Conclusion

Une table vibrante se caractérise par plusieurs paramètres et en particulier, la vitesse, l'accélération et le déplacement maximum de sa plate-forme. Ces caractéristiques sont représentées par des courbes de performances. Ces derniers définissent les limites de ses caractéristiques sur une gamme de fréquence utile. Ces courbes de performances ont été fournies par le fabricant afin de vérifier expérimentalement si la table vibrante atteint vraiment ses limites avec les conditions de chargement utile défini.

Grâce au système d'essai de structure, les tests pseudo-dynamiques, quasi-statiques et d'autres tests peuvent être effectués. Ainsi que beaucoup d'investigations et de recherches pourront être effectuées d'une manière plus avancée qu'auparavant.

Finalement, ce laboratoire avec ses équipements modernes fournira une amélioration de compréhension sur la technologie des tremblements de terre et leurs effets sur les structures en génie civil afin d'apporter une contribution significative aux questions importantes sur la sûreté sismique en Algérie et autour du monde.

CHAPITRE 3

TECHNIQUES DE CORRECTION DU SIGNAL DE COMMANDE D'UNE TABLE VIBRANTE

3.1 Introduction

Les erreurs induites lors de la simulation des signaux sismiques peuvent provenir de plusieurs sources inhérentes au système. L'objectif associé à ce travail est de revoir les procédures de compensation afin d'intégrer une méthodologie de vérification de la capacité du système à reproduire fidèlement les signaux avec les intensités requises lors des essais de performance et de vérification du système.

Ce chapitre décrit les techniques de corrections utilisées pour compenser des erreurs provoquées par les systèmes mécaniques et hydrauliques. La performance de ces techniques est directement liée à la capacité du contrôleur à reproduire exactement l'accélération sismique en temps réel.

3.2 Procédures des méthodes itératives de correction du signal

Plusieurs méthodes itératives de correction du signal d'accélération ou de déplacement sont utilisées durant les tests. En se basant sur les travaux effectués par beaucoup de chercheurs qui ont employé ces techniques d'itérations connues sous le nom « offline », on a pu résumer leur procédure comme suit [15] :

3.2.1 Pré compensation d'un signal de commande

Bien que cette méthode de correction du signal de commande ne nécessite aucune itération, elle possède une influence significative sur l'amélioration du mouvement de la table vibrante en réduisant le nombre d'itérations.

La procédure de cette méthode consiste à calculer la fonction de transfert du système dynamique global en effectuant un rapport entre le signal d'entrée avec celui du retour après une excitation aléatoire (avec n'importe quel spécimen attaché).

Le mouvement désiré de la table est multiplié par la fonction de transfert inverse (dans le domaine fréquentiel) pour corriger le signal de commande (chapitre 1).

3.2.2 Mise à jour de la de la fonction de transfert

Dans cette méthode, le logiciel calcule la matrice de la fonction de transfert après chaque itération en démarrant par le signal de pré compensation pour corriger le signal. Cependant, ce nouveau signal peut avoir un contenu fréquentiel qui n'est pas constant sur toute la gamme de fréquence opérationnelle. Donc, il est impératif de faire très attention lors de l'exécution de ce type de correction itérative. Car si une partie de cette gamme de fréquence contient peu d'énergie, la nouvelle fonction de transfert sera moins exacte et par conséquent la procédure de correction devient instable. Pour cette raison, cette technique d'itération est appropriée seulement pour une gamme avec un contenu fréquentiel raisonnable.

3.2.4 Correction itérative linéaire d'un accélérogramme

Dans cette méthode, le logiciel calcule le rapport entre l'accélération achevée et celle désirée dans le domaine fréquentiel. L'amplitude de la composante fréquentielle du signal de commande est ensuite modifiée pour l'itération suivante.

La chronologie temporelle de temps peut aussi être segmentée en blocs de fenêtres avec recouvrement qui permet à la fonction de transfert inverse d'être calculée pour chaque bloc, ainsi une correction du signal de commande est effectuée.

L'exactitude de correction de ce signal de commande dépendra de la résolution fréquentielle dont laquelle la fonction de transfert inverse est calculée. Cependant cette résolution est calculée comme suit :

$$\Delta f = \frac{1}{\Delta t N} \quad (3.1)$$

N : est le nombre d'échantillonnage de chaque bloc, Δt est le temps de chaque intervalle. L'approche d'échantillonnage peut aussi causer de l'instabilité lors de la correction du signal correspondant lorsqu'une partie de la gamme de fréquence contient peu d'énergie.

Pour ce fait, l'utilisation de la méthode de compensation itérative non linéaire peut réduire ce problème d'instabilité.

3.2.5 Correction itérative non linéaire d'accélérogramme

Cette méthode est identique à la précédente sauf que le chemin de modification de la composante fréquentielle du signal de commande s'effectue après l'itération de la correction.

Dans ce cas, la composante fréquentielle du signal de commande est modifiée par l'addition d'un pourcentage arbitraire (généralement 70%) de l'erreur compensée entre le mouvement désiré et achevé.

L'erreur du signal peut être corrigée à travers deux moyens : dans le premier cas, la matrice initiale de la fonction de transfert (créée par le signal de commande de pré compensation) est utilisée pour corriger le signal et compenser la fonction de transfert du système. En revanche, dans le deuxième cas, l'erreur du signal est corrigée en utilisant une matrice de la fonction de transfert révisée qui est calculée à partir d'itération précédente. Ce pendant cette deuxième méthode est une combinaison de la mise à jour de la fonction de transfert et de la correction itérative non linéaire.

3.3 Calcul de la fonction de transfert du système pour six degrés de liberté

Toutes les techniques décrites ci-dessus se basent sur le calcul de la fonction de transfert pour le système de contrôle de la table vibrante. Cependant, Le calcul de cette dernière peut changer considérablement selon la complexité du système.

Pour une table vibrante à six degrés de liberté, la fonction transfert est calculée à partir du signal de commande et celui achevé selon chaque axe de la table, ayant pour résultat six fonctions de transfert pour une table à six-axes (six DDL). Cela permet d'établir une compensation de n'importe quel mouvement, mais ne peut pas compenser directement l'interconnexion entre les axes. Par conséquent, une fonction de transfert est calculée comme solution directe qui contrôle l'interconnexion de ces axes par un nouveau signal de commande calculé à partir de cette matrice par les processus d'itération, cette fonction ayant pour résultat 36 éléments pour une table à six axes.

Malheureusement, pour d'autres tables plus sophistiquées qui utilisent des capteurs additionnels, la matrice de la fonction de transfert ne devient plus une matrice carrée (à 72 éléments si les capteurs de déplacement et d'accélération sont utilisés pour enregistrer le mouvement de chaque axe de la table) et par conséquent, une difficulté de l'inversement de cette matrice.

Heureusement l'inversion de cette matrice est possible si les composantes des fréquences élevées de la fonction de transfert sont calculées à partir des données d'accélération, et celles de basses fréquences sont calculées à partir des données de déplacement.

Une solution a été proposée, en utilisant des accéléromètres et des capteurs de déplacement pour capter le mouvement de la plateforme avec une fonction de transfert qui combine les différentes gammes de fréquence pendant que la matrice s'inverse.

L'inconvénient d'employer cette matrice prolongée est que les instruments employés doivent être exactement et conformément calibrés, et que dans ces conditions, le calcul de la fonction de transfert sera deux fois plus long après chaque itération.

3.4 Méthodologie de mise en application des méthodes de compensation

Afin de mettre une stratégie pour la compensation du signal de commande de toutes forme de distorsion, il est préférable de subdiviser le signal d'essai en deux types : sinusoïdal et non sinusoïdal, sachant que la réponse du système peut être linéaire ou non linéaire dans les deux cas.

Parmi les techniques de compensations, nous tenons à présenter quelques unes, développées pour tester et pour contrôler la fidélité des systèmes mécaniques de vibrations [20].

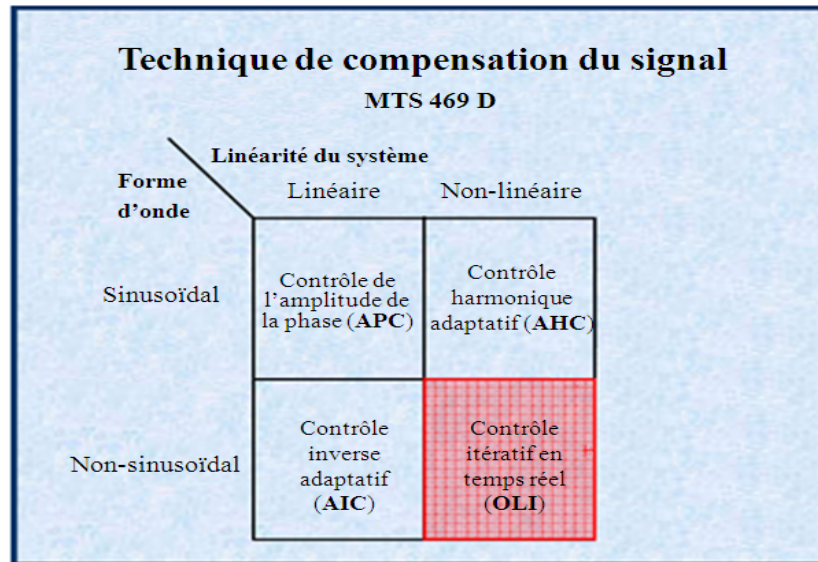


Figure 3.1 : Programme simplifié d'application des techniques de compensation

La figure 3.1 montre pour un signal sinusoïdal, l'application de l'APC (contrôle de l'amplitude de la phase) s'effectue lorsque la réponse du système est linéaire, tandis que la technique AHC (adaptation d'une élimination harmonique) est appliquée pour un système non linéaire.

En revanche, si le signal d'essai n'est plus sinusoïdal, alors il convient d'établir un contrôle adaptatif inverse (AIC) pour un système linéaire et un contrôle itératif online pour un système non linéaire

Toutefois, des investigations plus avancées sur ces techniques ont été développées. Nous essayons de citer les plus importantes en donnant brièvement leurs concepts de fonctionnement et leurs épreuves expérimentales dans le chapitre qui suit.

3.5 Techniques de compensation

Un contrôle précis de la table exige souvent l'utilisation d'une boucle fermée de contrôle en temps réel et un processus itératif de compensation des erreurs. La boucle fermée de contrôle doit être suffisamment robuste pour équilibrer entre l'exactitude et la stabilité du système de vibration en présence des sources de distorsion.

3.5.1 Contrôle à trois variables séparables (TVC)

Dans tous les systèmes dynamiques des tables vibrantes, une erreur minimale dans le signal de commande est créée quelque soit l'efficacité du système de contrôle. Pour cela, plusieurs tentatives ont été effectuées afin d'améliorer les performances de la simulation par la compensation itérative et pour obtenir l'accélération ou le mouvement désiré.

Un contrôle digital très efficace pour contrôler la table vibrante en temps réel est mis en application où sa procédure se résume comme suit [27].

3.5.1.1 Contrôle numérique de trois variables à boucle fermé

Ce processus de commande de trois variables (TVC) a été décrit par Filiatrault et Tremblay comme une technique très robuste et stable pour reproduire exactement les mouvements d'un accélérogramme. Les processeurs de signal numérique exécutent les transformations géométriques et les équations de la cinématique qui permettent aux différents capteurs des signaux de décrire le mouvement. Cependant, le déplacement, la vitesse et l'accélération de la table sont employés simultanément pour la commande de la boucle fermée.

La figure 3.2 représente un schéma fonctionnel simplifié des trois variables de commande autour d'un vérin hydraulique. Ce concept est extensible pour une table multiaxiale avec un contrôleur de TVC pour chacun des degrés de liberté.

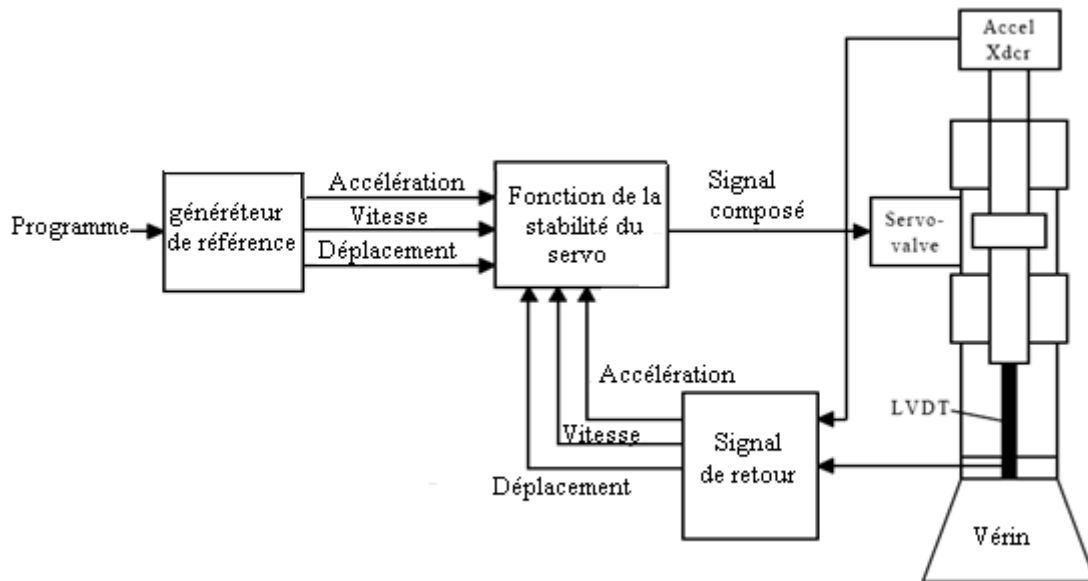


Figure 3.2 : Diagramme simplifié d'un TVC

3.5.1.2 Compensation de la résonance avec un filtre d'entaille

Le contrôleur TVC a été amélioré par l'application d'une technique connue sous le nom d'annulation de résonance (Resonance Cancellation) avec l'ajout d'une entaille de filtres numérique non linéaire. L'insertion de cette dernière dans le contrôleur en temps réel de la boucle fermée (TVC) selon la profondeur et les pentes principales est définie sur la base de la connaissance antérieure de la dynamique du système. La réponse fréquentielle d'une paire de filtres d'entaille est utilisée pour compenser la résonance prévue et l'antirésonance d'un grand spécimen flexible.

3.5.1.3 Fréquence adaptée à base de compensation

Dans beaucoup de cas, les résonances de la table vibrante changent pendant les essais dus à l'interaction avec spécimen. Une méthode de contrôle inverse basée sur la compensation du signal de commande est adaptée pour réduire l'effet du changement de comportement dynamique du spécimen et de fournir une compensation pour le système dynamique inconnu. Cette méthode utilise des processeurs de signal numérique pour évaluer la réponse globale (table-spécimen). Cependant, Un filtre d'inversement de la réponse fréquentielle est créé ; il est basé sur les algorithmes de minimisation d'erreur.

Cependant, la réponse inverse de la fonction fréquentielle (IFRF) induite est insérée dans la boucle de commande entre la source de programme et les contrôleurs TVC.

La matrice de filtrage (IFRF) doit être en temps réel pour compenser l'accouplement dynamique entre les six degrés de liberté. La figure 3.3 montre un diagramme simplifié du placement des filtres de compensation (à l'intérieur du bloc de diagramme adaptatif de contrôle).

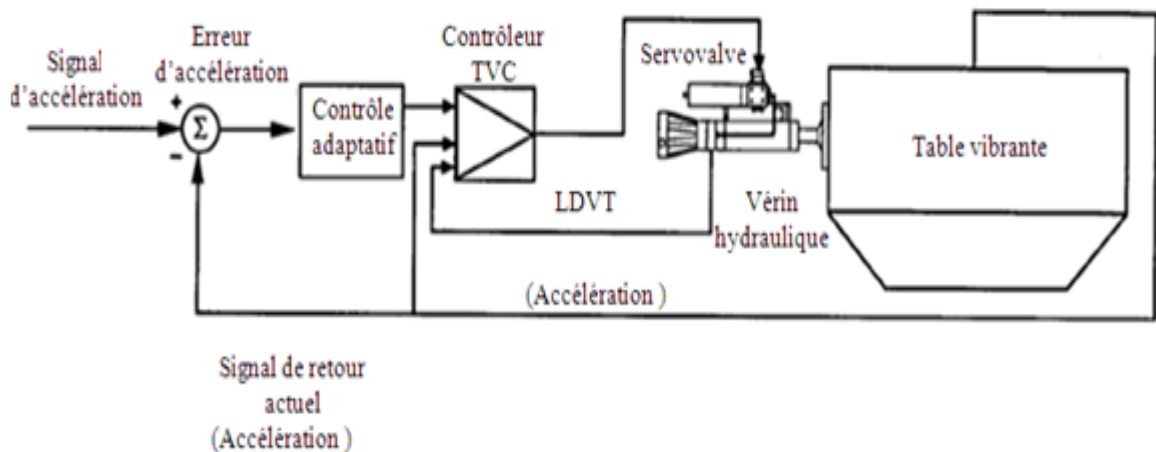


Figure 3.3 : Bloc de diagramme simplifié de contrôle adapté

3.5.2 Contrôle de la table en temps réel avec l'algorithme MCS

Les essais traditionnels sur la table vibrante sont limités par l'utilisation des algorithmes conventionnels à gain fixe dans leur système de contrôle. Ces algorithmes sont basés sur des modèles linéaires (table et spécimen) dont les paramètres sont supposés être fixes durant les tests.

Bien que l'influence du spécimen sur le système dynamique global puisse être partiellement réduite par le processus d'ajustement, ce dernier ne peut pas traiter les effets non-linéaires.

Heureusement, un algorithme de contrôle minimal (MCS) sous forme de commande adaptative peut faire face aux problèmes de la non-linéarité dans le domaine de la robotique en ajustant le contrôleur en temps réel.

Ce chapitre décrit comment l'algorithme MCS a été incorporé dans les contrôleurs analogiques et numériques [17] pour la table vibrante et montre certains résultats réalisés à l'université de Bristol et à l'université d'Athènes.

3.5.2.1 Avantage de mise en œuvre de l'algorithme MCS

- Aucune connaissance sur les paramètres de la dynamique n'est nécessaire. C'est tout à fait critique, puisque la dynamique de la table vibrante dépend fortement non seulement du spécimen, mais également de son régime de fonctionnement ;
- La stabilité et la robustesse de l'algorithme adaptatif ont été formellement prouvées et examinées (Stoten 1993 ; Stoten et Benchoubane 1990) ;
- L'algorithme MCS peut faire face aux variations internes des paramètres et aux perturbations externes. Le régime non-linéaire des spécimens joue également un rôle important dans de tels changements paramétriques ;
- Beaucoup d'expériences sur les tables vibrantes sont effectuées afin d'identifier le comportement dynamique non-linéaire des matériaux et des modèles. L'utilisation d'un tel contrôleur capable de traiter une telle non-linéarité donnera des occasions avantageuses dans la recherche dans ce domaine ;
- L'algorithme peut être employé pour un ajustement sur lui-même à base d'une boucle fermée, lui permettant de fonctionner comme contrôleur à gain virtuel fixe pendant l'essai. Cependant, cet ajustement est mené d'une manière précise et automatisée avant l'essai. Ceci diffère du processus d'ajustement standard d'un contrôleur conventionnel qui se base presque exclusivement sur la compétence de l'opérateur de table vibrante.

3.5.2.2 Adaptation de l'algorithme MCS dans le contrôle de la table vibrante

Un schéma fonctionnel de l'algorithme MCS est représenté sur la figure 3.4. Le signal de commande est modifié par un modèle de référence [19] qui produit une réponse en boucle fermée. Cette réponse est comparée aux résultats de la table où les gains adaptatifs sont modifiés afin de réaliser une bonne correction entre les résultats de la table et les résultats du modèle de référence. Cependant, la polarisation de tension qui se présente dans les dispositifs analogiques (ou la polarisation de servovalve) peut être éliminée en utilisant un troisième gain qui est calculé sur la base de l'intégrale de l'erreur résultant de la table.

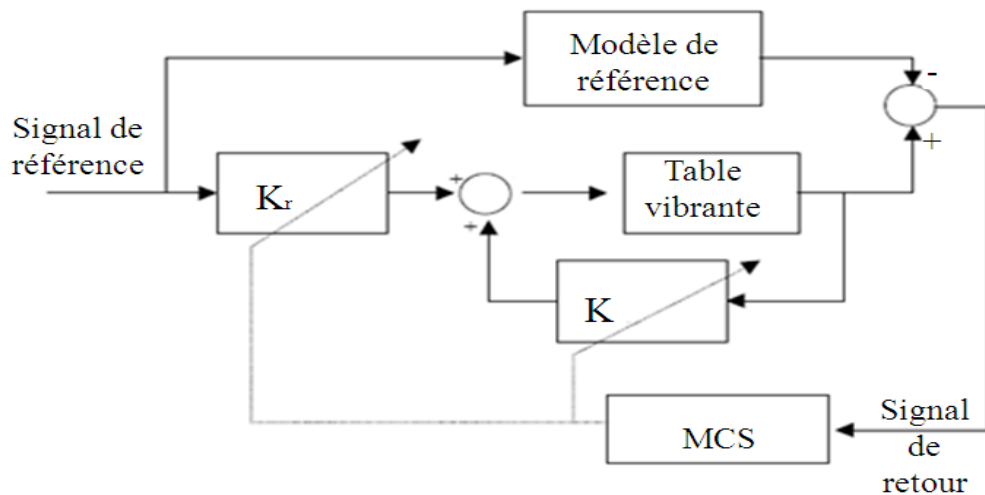


Figure 3.4 : Représentation de diagramme de l'algorithme MCS

3.5.2.3 Régime de contrôle de la table

L'approche traditionnelle de la commande de la table vibrante est montrée dans la figure 3.5. Le signal de référence contient six composants (trois translations et trois rotations) [17]. Le solveur de la cinématique inverse transforme ce vecteur de référence en vecteur contenant le signal de déplacement pour chaque vérin. Une fois que le signal de référence est converti, chaque vérin est conduit indépendamment (généralement par un contrôleur conventionnel).

L'algorithme de la cinématique inverse (Stoten et Gomez 19986) s'assure que les vérins sont conduits le long de la trajectoire exigée. Cependant, la position de la plateforme peut être calculée à partir des déplacements des vérins en utilisant le solutionneur de la cinématique direct.

Le contrôleur adaptatif MCS peut être mis en application parallèlement au contrôleur conventionnel existant de chaque vérin par l'intermédiaire d'une boucle intérieure. Mais cela est possible seulement lorsque l'accès à la jonction d'addition des servovalves est permis. Malheureusement, souvent cette jonction ne peut pas être facilement accessible. Par conséquent, un arrangement alternatif doit être employé à la place, ainsi une configuration d'une boucle externe fournit la solution à ce problème.

La stratégie de la boucle interne et externe est décrite dans ce qui suit.

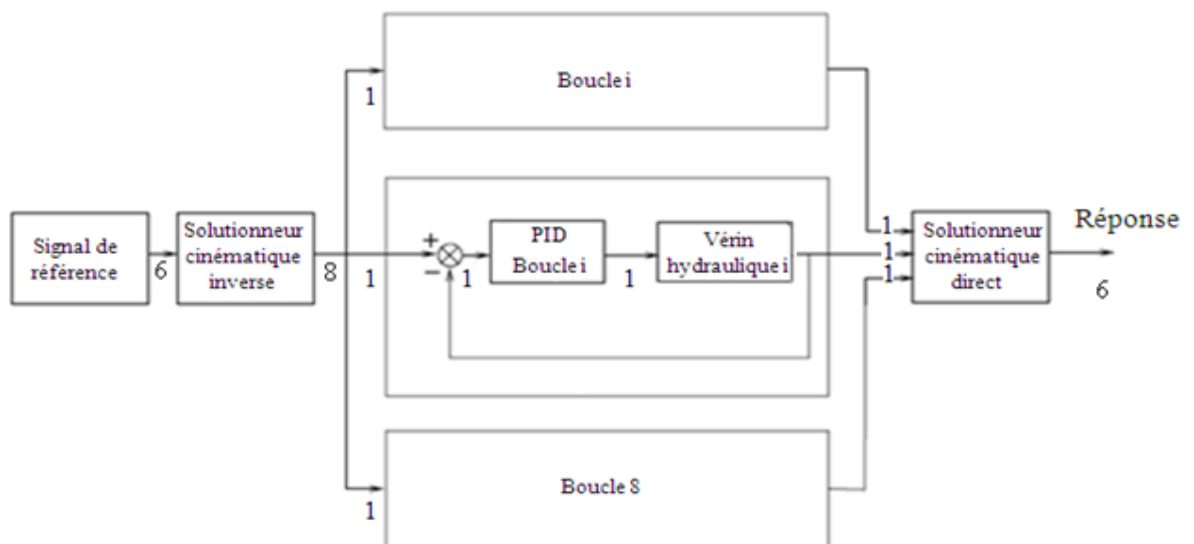


Figure 3.5 : Schéma général de la commande de la table vibrante

3.5.2.3.1 Stratégie de la boucle intérieure (inner-loop strategy)

Dans la stratégie de la boucle intérieure, les signaux de commande adaptative sont additionnés avec les signaux conventionnels de commande, ainsi les signaux résultants sont appliqués directement aux vérins. En outre, les demandes de vérins sont introduites directement dans le bloc MCS où l'arrangement est montré sur la figure 3.6.

L'avantage principal de cette stratégie est que l'intégrité de la boucle est maintenue, c.-à-d. : l'un ou l'autre ou les deux contrôleurs peuvent être employés. Elle donne également accès directement aux déplacements des vérins, permettant au mouvement de la table d'être reconstruit. En revanche, cette stratégie a quelques inconvénients. D'une part, l'exigence de l'accès aux amplificateurs pilotes de la servovalve. Et d'autre part, les deux contrôleurs dans chaque boucle doivent être synchronisés de sorte que tous les deux suivent la même demande de déplacement.

Une autre question importante engendrée par les contraintes physiques dans le système. La cinématique du modèle se base sur une description géométrique précise de la table vibrante, de sorte que les petites erreurs dans les paramètres géométriques empêchent le signal de demande d'être reproduit exactement. Ainsi, si le contrôleur tente d'imposer la position désirée, les vérins réagissant les uns contre les autres, sachant que les erreurs dans la géométrie ne sont pas liées seulement à la précision des mesures, mais également aux erreurs de calibrage dans les capteurs.

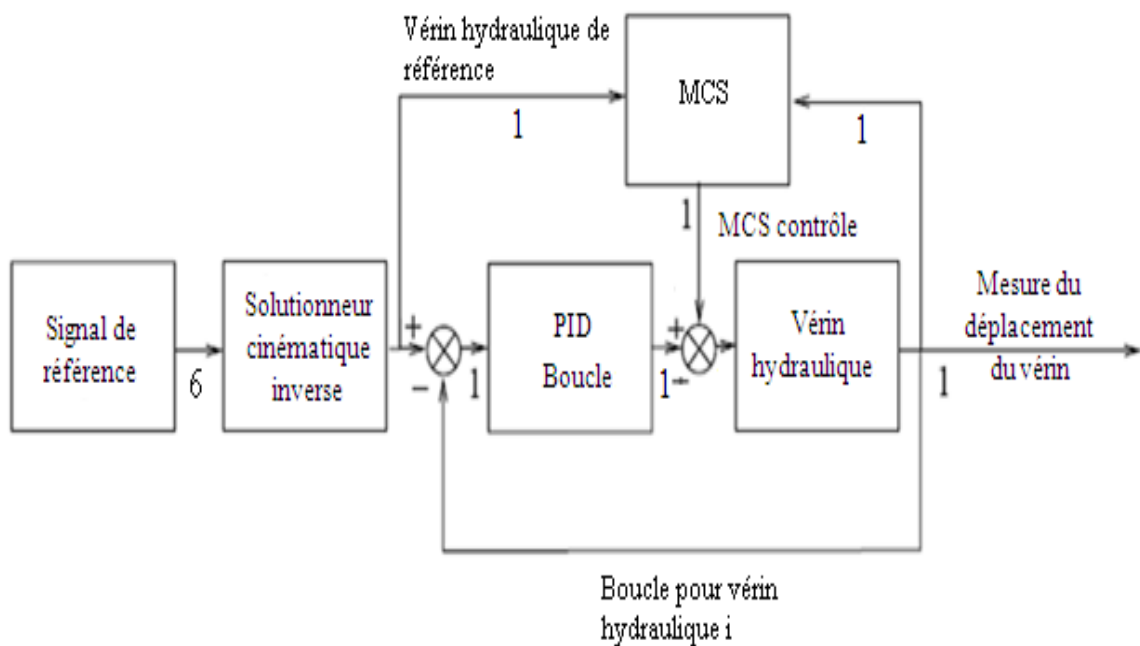


Figure 3.6 : Stratégie de la commande de la boucle intérieure

3.5.2.3.2 Stratégie de la boucle extérieure (Outer-loop)

La stratégie de la boucle externe fonctionne en modifiant le signal original de référence, qui est envoyé au contrôleur conventionnel. Cette référence originale est alimentée soit par un dispositif externe ou intérieurement produit dans le logiciel de MCS. Elle est alors comparée au rendement de la table pour générer un signal de commande adaptatif, qui à son tour devient la nouvelle référence adaptative du contrôleur conventionnel.

Cette méthode est conceptuellement semblable aux procédures de compensation itératives (off-line). Elle est généralement utilisée dans les équipements des essais expérimentaux de la dynamique des structures pour rendre leurs sorties égales aux signaux de référence.

Il est plus facile de mettre en application la stratégie de la boucle externe comme le montre la figure 3.7. Son avantage se traduit par un arrangement qui ne nécessite pas la synchronisation des deux contrôleurs.

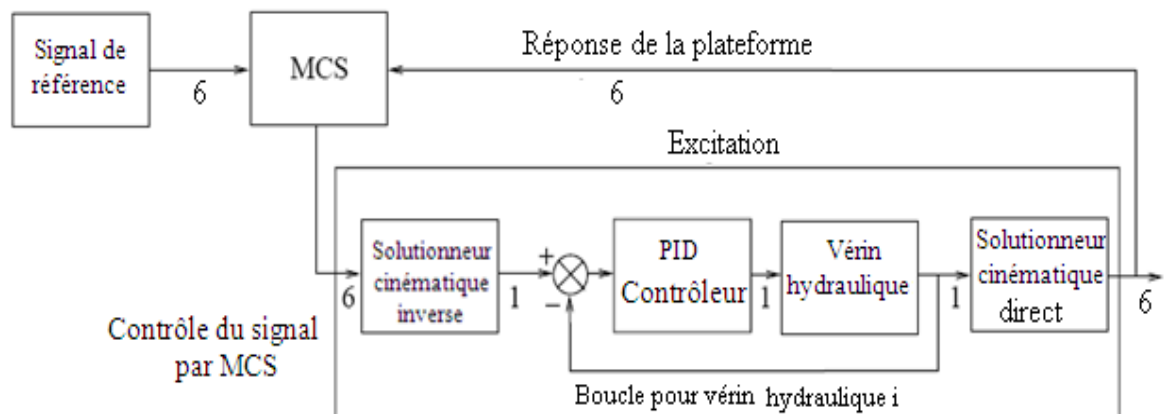
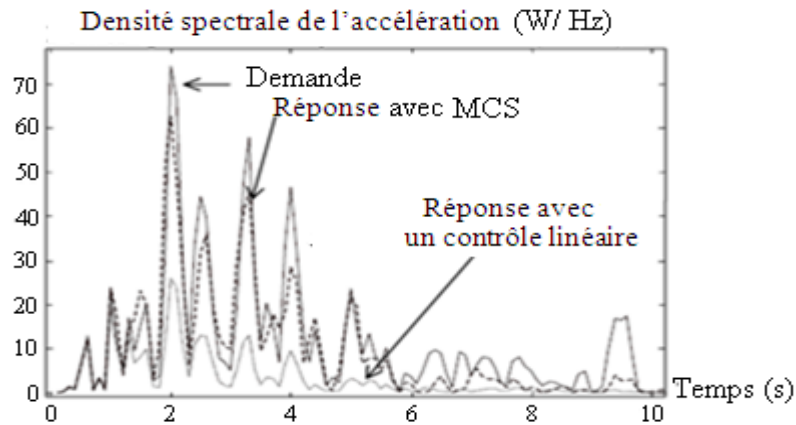


Figure 3.7 : Stratégie de la commande de la boucle extérieure.

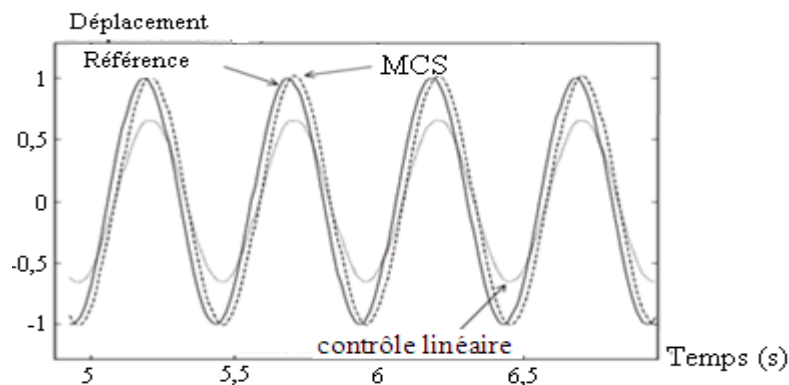
3.5.2.4 Mise en application de l'algorithme MCS

Dans ce présent paragraphe, nous tenons à présenter quelques résultats d'application de la de l'algorithme MCS (figure 2.8-a, figure 2.8-b) qui montre son amélioration dans la commande de contrôle en la comparant à celle de la commande linéaire [17].

Ce test est un essai uni axial, effectué au laboratoire de Bristol et au laboratoire d'Athens. La table a été chargée avec un spécimen dont le système de commande adaptatif était en activité sur les six axes.



(a)



(b)

Figure 3.8 : a) Comparaison de la demande avec les résultats en termes de la densité spectrale en utilisant la commande linéaire et l'algorithme MCS d'une excitation uni axiale

b) Comparaison de la demande avec les résultats en terme de déplacement en utilisant la commande linéaire et l'algorithme MCS d'une excitation uni axiale

D'après la figure 3.8 qui montre une comparaison des résultats réalisés avec un contrôle linéaire et celui de l'algorithme MCS sur un même axe, il a été conclu que :

- La commande de la table vibrante est améliorée en employant la commande adaptative d'algorithme (MCS) ;

- L'algorithme adaptatif peut faire face au non linéarité de la dynamique du spécimen.

3.5.3 Application de l'algorithme de contrôle MCS minimal en aval (FFMCS)

Un autre système de commande adaptatif très sophistiqué a été développé au Japon sous le nom « algorithme de contrôle MCS minimal en aval (FFMCS) ». L'utilisation de cet algorithme avec un contrôleur conventionnel à gain fixe (TVC) a fourni une grande amélioration de reproduction du mouvement tout en contrôlant la non-linéarité dans le système dynamique.

La stratégie de cette commande adaptative a été développée à partir de l'algorithme original de support de consoles multiples (MCS) [38]. Ainsi, l'objectif principal de ce paragraphe est de démontrer comment un contrôleur TVC peut être amélioré seulement par une nouvelle boucle en aval.

3.5.3.1 Contrôleur de la table vibrante à trois variables

Le TVC est considéré comme une composante à boucle interne (inner-loop) pour n'importe quel système de vibration (figure 3.9).

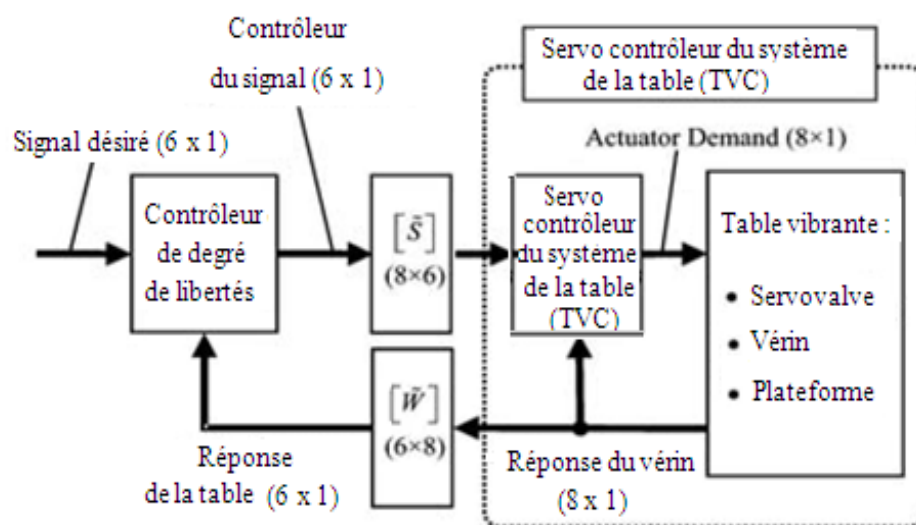


Figure 3.9 : Diagramme d'une configuration multi variables

Sachant que chaque boucle est composée d'un terme d'alimentation en aval K_f (feedforward) et d'un autre de retour (feedback) K_b passant à travers un filtre de passe haut (H) et un autre de passe bas (L) comme le montre la figure 3.10.

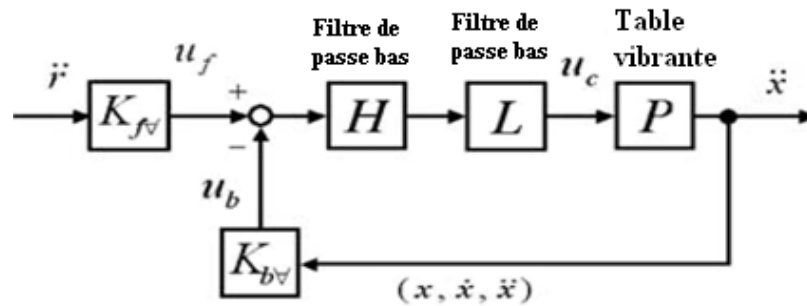


Figure 3.10 : Diagramme de la configuration d'une seule boucle de TVC

Ainsi, le contrôleur TVC est utilisé comme un contrôleur d'un seul degré pour un système simplifié représenté par la figure 3.11.

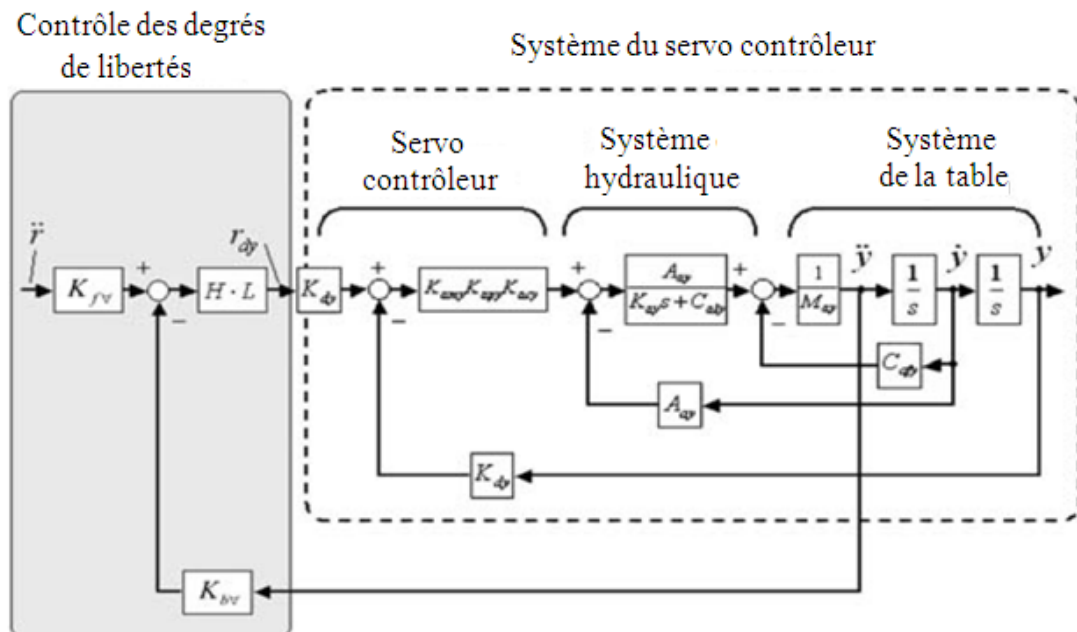


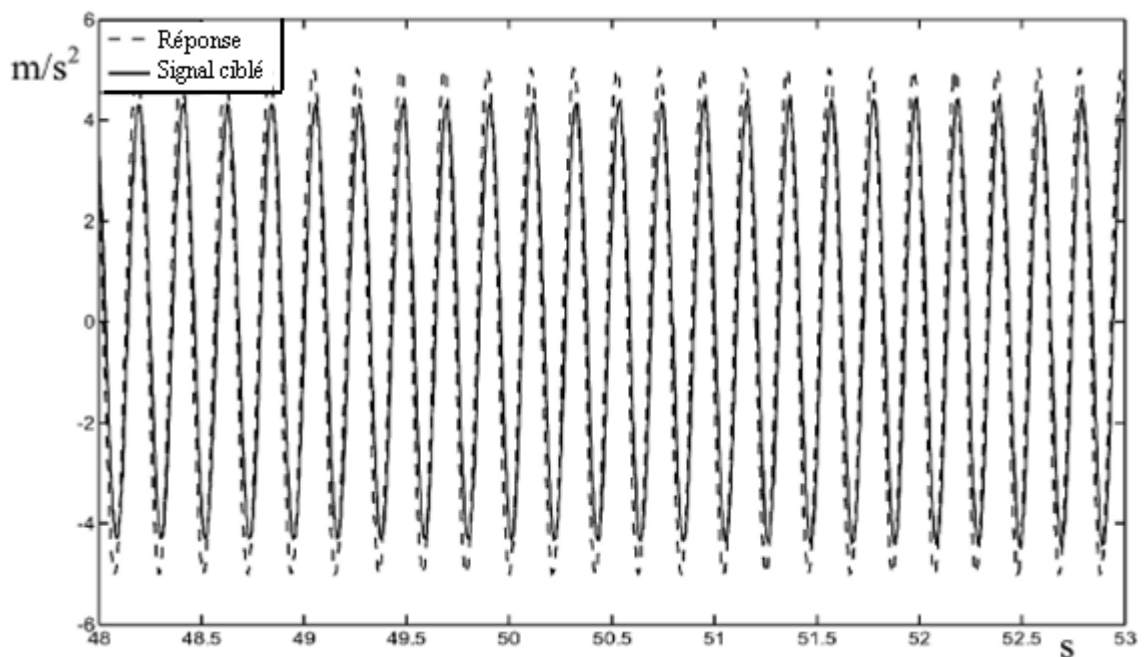
Figure 3.11 : Signal équivalent d'un seul axe

Afin de maintenir la stabilité du système de contrôle de la table vibrante, les gains de rétroaction sont déterminés de façon que l'amplitude de la fonction de transfert de la boucle fermée pour le système entier ait un gain plat de 10 dB entre environ 0,2 Hz et 10 hertz.

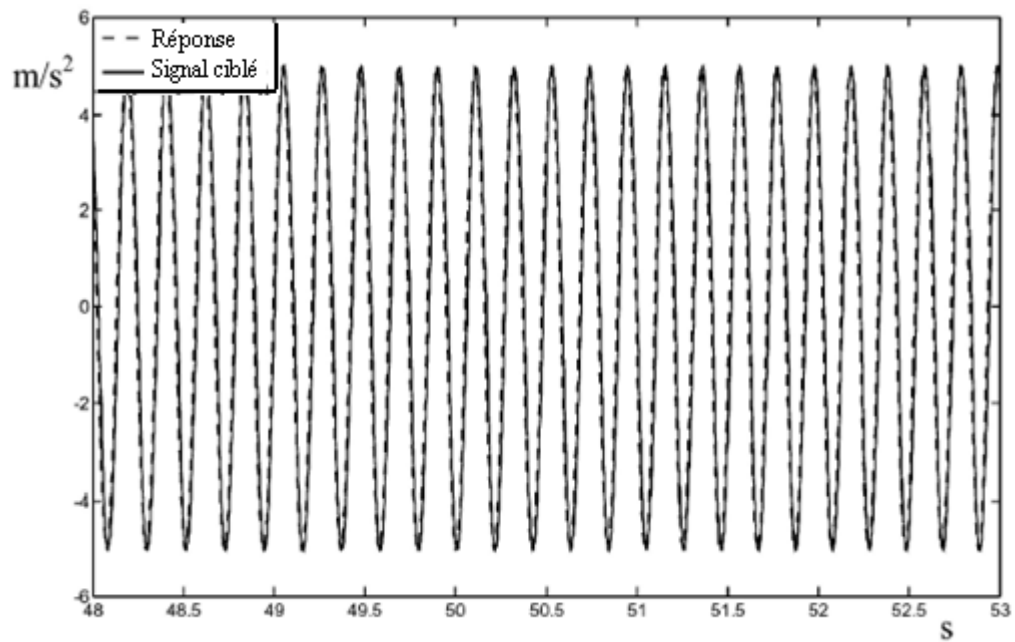
3.5.3.2 Etude expérimentale d'algorithme de contrôle MCS en aval

L'hypothèse fondamentale de cet algorithme est que la boucle interne de TVC doit être assez robuste pour maintenir la stabilité de la boucle fermée. Ainsi, le but principal est de prouver que le second terme ajouté en aval (feedforward) joue un rôle important dans l'amélioration de la stabilité du système à des fréquences basses.

La figure 3.12 présente des résultats d'un essai effectué avec l'application de FFMCS sur un servo-hydraulique uni axial et son amélioration dans la reproduction du mouvement.



(a)



(b)

Figure 3.12 : a) Signal d'accélération uni axial ciblé et la réponse en TVC seulement

b) Signal d'accélération uni axial ciblé et la réponse en TVC + FFMCS

Ce test montre le signal d'accélération ciblé lors d'un essai uni axial et la réponse obtenue avec un contrôleur TVC seulement et avec un contrôleur TVC+FFMCS. Cependant, la réponse obtenue avec le contrôleur TVC+FFMCS est plus exacte par rapport au contrôleur TVC seulement.

3.5.4 Algorithme de la Synthèse de μ

Ce chapitre présente le contrôle de deux degrés de libertés d'une table vibrante multiaxiale avec un algorithme qui ne nécessite pas l'utilisation des méthodes de contrôle d'itérative.

Une matrice de transformation est employée dans cet algorithme pour enlever la redondance lorsque le nombre des vérins hydrauliques est supérieur au nombre de degrés de libertés. En outre, les influences du spécimen et de l'accouplement des mouvements sont prises en considération tout en employant un contrôleur robuste connu sous le nom « algorithme de la synthèse de μ » [40].

3.5.4.1 Etape de conception

Ce contrôleur multiaxial est conçu pour contrôler l'accouplement des mouvements et pour maintenir la stabilité lors de l'exécution contre les influences du spécimen et les limites d'interconnexion du mouvement des axes. Ses étapes de conception se résument comme suit :

3.5.4.1.1 Etude paramétriques des incertitudes

Cette méthode consiste à effectuer une étude paramétrique sur les incertitudes (les influences dues au spécimen ainsi que les perturbations additionnelles des paramètres de vibration) pour pouvoir les pondérer par suite.

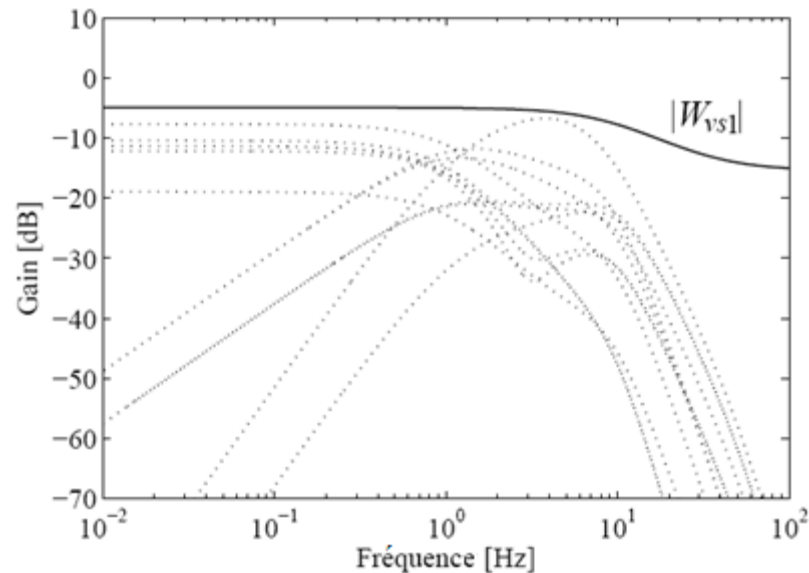


Figure 3.13 : Choix de la magnitude de la fonction pondérée

La figure 3.13, montre que la magnitude de la fonction pondérée W_{vs1} (en continu) est choisie de telle manière à couvrir toutes les perturbations (en pointillé).

3.5.4.1.2 Introduction de la matrice de transformation

Pour transformer tous les degrés de liberté en un signal d'entrée, cela est obtenu par la relation géométrique des points de liaison entre la table vibrante et les vérins

hydrauliques. Un exemple sur la matrice de transformation T_{ts} d'une table vibrante à six degrés de liberté avec huit vérins hydrauliques est représenté comme suit :

$$T_{ts} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -h_{z1} & -h_{y1} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -h_{z2} & h_{y2} \\ 0 & 1 & 0 & h_{z3} & 0 & -h_{x3} \\ 0 & 1 & 0 & h_{z4} & 0 & h_{x4} \\ 0 & 0 & 1 & h_{y5} & h_{x5} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -h_{y6} & h_{x6} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -h_{y7} & -h_{x7} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & h_{y8} & -h_{x8} & 0 \end{bmatrix}$$

Où: h_{xi} , h_{yi} , h_{zi} sont les longueurs de chaque point de jonction (liaison) pour les axes X, Y, Z respectivement.

3.5.4.1.3 Mise en œuvre de la synthèse de μ

La figure 3.14 montre la structure du signal de retour ou r est le signal de contrôle de référence. K_b représente le contrôle du signal de retour. e_s est le contrôleur d'erreur. T_{ts}^+ est la matrice de transformation inverse. Ainsi, W_s est la fonction pondérée de l'exécution répétitive du signal référentiel. Δ_1 est l'influence due au spécimen. Δ_{vs} est utilisé pour mesurer les incertitudes de chaque secousse.

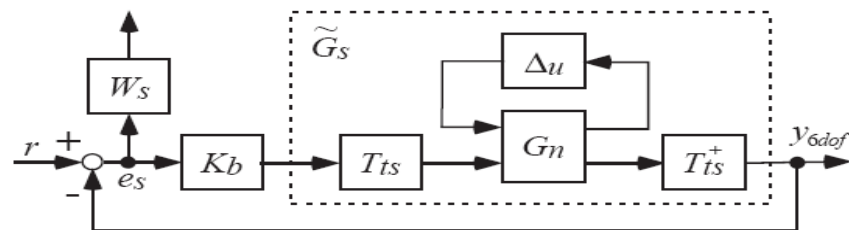


Figure 3.14 : Structure du signal de retour (feedback)

Ainsi, la figure 3.15 représente un schéma général de la synthèse de μ où La fonction de transformation en boucle fermée et reliée avec les fonctions pondérées.

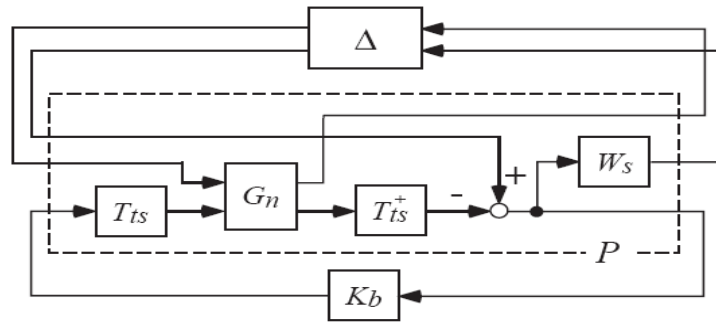


Figure 3.15 : Schéma général de la synthèse de μ

3.5.4.3 Résultats et interprétations

Ce paragraphe présente les résultats d'un essai uni axial effectué sur une table vibrante. Cependant, un signal de contrôle de type SISO (une seule sortie pour une seule entrée) a été employé pour exciter seulement un seul axe (axe X) de cette table (avec un spécimen de résonance de 2 Hz attaché à cette dernière) et le comparer avec le signal de contrôle de la synthèse de μ . Les résultats de ces deux types de contrôle sont présentés par la figure 3.16 et la figure 3.17.

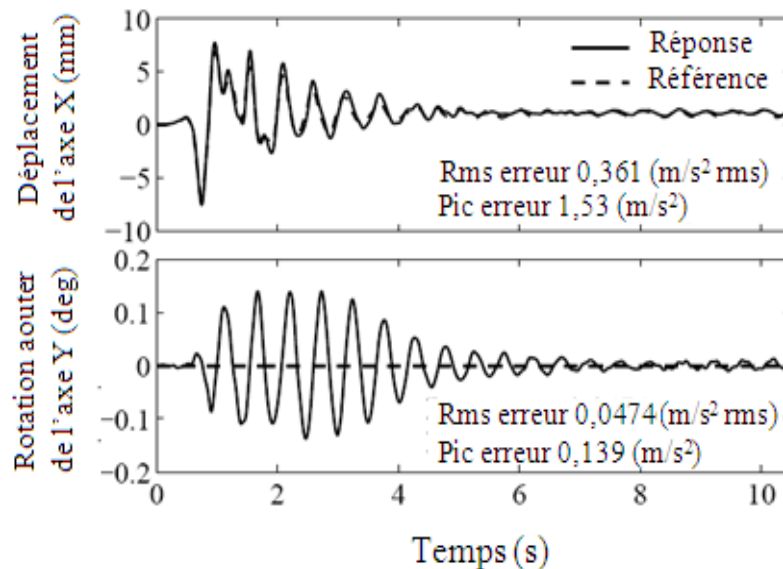


Figure 3.16 : Déplacement et rotation en employant un signal de type SISO pour le contrôle

La figure 3.16 montre l'existence d'une rotation autour de l'axe Y (due au spécimen élastique) lors de l'excitation de l'axe X avec un signal de commande de type SISO, cela signifie que ce dernier ne peut pas contrôler ce mouvement indésirable (l'accouplement de mouvement entre axe). Cependant il apparaît que l'effet de contrôler le couplage du mouvement a produit une différence entre le signal de déplacement achevé et celui désiré.

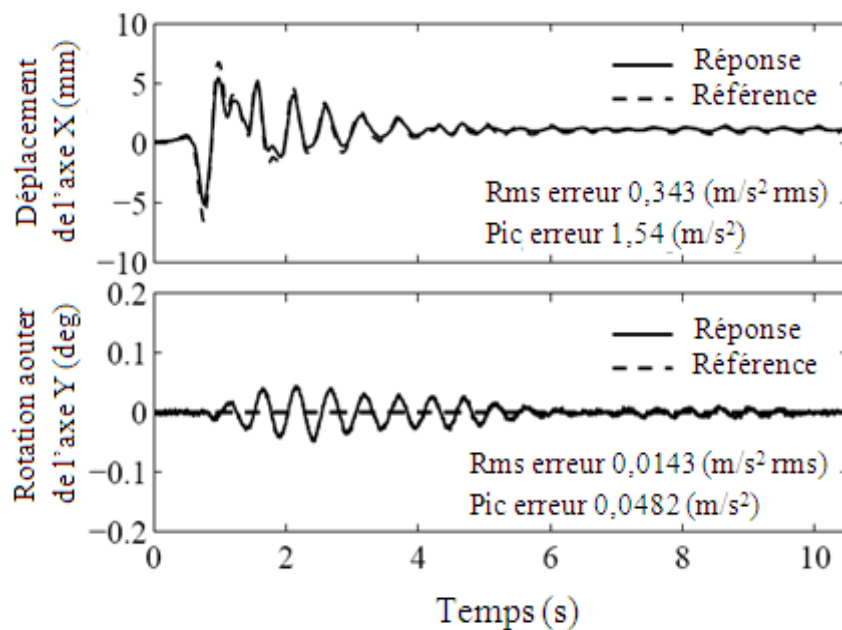


Figure 3.17 : Résultat de contrôle en employant la synthèse de μ

D'après la figure 3.17, on constate que la valeur de l'erreur de la rotation sur l'axe Y a diminué environ d'un tiers avec l'application de la synthèse de μ par rapport à l'application du contrôleur SISO. D'où, ces résultats soutiennent la synthèse de μ pour le contrôle d'accouplement des mouvements.

3.6 Conclusion

Ce chapitre présente une revue sur les différentes méthodes itératives dans le but de corriger et de compenser le signal de commande lorsque les systèmes de contrôle de la table vibrante est insatisfaisant.

Plusieurs techniques de correction du signal de commande peuvent être employées suivant le mouvement désiré à reproduire, citons :

- Pré compensation d'un signal de commande ;
- Correction itérative linéaire d'accélération temporelle ;
- Correction itérative non linéaire d'accélération temporelle.

Toutefois, il est primordial d'établir une pré compensation du signal de commande pour n'importe quel test afin de diminuer le nombre d'essais itératifs et par conséquent la fatigue du spécimen.

D'autres méthodes de compensation efficaces ont été présentées. Cependant, il a été mis en évidence que les méthodes APC et AHC sont employées pour compenser un signal de commande sinusoïdal dans un système linéaire et non linéaire respectivement. En revanche, si le signal n'est pas sinusoïdal, il est recommandé d'effectuer une compensation avec la méthode APC pour un système linéaire et d'utiliser une compensation avec un contrôle itératif en temps réel pour des systèmes non linéaires.

Le contrôle du mouvement de la table vibrante d'une manière plus exacte et plus efficace est devenu possible grâce à des techniques de compensations plus avancées et plus développées de sorte que le contrôle soit établi en temps réel. Citons :

- Un contrôle à trois variables avec un signal numérique à boucle fermée (TVC) ;
- Un algorithme de contrôle minimal (MCS) ;
- L'application de l'algorithme de contrôle MCS en aval (FFMCS).

Et enfin, la technique de contrôle dite « synthèse de μ » pour contrôler et minimiser le couplage des mouvements a fait ses preuves avec succès.

CHAPITRE 4

CARACTERISATION ET PERFORMANCE DES TABLES VIBRANTES

4.1 Introduction

La caractérisation et la détermination des performances d'une table vibrante n'est pas une tâche facile. Chaque table vibrante est un cas particulier où, il est impératif d'effectuer un certain nombre d'essais pour confirmer les courbes de performance théorique et de vérifier la capacité du système à reproduire fidèlement les différents types des signaux pour une table vide ou chargée avec un spécimen.

Ce chapitre présente une description de la procédure d'évaluation des performances des tables vibrantes. Les types d'essais à effectuer et les limites de performance sont introduits avec plus de détails.

Les méthodes d'essai seront effectuées sur trois états de la table [28, 29]:

- Exécution des tests avec une table vide ;
- Exécution des tests avec une table à chargement rigide maximal ;
- Exécution des tests avec un spécimen élastique fixé sur la table.

4.2 Inspection générale

Avant d'entamer les essais, il est recommandé d'effectuer une inspection générale du matériel, des logiciels et des documents techniques cités dans le contrat.

Il est aussi nécessaire de contrôler l'apparence de la partie supérieure de la plateforme une fois qu'elle est assemblée. Une révision générale est suggérée sur l'installation des équipements de la table vibrante (mécaniques, électroniques et hydrauliques) ainsi que la connexion de la chaîne de mesure [16,30].

La position de stationnement de la plateforme qui a été définie au préalable doit être vérifiée avec précision après chaque essai pour s'assurer que cette dernière rejoint effectivement ses coordonnées spatiales, comme prévu.

Le simulateur de séisme est connu par la reproduction du signal dans une gamme de fréquence opérationnelle, un approvisionnement insuffisant dans les accumulateurs, un mauvais assemblage des instruments ou une résonance mal calculée peuvent causer de graves accidents matériels ou humains dans le laboratoire. Par mesure de sécurité, une position d'arrêt de la table vibrante à rejoindre en cas d'urgence doit être prévue au départ.

4.3 Performance de la table vibrante

Les performances de la table vibrante sont déterminées par la mesure de ses caractéristiques limites (l'accélération maximale, la vitesse maximale et le déplacement maximal) dans la gamme de fréquences utile.

Le déplacement maximal est atteint seulement à des basses fréquences, par contre l'accélération maximale est généralement atteinte à des fréquences élevées. Cependant, la vitesse maximale correspond à des fréquences intermédiaires de la gamme opérationnelle de la table vibrante [10].

La relation entre l'accélération, la vitesse et le déplacement peut être déduite en employant l'équation du mouvement harmonique (excitation sinusoïdale) du système à un seul degré de liberté [11] :

$$X(t) = D \sin 2 \pi f t \quad (4.1)$$

$$V(t) = 2 \pi f D \cos 2 \pi f t \quad (4.2)$$

$$A(t) = -4 \pi^2 f^2 D \sin 2 \pi f t \quad (4.3)$$

Avec :

$X(t)$: l'équation temporelle du déplacement;

$V(t)$: l'équation temporelle de la vitesse;

$A(t)$: l'équation temporelle de l'accélération;

f : la fréquence de vibration;

D : l'amplitude de vibration.

En termes de valeurs maximales :

$$V_{\max} = 2 \pi f D_{\max} \quad (4.4)$$

$$A_{\max} = 4 \pi^2 f^2 D_{\max} \quad (4.5)$$

L'accélération maximale A_{\max} , la vitesse maximale V_{\max} et le déplacement maximal D_{\max} ne peuvent pas être atteints sur toute la gamme de fréquences utiles. En utilisant les équations (4.4) et (4.5), on peut déterminer les régions de déplacement maximal, de la vitesse maximale et de l'accélération maximale, sur une gamme de fréquences allant de 0 à f_{\max} dans l'ordre indiqué.

- La première limite f_1 est définie par :

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \frac{v_{\max}}{D_{\max}} \quad (4.6)$$

Dans cette gamme :

$$D = D_{\max} = \text{constante} \quad (4.7)$$

$$V = 2 \pi f D_{\max} \quad (\text{variation linéaire en fonction de la fréquence}) \quad (4.8)$$

$$A = 4 \pi^2 f^2 D_{\max} \quad (\text{variation quadratique en fonction de la fréquence}) \quad (4.9)$$

- La gamme intermédiaire limitée par f_1 et f_2 est définie par :

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \frac{A_{\max}}{V_{\max}} \quad (4.10)$$

Avec :

$$V = V_{\max} \quad (4.11)$$

$$D = \frac{V_{\max}}{2\pi f} \quad (4.12)$$

$$A = 2\pi f V_{\max} \quad (4.13)$$

- Pour des fréquences supérieures à f_2 , l'accélération atteint son maximum $A = A_{\max}$ pour les valeurs de vitesse et de déplacement suivantes :

$$V = \frac{A_{\max}}{2\pi} \quad (4.14)$$

$$D = \frac{A_{\max}}{4\pi^2 f^2} \quad (4.15)$$

Afin de déterminer ces limites expérimentalement, une procédure consiste à appliquer à l'entrée du système de vibration des signaux sinusoïdaux d'amplitudes et de fréquence réglables depuis zéro jusqu'à la valeur limite. La réponse est captée à l'aide d'un accéléromètre orienté perpendiculairement et suivant l'axe de déplacement de la plateforme, elle est ensuite filtrée et amplifiée grâce à un préamplificateur de charge. Le réglage de la sensibilité de ce dernier est lié au niveau de vibrations qui est représenté par l'intensité du signal d'entrée provenant de l'accéléromètre.

4.4 Fidélité de la simulation

La reproduction d'un signal avec une grande fidélité est impérative pour l'exécution des tests afin de s'assurer que les erreurs expérimentales inacceptables ne sont pas introduites dans les essais. Cela nécessite une connaissance des sources d'infidélité de la forme d'onde du système pour aboutir à des meilleurs résultats.

Dans ce contexte, une discussion technique est établie sur les diverses sources de la distorsion, ainsi que quelques remèdes sont proposés pour réduire leurs effets dans le système dynamique globale [20,21].

4.4.1 Distorsions de mesure

Une partie de la distorsion peut surgir lors des mesures, elle est liée au type des capteurs utilisés, à leurs caractéristiques d'opération (d'exécution) et aux paramètres à mesurer, citons (les mouvements courbés des vérins hydrauliques) [21].

La gamme de fréquence utile, la sensibilité transversale et l'alignement des accéléromètres est très importante, car l'utilisation inexacte de ces dernières peuvent contribuer de manière significative et directe à la distorsion ou aux instabilités du signal de commande. Cependant ceci devient évident lors d'exécution des essais à des fréquences très élevées.

La position des accéléromètres sur les tables vibrantes est très importante, ils devraient être placés là où ils peuvent mesurer les réponses désirées mais sans inclure des

résonances structurales locales ou des déformations de la table qui mènent à un contrôle plus difficile. Puisque les tables ne peuvent pas être parfaitement rigides, il est aussi important de se rendre compte de l'existence des différences de déphasage entre les accélérations locales sur la surface de la table vibrante.

4.4.2 Considérations hydrauliques

Plusieurs équipements constituent le système hydraulique, mais l'élément principale qui peut être une source de distorsion dans le système dynamique de vibration est bien la servovalve [21].

4.4.2.1 Fonctionnement de la servovalve

Avant d'énumérer les sources de la distorsion dues à la servovalve, il est nécessaire d'expliquer le principe de fonctionnement de cette dernière ; il consiste à transformer le signal analogique en un débit en fluide qui actionne le vérin [24]. La figure 4.1 présente une coupe longitudinale d'un modèle d'une servovalve de séries 256.

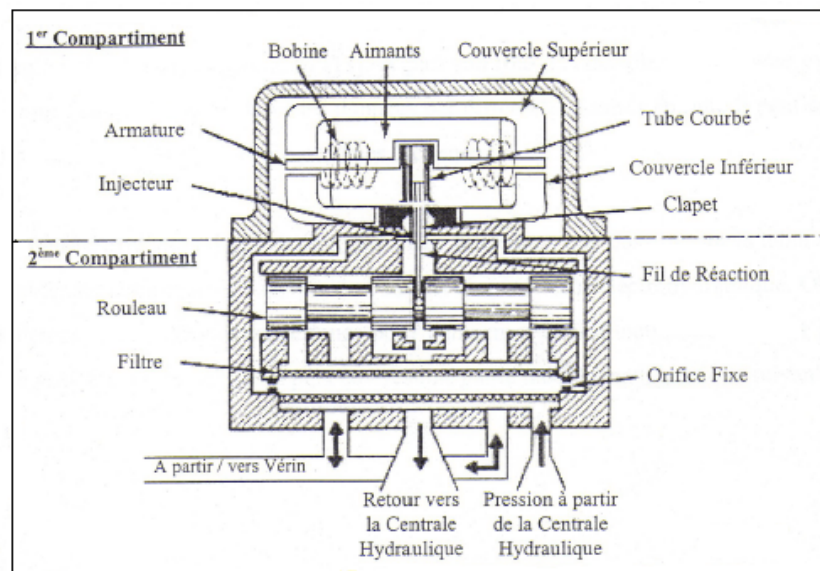


Figure 4.1 : Coupe longitudinale d'une servovalve typique

Ce modèle se compose de deux compartiments, quatre orifices et un moteur [24]. Ce dernier contrôle le premier compartiment par le positionnement du clapet qui à son

tour, contrôle le débit du fluide hydraulique par le biais de deux injecteurs de façon inversement proportionnelle. Autrement dit, lorsque le débit d'un injecteur augmente, le débit dans l'autre injecteur diminue. Le changement dans le débit du fluide hydraulique entre les deux injecteurs crée une différence de pression qui est utilisée à positionner le rouleau du deuxième compartiment. Ce rouleau contrôle la direction et le taux du débit du fluide hydraulique vers le vérin.

4.4.2.2 Non linéarité de la servovalve

Il existe une grande non-linéarité dans l'ouverture de la bobine lorsque le système traverse une force maximale. Pendant le même intervalle d'un cycle, la bobine doit se déplacer très rapidement d'un point à un autre (figure 4.2). La discontinuité en ce point peut être très grande où elle est référée souvent comme commutation de pression.

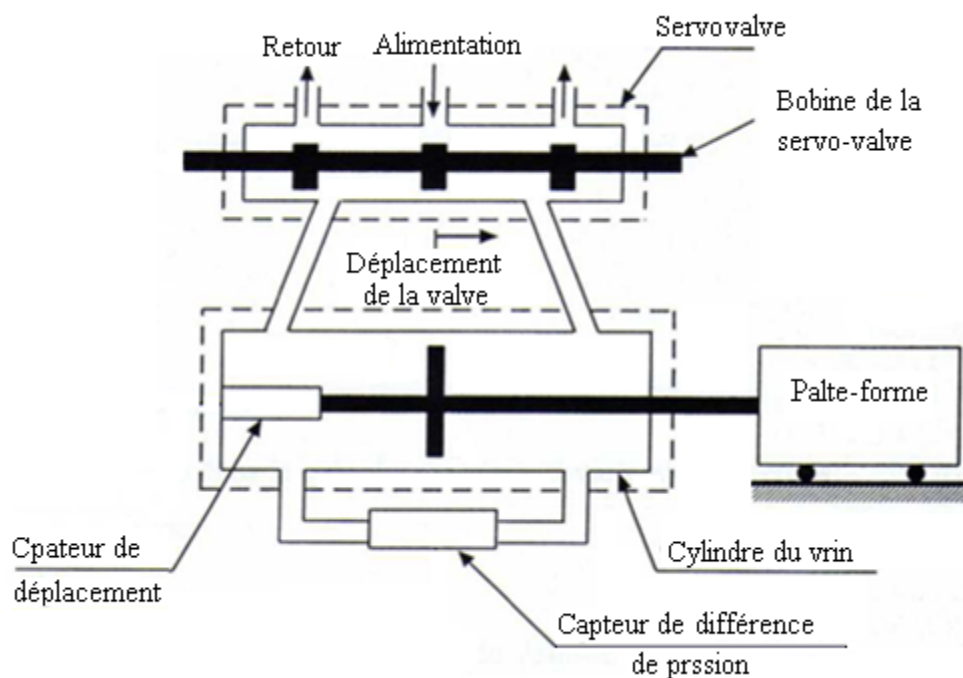


Figure 4.2 : Modèle simplifié du système de vibration de la servovalve

Les expériences ont montré que pour minimiser cette non-linéarité de la servovalve et pour permettre une certaine marge de conception pour le système de commande, l'ellipse de charge (figure 4.3) devrait être dans 80% de l'ouverture de la bobine et la force

maximale est limitée à 95% du maximum disponible. Rappelant que cette marge est basée sur l'expérience et qui dépend beaucoup de la fréquence (elle diminue à des fréquences basses) [20].

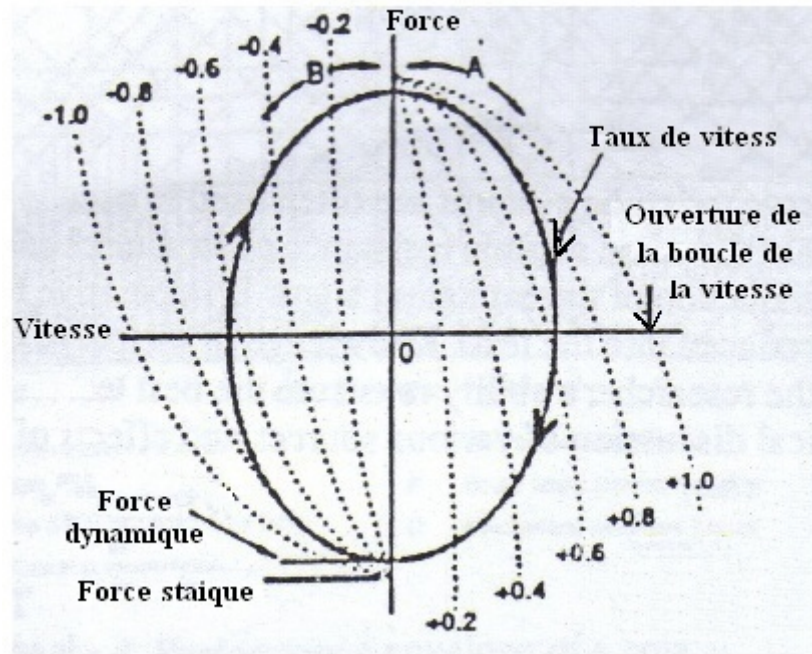


Figure 4.3 : Force de vérin en fonction de la vitesse d'écoulement dans la servovalve sous une charge d'inertie

4.4.2.3 Recouvrement de la bobine de la servovalve

Beaucoup de chercheurs ont fourni des efforts pour analyser l'effet du recouvrement de la bobine et comme conclusion, un petit chevauchement de la valve est recommandé pour la catégorie standard afin de réduire la fuite interne dans la valve et minimiser les besoins en tolérances.

Le problème avec ce type de valve est du à l'existence d'une bande morte où un léger mouvement de la bobine peut provoquer un petit changement d'écoulement. Ceci a comme conséquence un petit creux dans la courbe d'accélération en causant la distorsion.

Ce problème a été éliminé par l'application des servovalves simples avec meulage de la bobine de la valve en utilisant les caractéristiques d'écoulement mesuré expérimentalement de la valve pour placer la quantité de meulage [21].

Malheureusement, les études sous recouvrement ont prouvé qu'il n'y a pas vraiment un intérêt, car une augmentation existe toujours à des basses fréquences ou à des conditions de chargement élevées dues aux augmentations de la fuite interne.

4.4.2.4 Résonance de la Colonne d'huile

La fréquence naturelle de la colonne d'huile d'un système est un paramètre très important car elle affecte directement la qualité du signal reproduit. La distorsion est due à la résonance lorsque la fréquence naturelle du spécimen plus celle de la table est égale à celle du ressort de la colonne d'huile des vérins hydraulique.

L'exécution d'un test avec une fréquence proche à celle de la fréquence de la colonne d'huile peut provoquer des problèmes de gain, mais les effets de distorsion sont minimes. Cependant, l'exécution à des fréquences approximativement 1/3 de la fréquence de la colonne d'huile peut exciter cette dernière et causera une distorsion significative.

En général, si la fréquence de la colonne d'huile est relativement constante, ce type de distorsion peut être minimisé par un soin prudent avec l'utilisation des circuits de linéarisation de la valve et/ou avec des méthodes de compensation en employant des outils informatiques très sophistiqués. Le problème se présente lorsque la fréquence de la colonne d'huile change à cause du changement de la masse efficace du spécimen. Ceci risque probablement de se produire aussi si l'endroit du spécimen sur la table change (ex : mauvaise fixation). À ce moment, la fréquence de la colonne d'huile pourrait alors être dans un secteur où il y a un gain légèrement plus grand d'où résultera une augmentation de la distorsion [20].

4.4.2.5 Linéarisation de la servovalve

Les servovalves sont des dispositifs non linéaires dont lesquels le rendement d'écoulement est proportionnel à la racine carrée de la chute de pression auxquelles elles sont soumises.

La linéarisation d'une servovalve est une technique qui utilise l'électronique analogique pour augmenter le signal de la servovalve à des niveaux plus élevés afin d'aider à établir la linéarisation des caractéristiques d'écoulement de la servovalve [21]. Ceci est un grand avantage en vue de la distorsion.

Des études récentes ont montré qu'une réduction d'une moitié de la distorsion aux fréquences de système à 1/3 de la colonne d'huile peut être réalisée sous des conditions de pré-chargement élevé. Ce type de technique de compensation est utile quand les techniques itératives de compensation employées avec les logiciels sont inadéquates.

4.4.2.6 Limites d'écoulement

La distorsion se produit à chaque fois qu'on atteint une limite d'approvisionnement d'huile hydraulique qui alimente la servovalve. Dans le cas extrême, la limite d'écoulement absolue et les charges d'accélération sont relativement petites. Ces limites d'écoulement sont principalement dues : à la pompe, aux servovalves ou aux accumulateurs qui peuvent augmenter aussi la distorsion en agissant sur la courbe de performance de la vitesse.

La solution à ce phénomène est de concevoir et de dimensionner un système conservatif [21] en tenant compte de tous les paramètres du système qui peuvent limiter le débit de pointe ou une éventuelle chute de pression à travers la servovalve à des vitesses très élevées.

4.4.2.7 Limites de la force

Un système dynamique peut avoir une capacité de force de vibration limitée de deux manières. Il peut y avoir une insuffisance de force due aux limites d'écoulement de compressibilité, ou par des demandes excessives dues au système ou aux fréquences résonantes du spécimen.

À des fréquences très élevées, les conditions d'écoulement de compressibilité (écoulement requis pour comprimer le volume d'huile emprisonné dans le vérin hydraulique) deviennent significatives. Cependant, l'écoulement de compressibilité est proportionnel à la fréquence et à la capacité de la course du vérin hydraulique. La combinaison de cette condition d'écoulement avec le roulement de la servovalve limitera la capacité de force dans les vérins aux fréquences élevées.

Cette limite d'écoulement de compressibilité ne causera pas de distorsion, mais elle limitera les possibilités du système à réagir contre les perturbations dues au couplage du mouvement entre les axes.

La solution la plus adéquate et la plus facile en pratique consiste à utiliser des servovalves de réponse plus élevées ou des valves multiples pour obtenir l'exécution exigée à des fréquences élevées.

4.4.2.8 Perte d'écoulement

L'asservissement idéal pour un système de servovalve serait celui d'un volume fini, de source de pression constante avec une utilisation d'un fluide d'impédance interne nulle et une viscosité nulle ainsi qu'avec une bonne propriété de lubricité : aucun refroidissement requis, parfaitement propre et à densité faible.

En réalité, un tel fluide n'existe pas. Par conséquent, un problème principal se présente par une perte de pression dans le réseau de distribution : les pressions d'inertie transitoires, l'entretien de croix par le système hydraulique, la propreté d'huile et les gaz dissous, tous mènent à une distorsion.

La pression d'inertie transitoire qui fonctionne à des fréquences élevées dues à l'inertie du fluide exige une augmentation de compressibilité d'écoulement. Ce passage transitoire peut aussi causer des problèmes d'interférence en augmentant la distorsion comme résultat.

Ces pertes d'écoulement peuvent être minimisées par un dimensionnement des lignes hydrauliques conservatrices et par l'utilisation des accumulateurs appropriés. On emploie aussi des approvisionnements pilotes séparés pour limiter les fluctuations aux servovalves.

Un autre phénomène provoqué par les forces de frottement de la bobine est du à l'envasement : un phénomène dans lequel les particules dans l'huile tendent à s'accumuler devant le bord de la bobine, et qui provoque une grande valeur de frottement statique. Ceci mène à une distorsion additionnelle du système de vibration globale de la table vibrante. Afin de résoudre ce problème, l'utilisation du pétrole raffiné est nécessaire pour l'alléger.

4.4.3 Considérations mécaniques

4.4.3.1 Force de frottement

Les forces de frottement peuvent provenir de plusieurs sources dans un système vibratoire. D'abord les vérins hydrauliques contiennent un certain nombre de sources de frottement : nœuds des vérins, les roulements des tiges et des pivots. De plus, la table vibrante peut être considérée comme une source potentielle de frottement en fonction de sa conception, ses connections mécaniques et ses appuis de charge statique.

Le problème se produit lorsqu'il s'agit d'un mouvement de rotation ou d'un renversement de direction du mouvement. La pression d'huile doit surmonter ces frottements statiques avant que le mouvement commence. Ceci causera une discontinuité dans le mouvement. En outre, en raison de la conformité dans le chemin de charge, une certaine quantité d'énergie est stockée.

Une fois que le système commence à se déplacer, n'importe quelle différence entre les frottements statiques et les frottements dynamiques libère instantanément cette énergie. Ceci tend à exciter toutes les fréquences mécaniques résonantes jusqu'à ce que l'énergie soit absorbée.

En raison de la teneur en haute fréquence et de la courte durée de chaque mouvement, les forces de frottements ont un effet insignifiant sur la distorsion. Il influe sur les formes d'ondes à moins que cette dernière ne soit assez grande.

En général, ce type de source de distorsion a un effet significatif sur la capacité maximum du système, l'exemple le plus fréquent de ce problème se présente avec l'axe vertical de la table vibrante. En d'autres termes, les vérins verticaux sont souvent dimensionnés à partir de la condition du moment de renversement et puisque ces vérins sont influencés par ce moment de renversement lors des essais, ceci donne naissance à une grande force de frottement.

4.4.3.2 Résonance mécanique

Dans n'importe quel système mécanique, il existe de nombreuses fréquences de résonance qui peuvent être excitées. Une bonne philosophie de conception mécanique de ce système est de différer ces fréquences au delà de 2 à 3 fois la fréquence maximum de fonctionnement tout en évitant l'excitation de ces dernières. Cependant, il est à retenir que dans la pratique il y a toujours

quelques composantes de ces fréquences de résonances dans la gamme de fréquence de fonctionnement du système.

4.4.3.3 Jeu de denture

Le jeu de denture peut causer de la distorsion mais pas d'une manière significative. Les deux sources principales de jeu de denture sont :

- les raccords boulonnés (exemple : interface entre le spécimen et la plateforme) ;
- les pivots du vérin hydraulique.

La conception et l'entretien approprié de ces composants mécaniques sont exigés pour minimiser les distorsions.

4.4.4 Autre considération

4.4.4.1 Bruit électrique

Les bruits dans les panneaux de circuit a été réduit dans les années précédentes par amélioration des composants. À des basses fréquences, des câbles capteurs sont aussi utilisés dans les systèmes de vibrations afin de les détecter et par conséquent une atténuation de ces bruits est devenue possible.

Le bruit dans l'environnement de fonctionnement et dans les consoles peut être un problème important. Le fait qu'elle est typiquement dans la plage de fréquence de fonctionnement de la plupart des systèmes de vibrations fait qu'elle est difficile à enlever ou à filtrer.

Pour ces raisons, une attention particulière doit être accordée à ces problèmes. Par conséquent l'utilisation des équipements d'isolation au sol est fortement recommandée.

4.4.4.2 Couplage des axes

Le couplage des axes se produit à chaque fois que les vérins hydrauliques doivent réagir à des charges dans un axe dus aux mouvements des vérins selon un autre axe.

Le phénomène le plus important est la présence des charges imposées aux vérins verticaux dus au mouvement horizontal lorsqu'il s'agit d'un moment de renversement (OTM : over turning moment).

Le moment apparaît lorsque les vérins horizontaux n'agissent pas à travers le centre de la masse de la table/spécimen. Dans ce cas, les capteurs installés sur la table doivent sentir ces mouvements non désirés afin que ces vérins puissent répondre.

Pour aider à atténuer ce couplage, une compensation du signal est effectuée par des méthodes de correction (chapitre3). Cette compensation consiste à employer des méthodes numériques itératives (chapitre 2) pour que les propriétés dynamiques du spécimen et de la table ne changent pas trop pendant l'essai.

4.4.4.3 Poids de la table plus le spécimen

Pour une table vibrante, il est évident que si aucun moyen n'est conçu comme support statique externe, les vérins verticaux seront obligés d'équilibrer cette action.

Selon la capacité du système de vibration, ceci peut avoir une influence significative sur la capacité des vérins verticaux et par suite cette force statique fournira un grand gain de pression dans une direction où il y aura une asymétrie qui se révélera comme une distorsion.

Cette source de distorsion se produira quand il y a des exigences élevées vis-à-vis de la pression (grande vitesse, force maximum ou conditions de fonctionnement à haute fréquence). Heureusement, avec l'utilisation appropriée des appuis de charge statique, une grande partie de ce type de distorsion pourra être éliminée.

4.4.4.4 Interactions entre le spécimen et la plateforme

Parmi les distorsions les plus difficiles à contrôler, l'interaction entre le spécimen et la plateforme. Cette interaction dépend de la méthode employée pour le montage du spécimen sur la table vibrante ou dans le spécimen lui-même.

Du fait que le comportement dynamique du spécimen durant l'essai peut être non linéaire, cette dernière cause beaucoup de problèmes. Rappelant aussi qu'un spécimen résonant avec un

faible amortissement peut facilement surcharger la capacité du système. Pour cela, beaucoup de préentions sont effectuées pour réaliser une masse couplée fixe (table /spécimen) [20].

4.4.5 Mesure de la distorsion harmonique totale

La méthode utilisée pour mesurer la totalité des distorsions harmoniques dans un système de vibration est connue sous le nom «THD » (totale harmonique distorsion). Elle consiste à tester plusieurs fréquences fondamentales représentatives (qui enveloppent la fréquence du système). Pour chaque fréquence testée, on mesure les composantes harmoniques introduites dans le système tout en respectant la magnitude fondamentale du signal. La distorsion est donnée par le rapport de ces composantes sur la fréquence fondamentale comme l'indique l'équation (4.16).

$$\text{THD} = \frac{\sqrt{\sum(\text{distorsions harmoniques})^2}}{\text{fréquence fondamentale}} < 20\% \quad (4.16)$$

La valeur typique de la distorsion d'accélération pour un simulateur de séisme (table vibrante) est approximativement 20% à un tiers de la fréquence de résonance de la colonne d'huile et chutant plus de 5% au-delà de cette fréquence.

4.5 Protocole d'essai de performance

Ce protocole d'essai est un programme d'essai qui permet de calibrer la table vibrante du CGS et d'évaluer les limites des performances réelles en termes d'accélération, de vitesse et de déplacement ainsi que de la qualité de reproduction des signaux sismiques.

4.5.1 Essai d'ajustement

4.5.1.1 Nécessité d'ajustement de la table

Le contrôle des performances d'une table vibrante est souvent affecté par l'interaction entre la table et le spécimen à tester. Du fait que les caractéristiques dynamiques d'un grand spécimen résultent des forces significatives de perturbations sur la table, il n'est pas approprié d'utiliser un système de contrôle ajusté avec une table vide si

une bonne commande est désirée. Par conséquent, Le système de contrôle doit être réajusté avec la présence d'un spécimen [39] afin que les essais de vibrations puissent être effectués. Cependant, ce paragraphe présente une méthode de réajustement avec un spécimen fixé sur la table.

4.5.1.2 Procédure d'ajustement de la table

Le processus d'ajustement commence à zéro pour tous les gains. Un mouvement aléatoire d'amplitude faible est appliqué à la table tout en surveillant la courbe plate de la réponse de la fonction fréquentielle (FRF) et toute l'instrumentation sur le spécimen.

Ces limites de gains sont incrémentablement ajustées tout en gardant le niveau d'ensemble des pics d'excitation au-dessous d'ensemble des niveaux des crêtes d'instruments [39].

Bien que la réponse de gain d'unité puisse être rapidement réalisée avec une table vide, l'ajustement d'une table avec un spécimen exige un temps considérable et malgré cela les résultats peuvent ne pas être proches de l'optimum.

4.5.2 Essai vérifications

Les essais de vérifications sont effectués généralement par des excitations sinusoïdales uni axiales selon l'axe X, Y et Z sur la gamme de fréquence utile de la table vibrante. Pour chaque axe, on effectue des essais avec table vide, table avec un spécimen élastique et table chargée avec une charge rigide maximale. Les réponses de ces dernières doivent être comparées à celles des courbes de performances théoriques (fournies par le fabricant). Il est à noter que les méthodes itératives (chapitre 2) peuvent être employées pour le contrôle de l'accélération [22].

4.5.3 Essai d'identification

Cet essai consiste à reproduire un accélérogramme (synthétique ou réel) choisi par les experts en employant les méthodes itératives pour le contrôle et la compensation du signal. Ce test sera effectué avec les trois états de la table (table vide, avec un spécimen élastique et table avec une charge rigide maximale).

Deux spécimens élastiques ayant des fréquences naturelles dans la plage de fréquence opérationnelle sont utilisés dans ces essais de performance, servant essentiellement à étudier et à quantifier l'interaction entre la table et le spécimen ainsi que de calibrer de la table en minimisant le couplage des mouvements d'axes dans une gamme de fréquence proche de la résonance [22].

4.5.3 Essai de fidélité et de précision du mouvement de la table

La fidélité et l'exactitude du mouvement représente une étape importante, toutefois elle doit être effectuée dans trois conditions différentes (table vide, table avec un spécimen élastique et table avec une charge rigide maximale) afin d'atteindre les objectifs suivantes :

- Démontrer après une phase d'étude de reconnaissance (mais sans itération), que les fonctions de transfert du système en accélération ou en déplacement sont inférieures à une limite (en terme de décibel) fixé par les experts et le concepteur de la table vibrante pour des fréquences bien définies ;
- Démontrer que le niveau de bruit en accélération mesuré (table vide) n'excédera pas une limite de la racine de la moyenne des sommes carrées des erreurs en terme d'RMS dans les conditions suivantes :
 - Système au repos avec le système hydraulique en arrêt ;
 - Position de stationnement avec le système hydraulique en fonctionnement ;
 - Position intermédiaire, système hydraulique en fonctionnement sous haute pression.
- Avec les trois étapes de la table vibrante (table vide, avec une charge élastique, avec une charge rigide maximale), les paramètres suivants doivent être mesurés comme suit :
 - Distorsion d'accélération : la moyenne des carrées des erreurs (RMS) de la distorsion de l'accélérogramme doit être inférieure à 20% de la RMS du mode fondamental ;
 - Le couplage d'axe : l'accélération mesurée à 90 degrés de la direction de l'excitation ne doit pas excéder 10% de la valeur maximale de l'excitation ;
 - Uniformité d'accélération de la table : le pic d'accélération mesuré en tout point de la surface de la plateforme dans la direction d'excitation ne doit pas dépasser

10% par rapport à celui au centre de la table, soit au pic d'accélération sur la surface de la table.

4.6 Conclusion

Un diagnostic des différentes sources de distorsion a été présenté dans ce chapitre. L'ensemble de ces sources a été lié à plusieurs considérations parmi lesquelles on cite : considérations hydrauliques, considérations mécaniques, considérations de mesure et autres considérations. Cependant l'élément le plus émetteur de la distorsion est la servovalve. Pour surmonter ces contraintes dues à ces différentes considérations, quelques solutions ont été proposées à chaque cas afin d'atteindre une bonne reproduction du signal.

Les performances limites de la table vibrante sont atteintes sur trois gammes de fréquences. Le déplacement maximum est atteint à des basses fréquences. En revanche les accélérations maximum sont atteintes à des fréquences élevées. Cependant la vitesse maximale est atteinte dans une gamme de fréquence intermédiaire.

Avant d'effectuer la mise en marche de la table vibrante et pour éviter toute sorte de défiance matérielle, une inspection générale est obligatoire sur : l'installation des équipements, la connexion des câbles, l'apparence et les dimensions de la plateforme, sa position de stationnement, etc...

Un protocole d'essai a été fourni comme étant une procédure d'effectuer les essais sur la table vibrante du CGS et qui consiste à :

- Essais de vérification des performances de la table avec les courbes de performances accordés par le fabricant ;
- Identification des résultats ;
- Essais de fidélité et de précision de mouvement qui prend en compte le couplage des mouvements des axes.

Il est à noter que chaque étape de ce protocole doit être établie avec les trois états de la table vibrante : table vide, table avec une charge utile maximale et table avec un spécimen. Toutefois, un ajustement de gain dans chaque phase est obligatoire pour se rapprocher le plus possible d'une fonction de transfert linéaire.

CHAPITRE 5 CONCEPTION ET CONSTRUCTION DU SPECIMEN D'ESSAI

5.1 Introduction

Ce chapitre présente le dimensionnement des blocs rigides et des spécimens élastiques qui seront utilisés pour calibrer la table vibrante du CGS. Une simulation numérique a été effectuée pour prévoir quelques résultats sur les réponses de ces spécimens élastiques et pour éviter les gammes de fréquences dangereuses qui peuvent causer leurs endommagements.

5.2 Dimensionnement des blocs rigides

5.2.1 Bloc rigide de 60 tonnes

Un spécimen de 60 t est conçu en plusieurs blocs de béton qui peuvent être utilisés pour constituer une seule masse (représentant la charge utile du simulateur de séisme) et qui serviront aussi comme une masse d'inertie (poids des planchers par exemple) pour d'autres essais.

Les dimensions des blocs ont été optimisées en termes de facilités la manutention et possibilités d'utilisation pour d'autres essais notamment pour les spécimens élastiques de 20 t. Pour cela on propose deux variantes :

1^{ère} variante : bloc de 2 m × 2 m

$$12 \text{ blocs de } 2,0 \times 2,0 \times 0,50 \times 2,5 = 5,0 \text{ tonnes soit } 12 \times 5 = 60 \text{ t} \quad (5.1)$$

Le centre de gravité est à une hauteur de $h = 0.75 \text{ m}$

$$\text{Le moment de renversement OTM} = 60 \times 0,75 \times 1g = 45 \text{ t.m} \quad (5.2)$$

Pour avoir une variabilité des masses, on peut utiliser aussi :

$$4 \text{ blocs de } 2,0 \times 2,0 \times 0,50 \times 2,5 = 5,0 \text{ t} \quad (5.3)$$

$$4 \text{ blocs de } 2,0 \times 2,0 \times 0,40 \times 2,5 = 4,0 \text{ t} \quad (5.4)$$

$$8 \text{ blocs de } 2,0 \times 2,0 \times 0,30 \times 2,5 = 3,0 \text{ t} \quad (5.5)$$

$$\text{Soit au total : } (4 \times 5) + (4 \times 4) + (8 \times 3) = 60 \text{ t} \quad (5.6)$$

2^{ème} variante : bloc de 2,5 m × 2,5 m

$$12 \text{ blocs de } 2,5 \times 2,5 \times 0,30 \times 2,5 = 4,687 \text{ t} \quad (5.8)$$

$$\text{soit au total : } 12 \times 4,69 = 56,25 \text{ t} \quad (5.9)$$

Le centre de gravité est à une hauteur $h = 0,60 \text{ m}$

$$\text{Le moment de renversement OTM} = 60 \times 0,60 \times 1g = 36,00 \text{ t.m} \quad (5.10)$$

L'avantage de la deuxième variante est qu'on peut utiliser les blocs pour constituer une masse plus compacte du spécimen élastique. Donc, on opte pour la deuxième variante

Les blocs comme le montre la figure ci-dessous (figure 5.1) doivent comporter des trous pour la fixation et des crochets pour les soulever par le pont roulant du laboratoire.

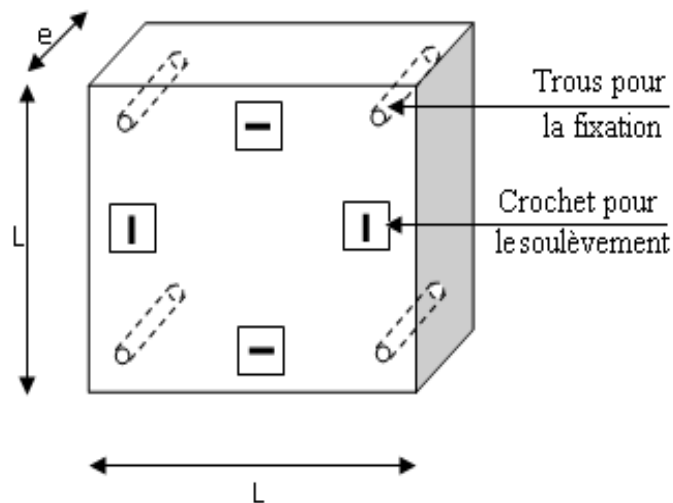
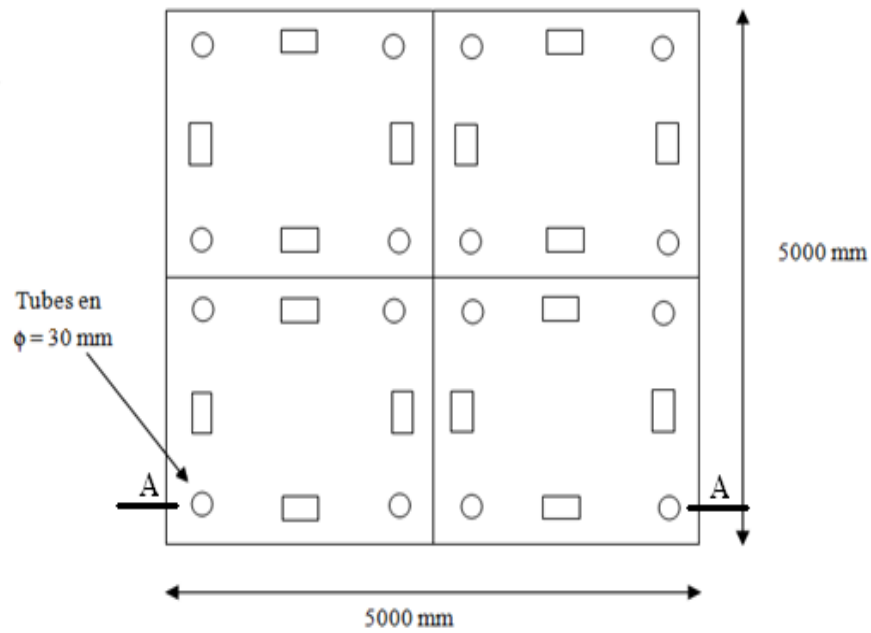
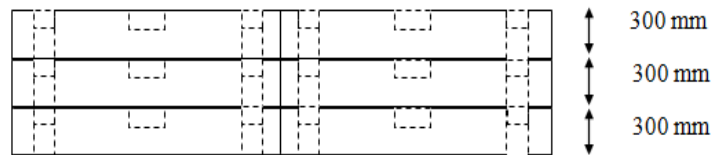


Figure 5.1 : Un bloc type en béton armé

L'arrangement des blocs de 60 tonnes de la deuxième variante est présenté ci-dessous (la figure 5.2)



a)



b)

a) Vue en plan des blocs rigides

b) Coupe A-A

Figure 5.2 : Arrangement des blocs de 60 tonnes de la deuxième variante

5.2.2 Bloc rigide de 20 tonnes

Le spécimen élastique de 20 t a été dimensionné à partir des blocs rigides de la deuxième variante. Soit :

$$4 \text{ blocs de } 2,5 \times 2,5 \times 0,30 \times 2,5 = 4,687 \text{ t} \quad (5.11)$$

$$\text{Soit au total : } 4 \times 4,69 = 18,76 \text{ t} \quad (5.12)$$

5.3 Dimensionnement et évaluation des caractéristiques du spécimen

En tenant compte du moment de renversement maximal de la table vibrante et les fréquences ciblées pour les deux spécimens, un compromis entre les hauteurs et les dimensions des poteaux a été établi comme suit :

5.3.1 Hauteur du spécimen

Les essais de performance de la table vibrante requièrent deux spécimens élastiques de 20 t à deux fréquences aux environs de 5 Hz et 10 Hz notées f_1 et f_2 respectivement.

On a :

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \text{ et } f = \frac{1}{2\pi} \omega \quad [33] \quad (5.13)$$

$$\Rightarrow f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (5.14)$$

$$\frac{f_1}{f_2} = \sqrt{\frac{K_1/M_1}{K_2/M_2}} = \sqrt{\frac{K_1}{K_2}} \quad (5.15)$$

$$\Rightarrow \left(\frac{f_1}{f_2}\right)^2 = \frac{K_1}{K_2} \quad (5.16)$$

Donc :

$$\frac{K_1}{K_2} = \left(\frac{1}{2}\right)^2 \quad (5.17)$$

Sachant que :

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{12EI/(H_1)^3}{12EI/(H_2)^3} = \frac{(H_2)^3}{(H_1)^3} = \frac{1}{4} \quad (5.18)$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{H_1}{H_2} = (4)^{\frac{1}{3}}} \quad (5.19)$$

5.3.2 Rigidité des poteaux

La rigidité des poteaux est déduite de la fréquence naturelle du spécimen en dérivant l'équation (5.20) qui exprime la fréquence de ce dernier afin d'aboutir à

l'équation finale (5.24) qui évalue le moment d'inertie de chaque poteau. Ces étapes sont établies comme suit:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (5.20)$$

$$\text{Sachant que : } K = \frac{12EI}{(H)^3} \quad (5.21)$$

On a 4 poteaux, donc :

$$\Rightarrow f = \frac{1}{2\pi\sqrt{M}} \sqrt{4 \frac{12EI}{(H)^3}} \quad (5.22)$$

$$\Rightarrow f = \frac{2}{\pi\sqrt{M}} \sqrt{\frac{3EI}{(H)^3}} \quad (5.23)$$

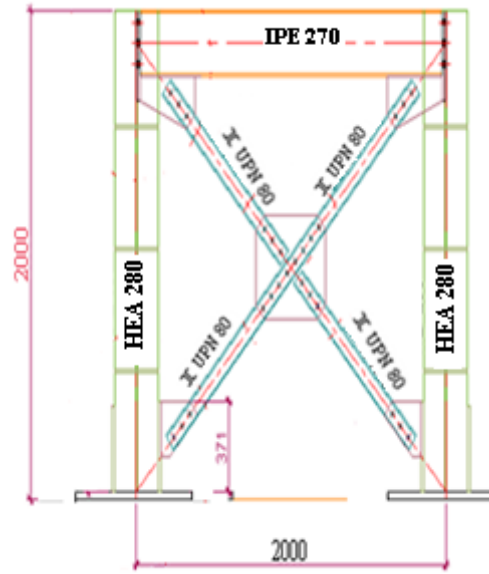
$$\Rightarrow I = \left[\frac{f \pi \sqrt{M}}{2} \sqrt{\frac{(H)^3}{3E}} \right]^2 \quad (5.24)$$

5.3.3 Dimensionnement de l'ossature des spécimens élastiques de 20 tonnes

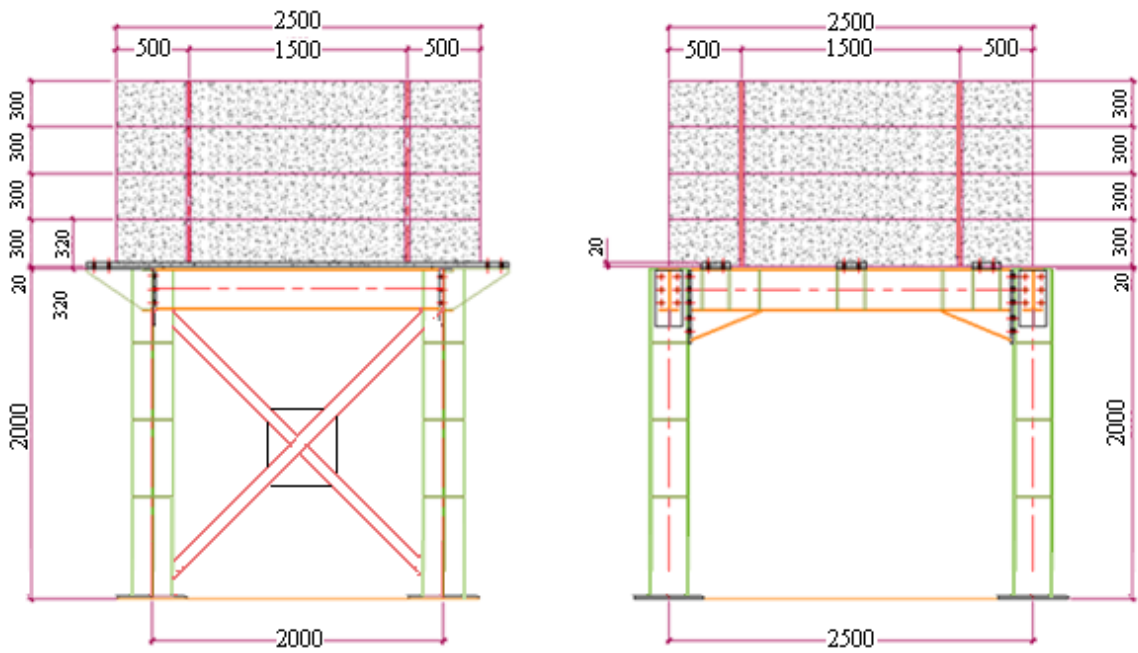
Ces spécimens seront conçus en ossature métallique (figure 5.3 et 5.4) qui supporte une masse de 20 tonnes constituées de quatre blocs de $2,5 \times 2,5 \times 0,30$ m en béton armé.

Chaque spécimen se rapprochera d'un système à un seul degré de liberté dans le plan ZOY. Il sera contreventé dans l'autre sens par des diagonales en X pour augmenter la rigidité latérale dans le sens ZOY et la rigidité de torsion afin d'éviter l'amplification des couplages des modes.

Les dimensions des éléments de l'ossature du spécimen ont été calculées et dimensionnées sur la base d'un moment de renversement maximal de 180 t.m et vérifiées sous une sollicitation égale à deux fois la composante de l'accélérogramme enregistré à Dar El Beida (figure 5.5) lors du séisme de Boumerdes de 2003.



(a)



(b)

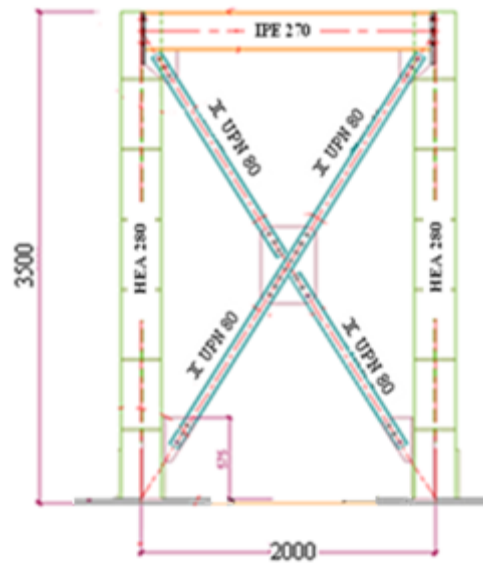
(c)

d) Vue en plan ZOY du spécimen de 5 Hz

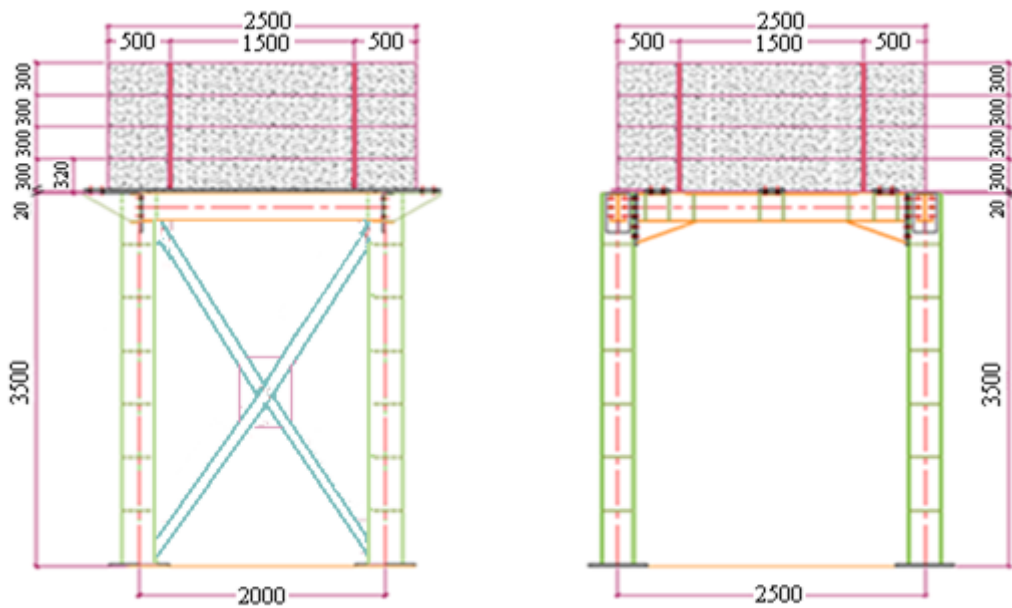
e) Spécimen de 5 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOY

f) Spécimen de 5 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOX

Figure 5.3 : Présentation de l'ossature du spécimen de 10 Hz



(a)



(b)

(c)

d) Vue en plan ZOY du spécimen de 10 Hz

e) Spécimen de 10 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOY

f) Spécimen de 10 Hz avec les blocs rigides dans le plan ZOY

Figure 5.4 : Présentation de l'ossature du spécimen de 5 Hz

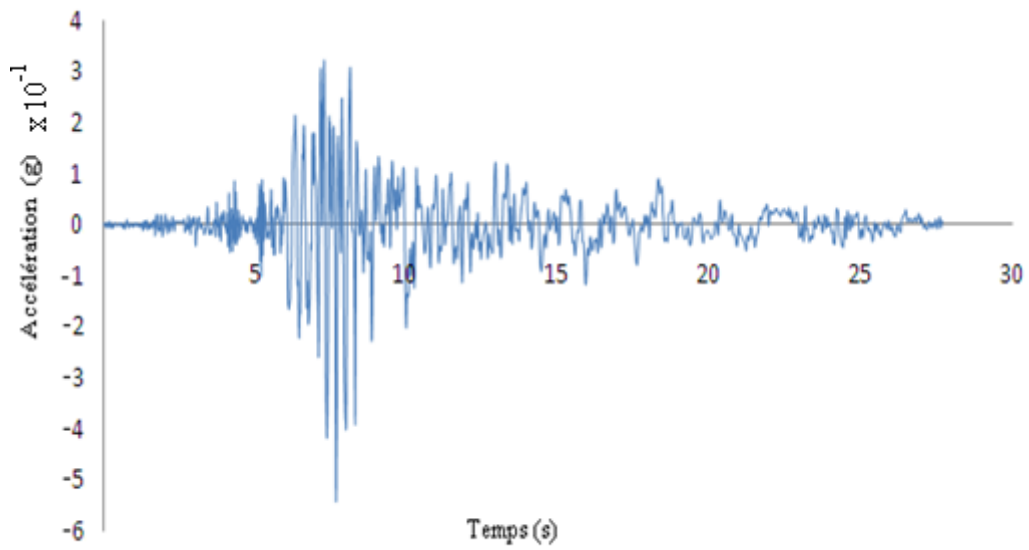


Figure 5.5 : Accélérogramme enregistré à Dar El Beida lors du séisme de Boumerdes de 2003

5.3.3.1 Etudes modales

Les fréquences et les taux de participation modaux pour le spécimen de 5 Hz et de 10 Hz sont donnés sur les Tableau 5.1 et 5.2 présentées ci-dessous.

Tableau 5.1 : Etudes modales du spécimen de 5 Hz

Mode	Période (s)	UX	UY	Σ UX	Σ UY
1	0.19	0	0,99	0	0,99
2	0.09	0,99	0	0,99	0,99
3	0.06	0	0	0,99	0,99

Tableau 5.2 : Etudes modales du spécimen de 10 Hz

Mode	Période (s)	UX	UY	Σ UX	Σ UY
1	0.09	0	0,99	0	0,99
2	0.05	0,98	0	0,98	0,99
3	0.03	0	0	0,98	0,99

5.3.3.2 Réponses des spécimens

Les réponses du modèle numérique à 1% d'amortissement modal en termes d'accélération de la masse et de l'effort tranchant total à la base comme le montrent les figures 5.6 et 5.7 ne présentent pas de zones de résonance ou d'amplifications importantes pour le spécimen de 5 Hz (cas le plus défavorable),

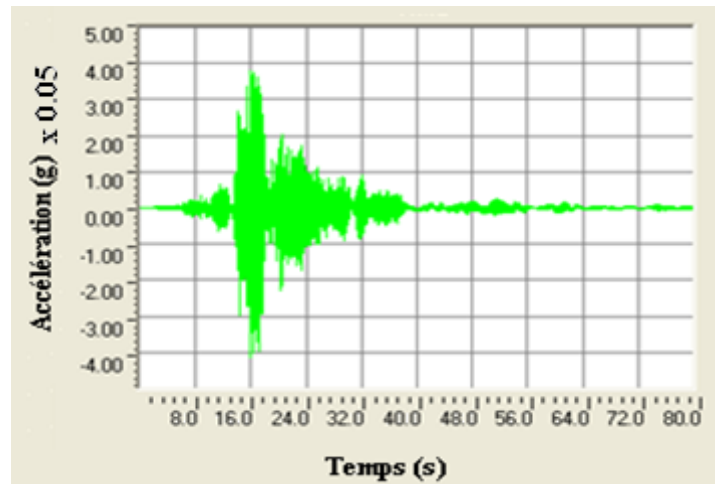


Figure 5.6 : Réponse temporelle de l'accélération de la masse

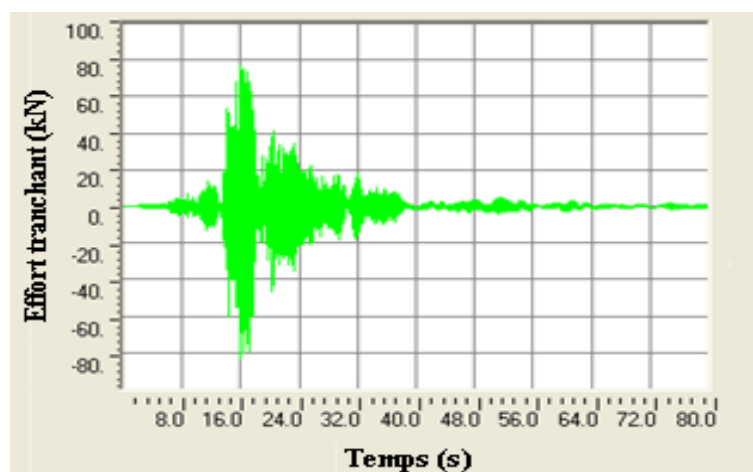


Figure 5.7 : Réponse temporelle de l'effort tranchant total à la base

5.4 Réponse des spécimens élastiques de 20 tonnes sous des excitations sinusoïdales uniaxiales

Cette étude consiste à étudier la réponse des deux spécimens élastiques de 20 tonnes sous des excitations sinusoïdales unies axiales prévues pour les essais de performance.

Les courbes de performance théoriques montrent que la zone d'accélération maximale de la table vibrante avec un spécimen de 20 tonnes est située approximativement entre 2.7 Hz et 40 Hz. Dans cette fourchette de fréquence, l'accélération maximale de la table avoisine 2g (sur la courbe de performance théorique). Cependant, les essais de performance pour les spécimens élastiques de 20 t avec des excitations sinusoïdales unidirectionnelles seront limités à 1/2 de l'accélération maximale (conformément au protocole d'essais : CGS acceptance test protocol, 25 August 2009). On prend donc une accélération maximale d'excitation à la base du spécimen $A_g = 1$ g.

5.4.1 Evaluation de l'effort tranchant et de l'accélération maximale

a) Pour le spécimen de 5 Hz : ($h = 4,1$ m)

- L'effort tranchant maximal est égale au rapport du moment de renversement sur la hauteur du centre de gravité de la masse, il est donné par :

$$F = \frac{Mot}{h} \quad (5.25)$$

Ou :

Mot = 180 t.m (le moment de reversement maximal).

$h = 4,1$ m (Centre de gravité de la masse).

Donc :

$$F = \frac{1800}{4,1} = 439 \quad (5.26)$$

- L'accélération maximale au centre de la masse pour un effort tranchant maximal F est :

$$A_{\max} = \frac{F}{M} = \frac{439}{200} = 2,19 \text{ g} \quad (5.27)$$

- Le facteur d'amplification dynamique est le rapport entre l'accélération à la base A_g et l'accélération maximale de la masse A_{max} ; il est donné par :

$$\rho = \frac{A_{max}}{A_g} = \frac{2,19}{1,0} = 2,19 ; \quad \text{on prend } \rho = 2 \quad (5.28)$$

b) Pour le spécimen de 10 Hz : (h = 2,6m)

- L'effort tranchant maximal est : $F = \frac{1800}{2,6} = 692 \text{ kN}$ (5.29)

- L'accélération maximale au c.d.g de la masse est : $\frac{692}{200} = 3,46 \text{ g}$ (5.30)

- Le facteur d'amplification maximal est : $\frac{3,46}{1,0} = 3,46 ; \quad \text{on prend } \rho = 3$ (5.31)

5.4.2 Détermination de la bande de fréquence dangereuse en régime permanent

On trace la courbe d'amplification dynamique d'un système à un seul degré de liberté pour le régime permanent pour des taux d'amortissement de 1, 2, 3, 4 et 5% (figure 5.8). Pour limiter l'amplification dynamique à 2 et à 3, il faut éviter la zone d'amplification au voisinage de la fréquence de résonance dont les rapports des fréquences β_1 et β_2 sont calculés comme suit :

Tout d'abord, rappelons que l'équation du facteur d'amplification dynamique est donnée par :

$$\rho = \frac{\sqrt{1+(2\xi\beta)^2}}{\sqrt{(1-\beta^2)^2+(2\xi\beta)^2}} \quad (5.32)$$

ρ est le facteur d'amplification et β est le rapport des fréquences

Pour un amortissement nul (cas le plus défavorable) mais très proche des courbes à faibles amortissement, on a :

$$\rho = \frac{1}{|1-\beta^2|} \quad (5.33)$$

$$\rho = 2 \Rightarrow \beta_1 = 0.707 \text{ et } \beta_2 = 1.22 \quad (5.34)$$

$$\rho = 3 \Rightarrow \beta_1 = 0.820 \text{ et } \beta_2 = 1.15 \quad (5.35)$$

Ainsi pour le spécimen de 5 Hz, la zone dangereuse est :

$$f_1 = 0.707 \times 5 = 3.53 ; \quad f_1 = 3.53 \text{ Hz} \quad (5.36)$$

$$f_2 = 1.22 \times 5 = 6.10 ; \quad f_2 = 6.10 \text{ Hz} \quad (5.37)$$

Pour le spécimen de 10 Hz :

$$f_1 = 0.81 \times 10 = 8.10 ; \quad f_1 = 8.10 \text{ Hz} \quad (5.38)$$

$$f_2 = 1.15 \times 10 = 11.5 ; \quad f_2 = 11.5 \text{ Hz} \quad (5.39)$$

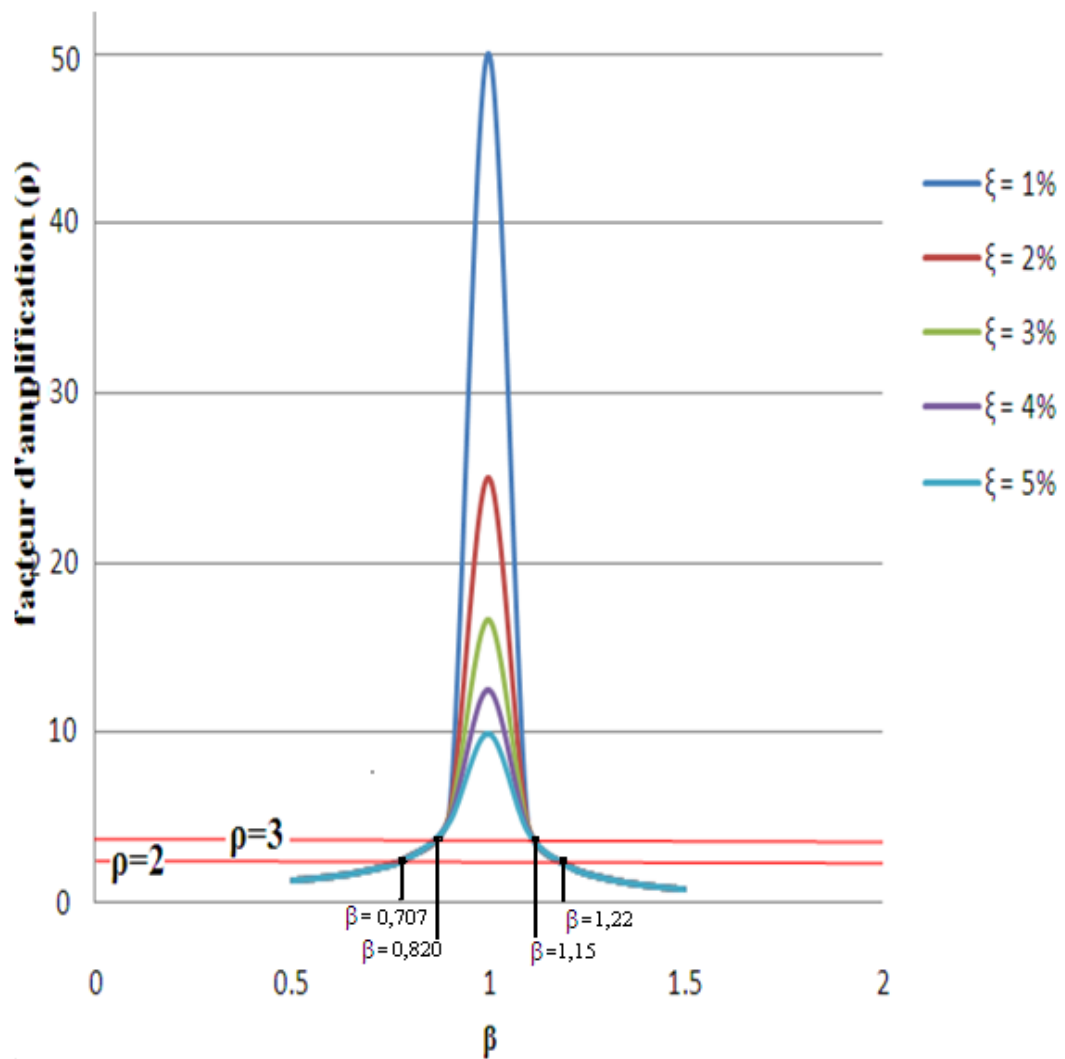


Figure 5.8 : Courbe d'amplification en régime permanent

En traçant les courbes d'amplification pour les différents cas d'amortissement, on remarque que les zones dangereuses sont pratiquement les mêmes. Par contre les amplifications diffèrent à l'intérieur des ces zones.

Le taux d'amortissement estimé pour ces spécimens en charpente métallique serait de 1%. Pour éviter le risque d'une surcharge au voisinage des fréquences de résonance, il est recommandé d'introduire des amortisseurs dans le spécimen. Dans cette optique, une investigation sur les types d'amortisseurs adéquats pour ces essais est présentée ci-dessous.

5.4.3 Introduction des amortisseurs

Afin d'adapter le type d'amortisseur approprié à ces structures, il est essentiel d'avoir un minimum de connaissance sur les différents modèles de ces amortisseurs tout en visant les avantages de chaque modèle.

5.4.3.1 Les différents modèles d'amortisseurs

La désignation « amortisseur » dans le domaine de la dynamique des structures regroupe plusieurs types différents conçus pour dissiper l'énergie sous une sollicitation dynamique tout en limitant les déplacements. On distingue trois catégories [12] :

- les amortisseurs élasto-plastiques ;
- les amortisseurs à frottement ;
- les amortisseurs visqueux.

Les amortisseurs élasto-plastiques : ne fonctionnent qu'à partir d'une limite qui est généralement la limite élastique d'un métal (l'acier dans la plupart des cas), à partir de laquelle se produisent des déformations plastiques accompagnées par une dissipation d'énergie.

L'un des inconvénients de ce type d'amortisseur est le fait qu'il ne peut fonctionner au-delà d'un nombre limité de cycles de sollicitation à partir duquel se produisent des ruptures de fatigue.

Les amortisseurs à frottement : Comme pour les amortisseurs élasto-plastiques, la résistance au mouvement des amortisseurs à frottement est indépendante de la vitesse.

L'inconvénient majeur de ces dispositifs est la valeur imprévisible du coefficient de frottement au moment du séisme.

Les amortisseurs visqueux : sont des dispositifs dont le comportement dépend de la vitesse de sollicitation. Ils dissipent de grandes quantités d'énergie lorsqu'ils sont soumis à des déplacements variant rapidement en fonction du temps et auxquels ils opposent une résistance modérée.

5.4.3.2 Choix de l'amortisseur

D'après les différents modèles d'amortisseurs présentés dans le paragraphe précédent, il convient d'adopter le troisième modèle d'amortisseur (les amortisseurs visqueux) pour leurs capacités à dissiper l'énergie à basse amplitudes et leurs résistances à la fatigue. Ces amortisseurs de types visqueux élastiques linéaires seront montés en diagonale dans chaque structure métallique dans le sens d'excitation dont la course du vérin maximale est de 50 mm.

5.4.3.3 Principe de fonctionnement de l'amortisseur visqueux élastique

Le principe général de fonctionnement consiste à contraindre sous l'action dynamique le fluide à passer alternativement d'une chambre à l'autre (Figure 5.9), entraînant ainsi une perte de charge qui se convertit en chaleur.

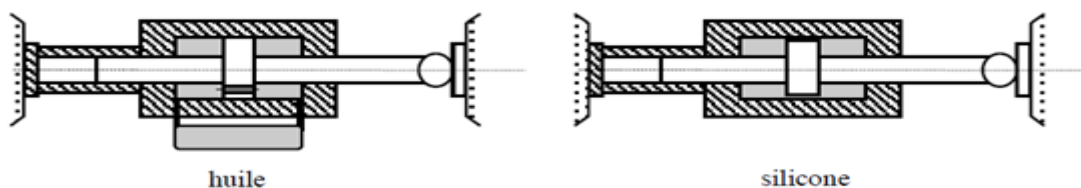


Figure 5.9 : Descriptif général des amortisseurs visqueux

La loi de comportement typique d'un amortisseur visqueux d'un modèle Maxwell est de type : $F_D = C x^\alpha$ (5.40)

Où F_D est la Force d'amortissement, C représente la constante d'amortissement de l'amortisseur et α l'exposant de la loi de comportement dépendant du fluide utilisé.

5.4.3.4 Pré dimensionnement de la constante d'amortissement

Pour le spécimen de 5 Hz, l'amortissement critique est donné [33]:

$$C_{cr} = 2 (k.m)^{1/2} \quad (5.41)$$

$$C_{cr} = 4 \pi m f \quad (5.42)$$

$$C_{cr} = 4 \pi \times 20 \times 10^3 \times 5 \quad (5.43)$$

$$C_{cr} = 125.66 \times 10^4 \text{ N/ m/s} \quad (5.44)$$

Pour augmenter le taux d'amortissement de 4%, il est nécessaire de mettre deux amortisseurs en diagonale inclinés d'un angle de 54.46° ($\text{arc tg}(3.5/2.5)$) et de capacité :

$$C = \frac{125,66 \times 10^4 \times 0,04}{2 \times \cos 45,46} = 43,23 ; C = 43,23 \text{ kN/ m/s} \quad (5.45)$$

Donc, d'après ce pré dimensionnement, on a une idée approximative sur la grandeur de la constante d'amortissement qui servira dans la modélisation du modèle numérique par la suite. Il convient aussi d'adopter les mêmes caractéristiques des amortisseurs (constante d'amortissement) utilisés dans le spécimen de 5 Hz à celui de 10 Hz du fait que la constante d'amortissement du spécimen de 5 Hz représente le cas le plus défavorable.

5.5 Détermination de la bande de fréquence dangereuse pour une réponse globale

Le facteur d'amplification dynamique ainsi que les fréquences dangereuses déterminées précédemment concernent uniquement le régime permanent. Cela signifie qu'une partie de la réponse dynamique (régime transitoire) n'a pas été prise en compte.

L'objectif de ce travail est de vérifier la réponse globale des spécimens élastiques de 5 Hz et de 10 Hz (cas le plus défavorable), un modèle numérique basé sur la méthode des éléments finis a été établi (figure 5.10) pour les calculs de dimensionnement et de vérification.

Il s'agit de solliciter les spécimens par une accélération sinusoïdale d'amplitude $1g$ et de fréquences f_1 et f_2 à la base. Cependant le taux d'amortissement de chaque structure est égal à 1% et celui des amortisseurs est équivalent à 4% ; soit un total de 5%.

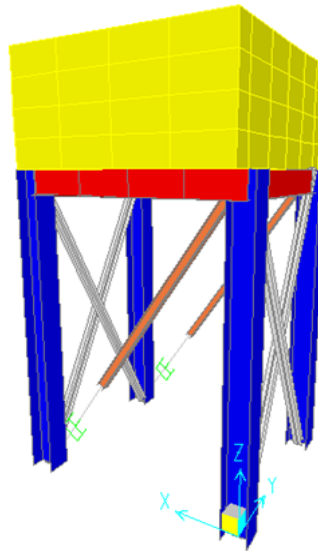


Figure 5.10 : Vue globale du modèle numérique de 5 Hz

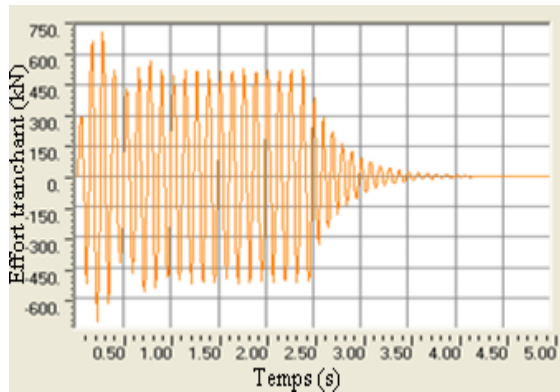
5.5.1 Spécimen 10 Hz

La détermination de la bande dangereuse pour le spécimen de 10 Hz a été effectuée en premier lieu par des excitations de fréquences déterminées au paragraphe 5.4.2 (8,1 Hz et 11,5 Hz). Un élargissement de cette bande a été établi par dégradation jusqu'à ce que toutes les réponses de ce spécimen soient inférieures à celles de la limite.

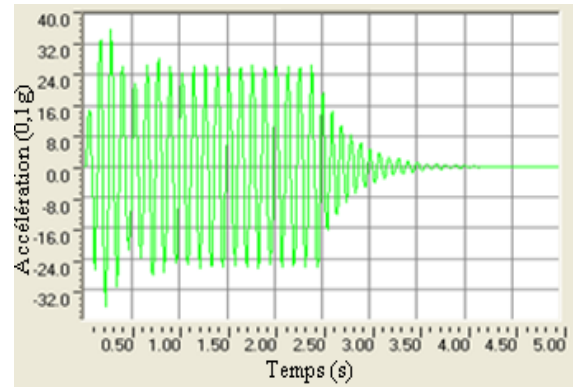
Les résultats obtenus sont présentés par les figures ci-dessous. Rappelons que les limites de capacité à ne pas dépasser sont estimées comme suit : 692 kN pour l'effort tranchant 3,46 g pour l'accélération, 50 mm pour la course du vérin et 180 t.m pour le moment de renversement.

a) $f = 8,1$ Hz

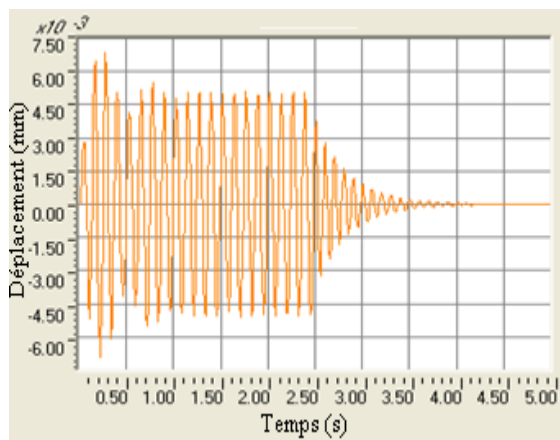
La figure 5.11 montre, pour une excitation sinusoïdale de 8,10 Hz, on remarque que l'effort tranchant maximal est de $F = 719,10$ kN et se stabilise dans le régime permanent à environ 530 kN, ainsi que le pic de l'accélération atteint 3,66 g et se stabilise autour de 2,50 g. Cependant, la course du vérin d'amortisseur maximale est de 6,93 mm, inférieure à sa limite de conception (50 mm). En revanche, le spécimen ne va pas résister avec un moment de renversement égal à 185,2 t.m du fait que cette dernière dépasse 180 t.m.



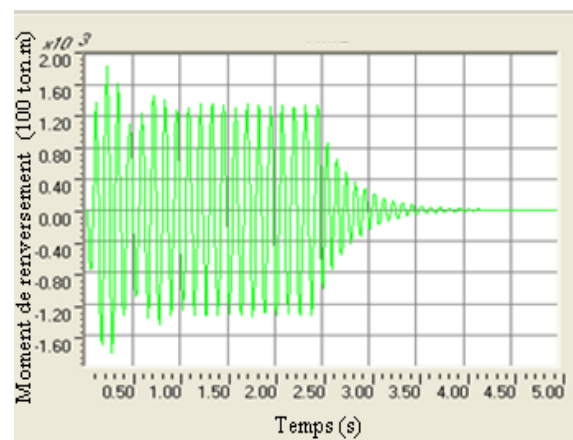
(a)



(b)



(c)

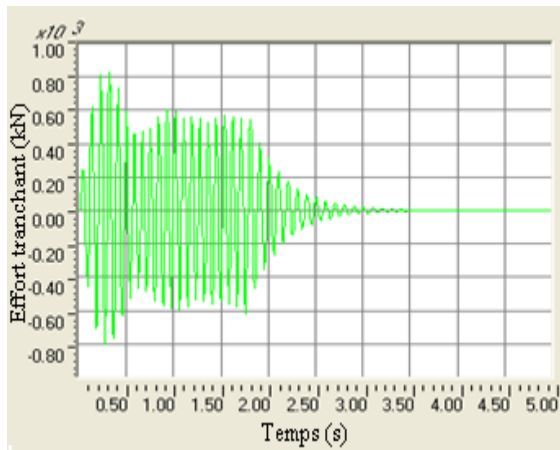


(d)

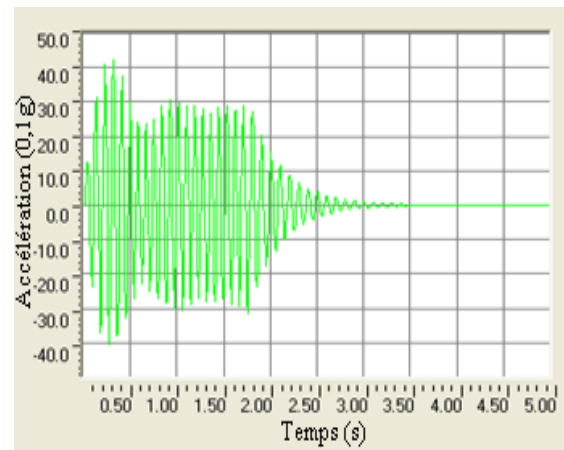
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz

Figure 5.11 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 8,1$ Hz

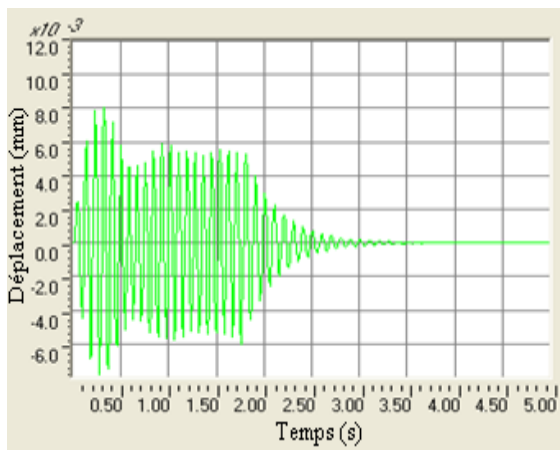
b) $f = 11,5 \text{ Hz}$



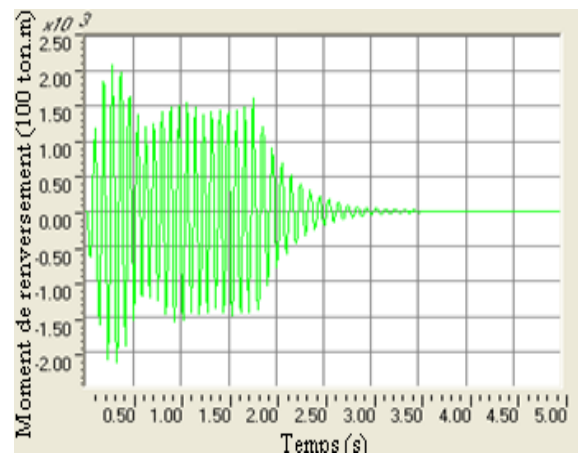
(a)



(b)



(c)



(d)

- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 11,5 \text{ Hz}$
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 11,5 \text{ Hz}$
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 11,5 \text{ Hz}$
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 11,5 \text{ Hz}$

Figure 5.12 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 11,5 \text{ Hz}$

Les résultats obtenus avec une excitation de 11,5 Hz montrent que l'effort tranchant maximal est de 827,5 kN et se stabilise dans le régime permanent à environ 525 kN, ainsi que le pic de l'accélération atteint 4,21 g et se stabilise autour de 2,95 g.

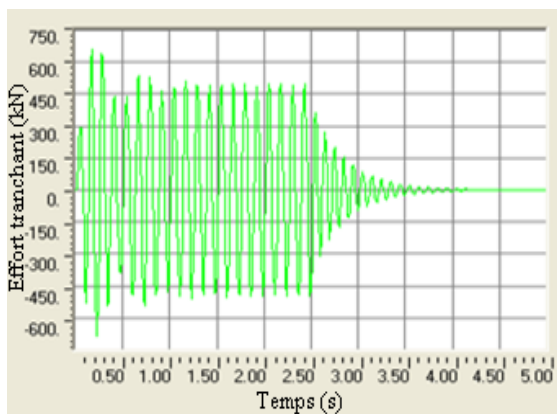
La course du vérin d'amortisseur maximale est de 8,05 mm et qui est inférieure à sa limite (50 mm). En revanche, le spécimen ne va pas résister un moment de renversement de 215,2 t.m du fait que cette dernière dépasse 180 t.m.

Pour ne pas dépasser la capacité de la table vibrante en termes d'effort tranchant, accélération, course du vérin et du moment de renversement, un élargissement de la largeur de la bande de fréquence est nécessaire jusqu'à ce que ses termes deviennent inférieures à leurs limites. Ainsi, plusieurs essais de calcul ont été effectués jusqu'à ce qu'on ait obtenu les nouvelles limites de fréquences suivantes :

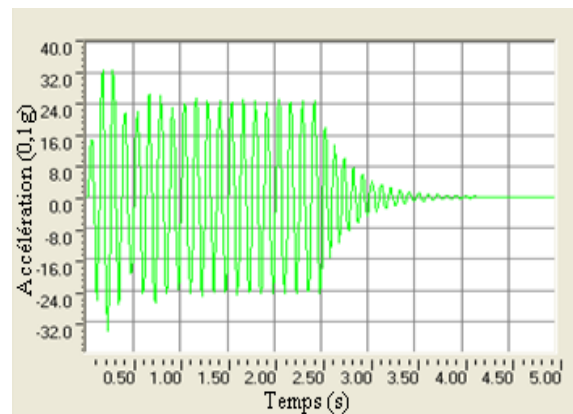
a) $f = 7,9$ Hz

Après avoir effectué une excitation du spécimen de 10 Hz sous une force sinusoïdale de fréquence de 7,9 Hz, il a été conclu que :

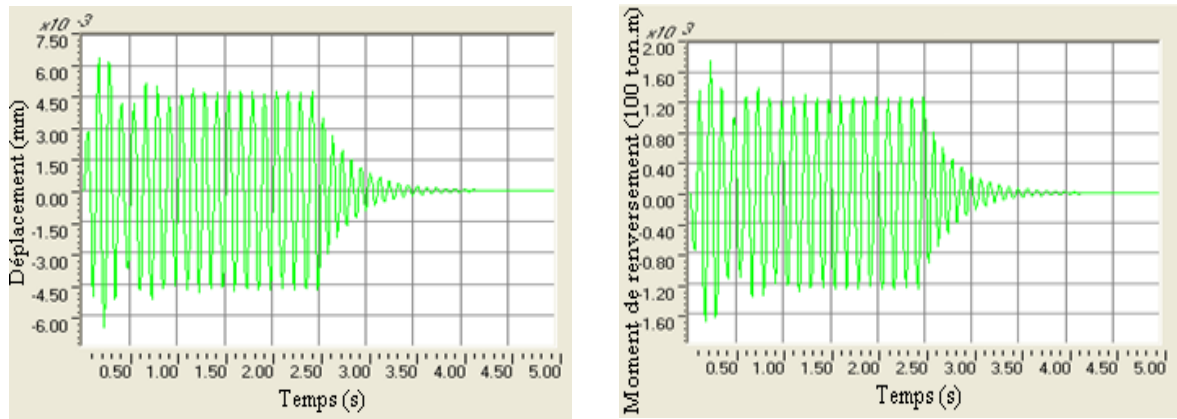
- L'effort tranchant maximal est de 682,1 kN et se stabilise dans le régime permanent à environ 480 kN, ainsi que le pic de l'accélération atteint 3,43 g et se stabilise autour de 2,40 g.
- La course du vérin d'amortisseur maximale est de 6,58 mm qui est inférieure à sa limite (50 mm) ; il en est de même pour un moment de renversement égal à 175,8 t.m ne dépassant pas celui de la table (180 t.m).



(a)



(b)



(b)

(d)

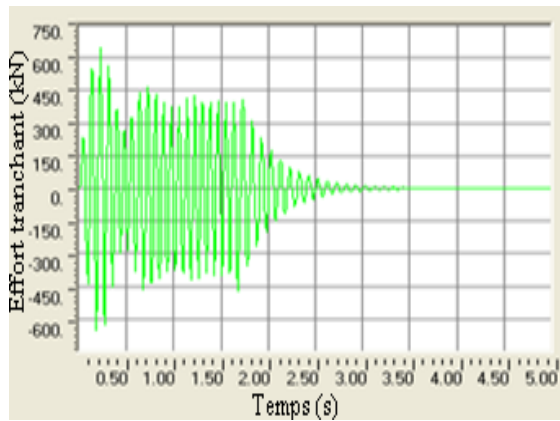
- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 7.9$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 7.9$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 7.9$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 7.9$ Hz

Figure 5.13 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 7,9$ Hz

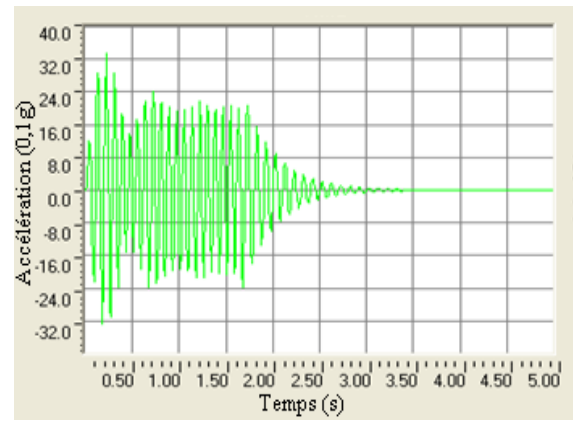
b) $f = 12$ Hz

D'après la figure 5.14, on remarque que :

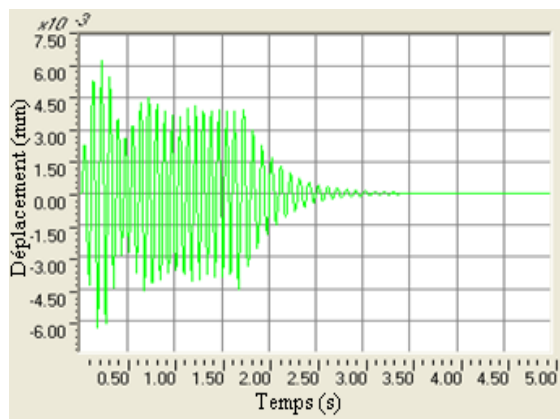
- L'effort tranchant maximal est de 651,5 kN et se stabilise dans le régime permanent à environ 410 kN, ainsi que le pic de l'accélération atteint 3,35 g et se stabilise autour de 2,10 g.
- La course du vérin d'amortisseur maximale est de 6,35 mm et qui est inférieure à sa limite (50 mm), il en est de même pour un moment de renversement égal à 169,9 t.m ne dépassant pas celui de la table (180 t.m).



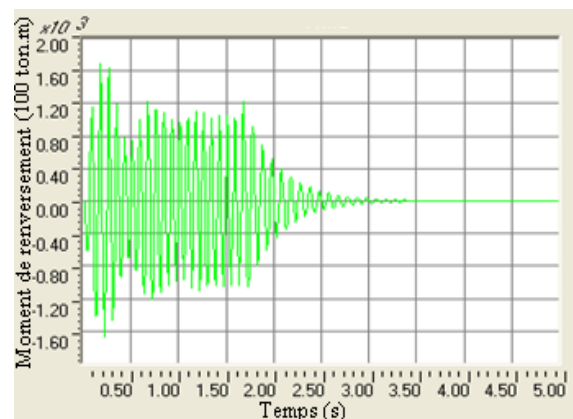
(a)



(b)



(c)



(d)

- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz

Figure 5.14 : Réponse temporelle du spécimen de 10 Hz sous une excitation de fréquence $f = 12$ Hz

On conclut que la bande dangereuse à éviter pour le spécimen de 10 Hz se situe entre 7,9 Hz et 12 Hz comme le montre la figure 5.15.

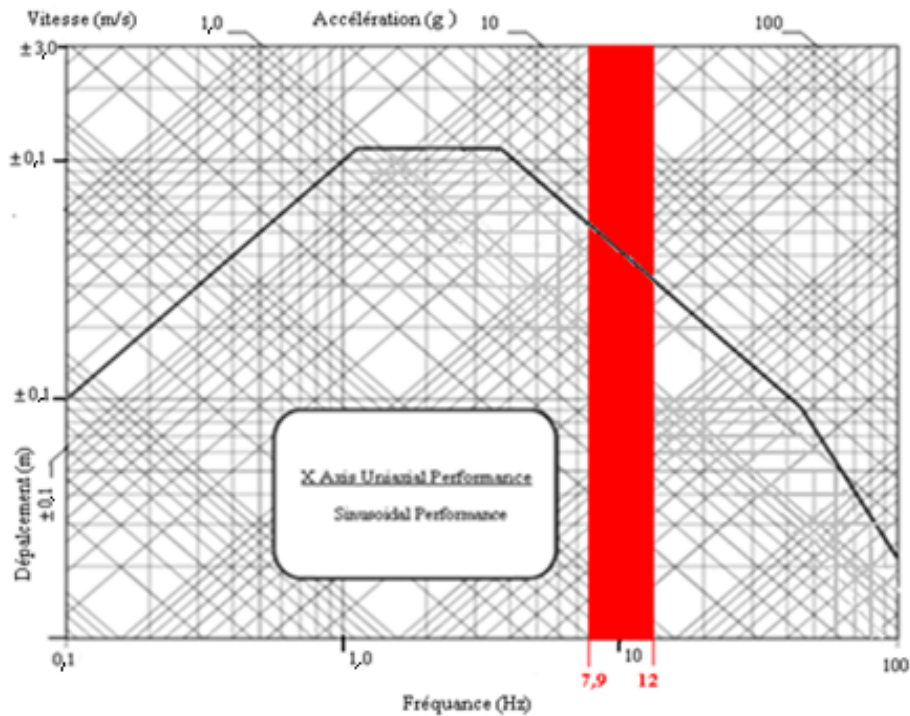


Figure 5.15 : Illustrations de la bande de fréquences dangereuse pour le spécimen de 10 Hz

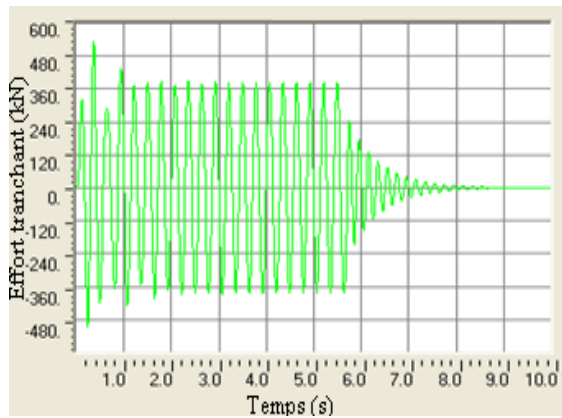
5.5.2 Spécimen 5 Hz

La procédure de la détermination de la bande dangereuse pour le spécimen de 5 Hz a été effectuée de la même manière que le spécimen de 10 Hz. Le tableau 5.3 ainsi que les figures 5.16 et 5.17 regroupent les résultats de la réponse maximale (effort tranchant, accélération, déplacement du piston du vérin et du moment de renversement) du spécimen de 5 Hz sous des excitations de fréquence de 3,5 Hz et 6,1 Hz

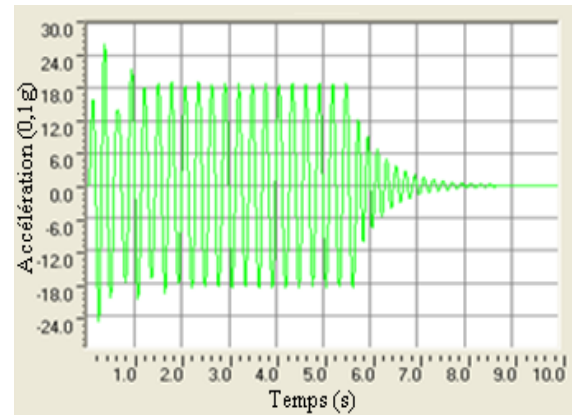
Rappelons que les limites de capacité à ne pas dépasser sont estimées comme suit : 439 kN pour l'effort tranchant 2,19 g pour l'accélération, 50 mm pour la course du vérin et 180 t.m pour le moment de renversement.

Tableau 5.3 : Réponses du spécimen de 5 Hz sous des excitations de fréquence de 3,5 Hz et 6,1 Hz

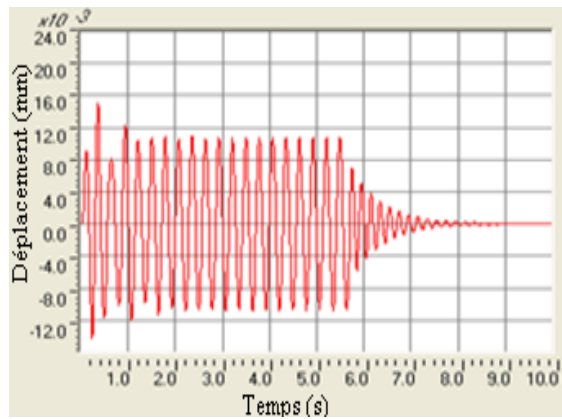
Fréquence (Hz)	Effort tranchant (kN)		Accélération (g)		Déplacement (mm)		Moment de renversement (t.m)	
	Réponse	Limite	Réponse	Limite	Réponse	Limite	Réponse	Limite
3,5	534,7	439	2,61	2,19	15,02	50	215	180
6,1	631,7	439	3,21	2,19	18,14	50	260,1	180



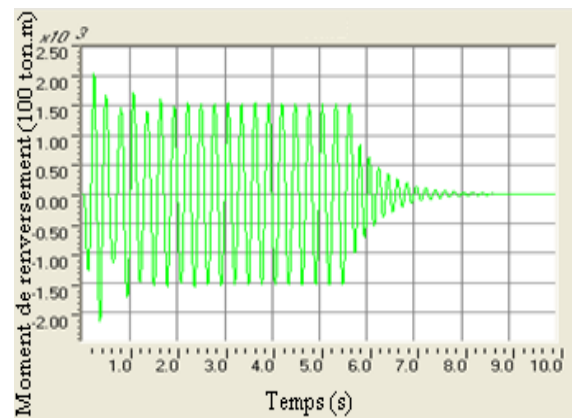
(a)



(b)



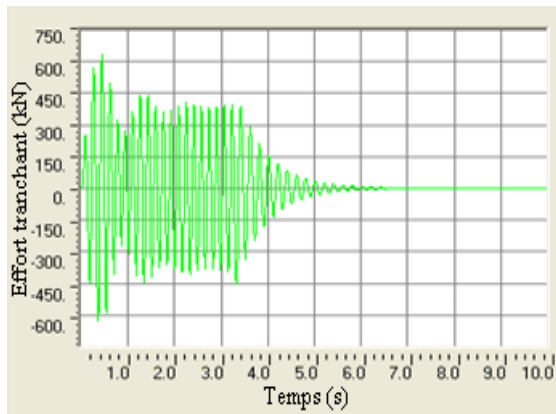
(c)



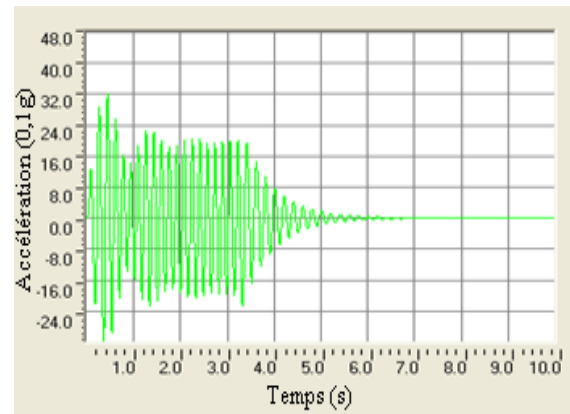
(d)

- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz

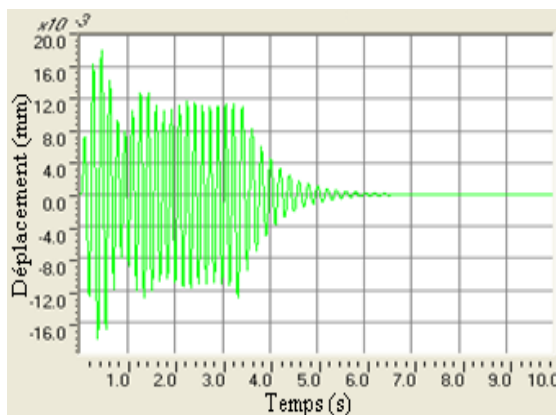
Figure 5.16 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 3,5$ Hz



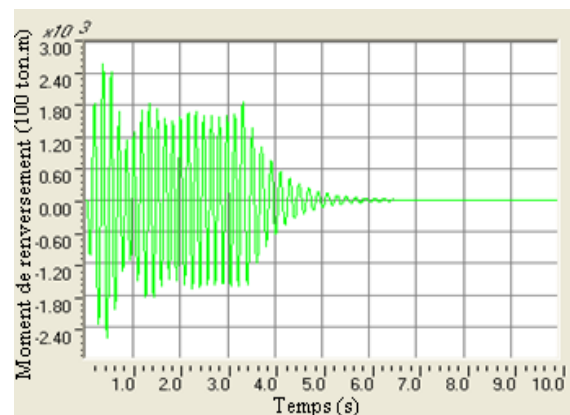
(a)



(b)



(c)



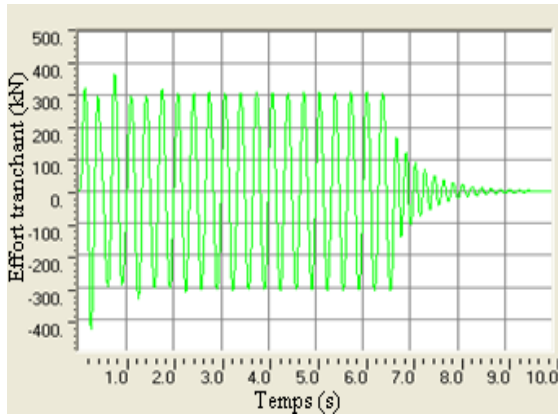
(d)

- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz

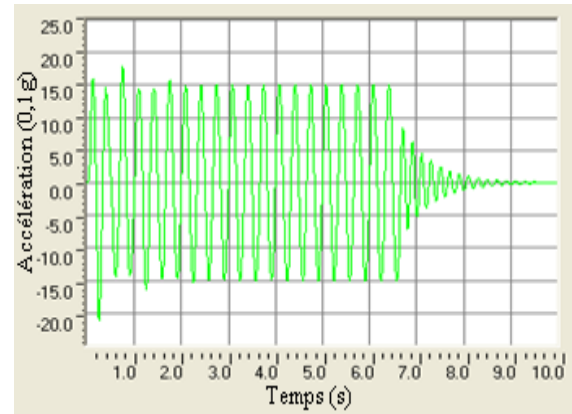
Figure 5.17 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 6,1$ Hz

D'après ces résultats on remarque que la réponse en termes d'effort tranchant, accélération et moment de renversement maximal dépassent les limites de la capacité de la table vibrante. Cependant, plusieurs essais ont été effectués dont les nouvelles limites de

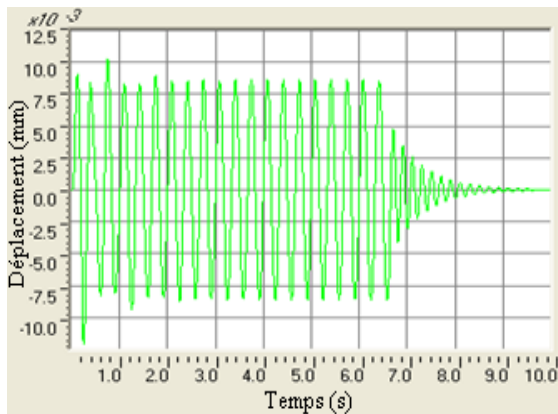
fréquences de cette bande dangereuse avec les résultats de la réponse maximale sont données par le tableau 5.32 et par les figures 5.18 et 5.19.



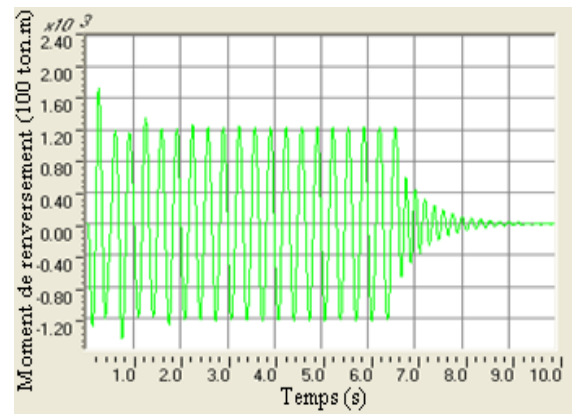
(a)



(b)



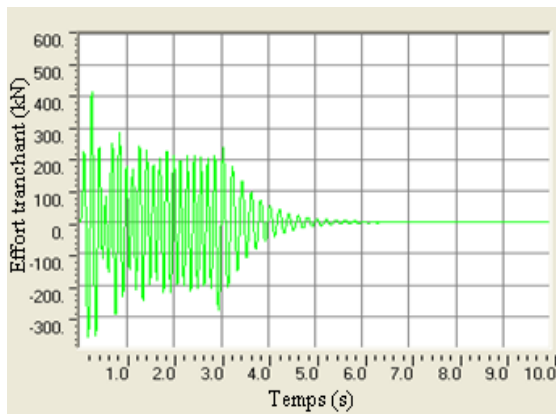
(c)



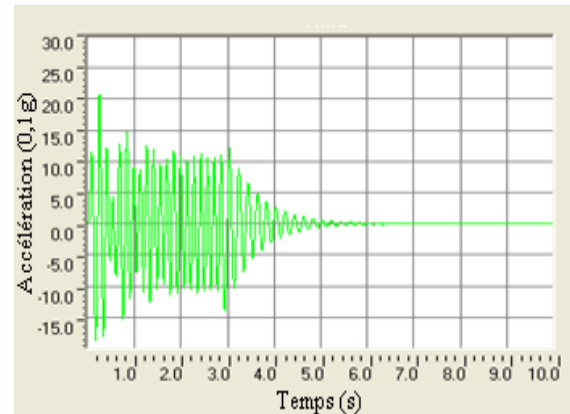
(d)

- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz

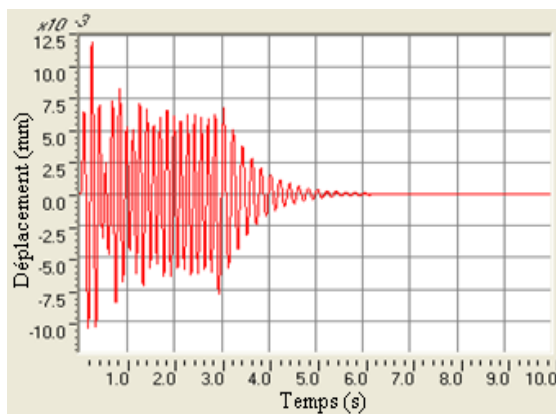
Figure 5.18 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 3,0$ Hz



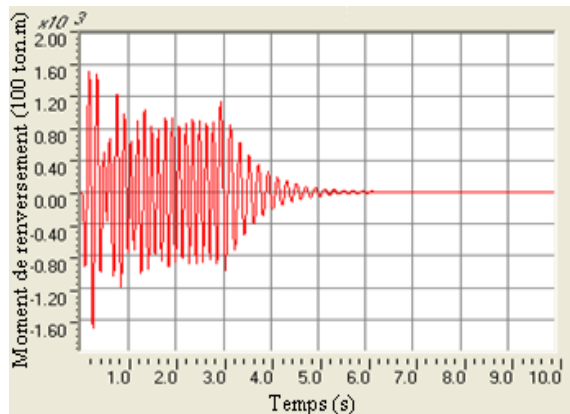
(a)



(b)



(c)



(d)

- a) Historique de la vibration de l'effort tranchant sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- b) Réponse temporelle de l'accélération de la masse sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- c) Historique de la vibration du déplacement du vérin d'amortisseur sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz
- d) Historique de la vibration du moment de renversement sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz

Figure 5.19 : Réponse temporelle du spécimen de 5 Hz sous une excitation de fréquence $f = 6,9$ Hz

On constate pour le spécimen de 5 Hz que la bande dangereuse à éviter se situe entre 3,0 Hz et 6,9 Hz. Cependant, les réponses de spécimen hors de cette bande de fréquence en termes d'accélération, effort tranchant, déplacement de la course d'amortissement et de moment de renversement sont inférieures à la limite de la capacité de la table vibrante.

La figure 5.20 illustre la bande de fréquence dangereuse pour le spécimen de 5 Hz.

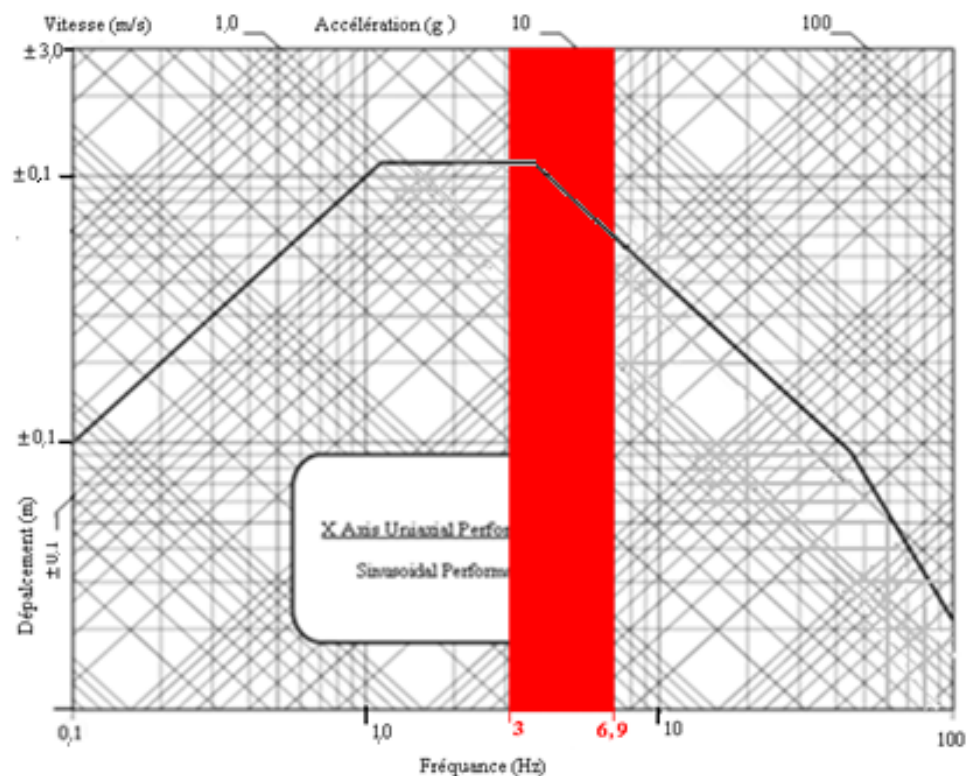


Figure 5.20 : Illustrations de la bande de fréquences dangereuse pour le spécimen de 5 Hz

5.6 Conclusion

Deux spécimens élastiques de 20 tonnes et un spécimen rigide de 60 tonnes ont été conçus et calculés pour être testés sur la table vibrante du CGS. Cependant, Le dimensionnement des blocs rigides de 20 tonnes a été effectué à partir des blocs rigides de 60 tonnes d'une manière réfléchie pour l'utilisation dans d'autres essais.

En tenant compte du moment de renversement maximal de la table vibrante et des fréquences ciblées, un compromis entre la hauteur et les dimensions des poteaux des spécimens élastiques de 20 tonnes a été établi. Ils seront constitués d'une ossature en

charpente métallique supportant quatre blocs rigides en béton armé de 2,5 m x 2,5 m x 0,3 m.

Cependant, la réponse des spécimens élastiques de 20 tonnes en termes d'accélération et d'effort tranchant sous l'effet de l'action de l'accélérogramme EW de Dar El Beida n'a pas présenté un effet de résonance.

Enfin, les bandes de fréquences dangereuses ont été déterminées avec l'introduction des deux amortisseurs afin d'éviter l'amplification de la réponse dynamique globale des spécimens élastiques de 5 Hz et de 10 Hz. Les plages de ces bandes d'amplifications dangereuses ont été bien définies comme suit :

- De 3,0 Hz à 6,9 Hz pour le spécimen élastique de 5 Hz ;
- De 7,9 Hz à 12 Hz pour le spécimen élastique de 10 Hz.

CONCLUSION

L'évaluation actuelle et le développement des méthodes de calcul ainsi que la vérification des hypothèses pour les structures sujettes à des forces sismiques se basent sur les résultats des essais expérimentaux ; ces essais permettent aussi d'étudier et de comprendre le comportement dynamique complexe des structures d'une manière plus approfondie et plus exacte. Pour cela, ce travail a énuméré en premier lieu les techniques d'essais expérimentales de la dynamique des structures les plus usuelles.

Une bonne reproduction d'un signal dépend de la fidélité du système de vibration globale où ce dernier est affecté par plusieurs sources de distorsions à savoir : la non linéarité de la servovalve, le comportement dynamique du spécimen, la fréquence de résonance de la colonne de l'huile et les forces de frottements.

Les techniques de contrôle et les méthodes de compensations itératives en temps réel sont nécessaires afin de reproduire le mouvement désiré avec précision. Citons :

- Un contrôle à trois variables avec un signal numérique à boucle fermée (TVC).
- Un algorithme de contrôle minimal (MCS).
- L'application de l'algorithme de contrôle MCS en aval (FFMCS).

Cependant, il est recommandé :

- d'effectuer une inspection générale sur l'installation des équipements et la connexion des câbles avant la mise en marche de la table vibrante pour éviter toutes sortes de défiance matérielle ;
- d'effectuer des essais de pré compensation avant d'entamer les tests pour éviter l'endommagement du spécimen par la fatigue due à plusieurs cycles d'essais.

Il a été mis en évidence que les performances limites d'exécution de la table vibrante sont atteintes sur trois intervalles de la gamme de fréquence opérationnelle : le déplacement maximum est atteint à des basses fréquences, l'accélération à des fréquences très élevées, mais la vitesse maximale est atteinte sur une gamme de fréquence intermédiaire.

Le protocole d'essai qui a été effectué pour calibrer et vérifier les performances de la table vibrante du laboratoire de CGS doit se faire en trois étapes : table vide, table avec un spécimen élastique et table avec une charge utile maximale. Cependant, le réajustement est obligatoire avant chaque essai et en particulier lorsqu'il s'agit d'un changement de la charge maintenue sur la table.

La conception de deux spécimens d'essai avec une simulation numérique a permis d'une part de prévoir quelques résultats pour les comparer à celle de la partie expérimentale et d'une autre part d'éviter la gamme de fréquence d'amplification dangereuse due à la fréquence de résonance dont cette étude a conduit à :

La vérification de la réponse dynamique globale des spécimens sous une sollicitation sinusoïdale a permis de prendre en compte la réponse transitoire pour éviter la gamme de fréquences dangereuses lors des essais de performances.

Enfin pour clôturer ce travail, cette recherche nous a inspiré certaines recommandations pour de futurs travaux et qui sont :

- Réaliser une bonne fixation du spécimen sur la plateforme et tenir compte de l'interaction entre ces deux derniers lors des essais.
- Elaborer des essais avec des spécimens dont le comportement n'est plus linéaire avec les techniques de corrections et de compensations en temps réel proposées dans cette recherche et estimer l'ordre de grandeur d'exactitude du signal réalisé
- Effectuer des recherches plus avancées pour développer d'autres techniques de contrôle de afin de minimiser toutes sorte de distorsion dans le système dynamique de la table vibrante qui surgit lors des teste.
- Exécuter des essais avec des excitations triaxiales sur la table vibrante du CGS et vérifier ces performances avec leurs courbes théoriques.

REFERENCES

1. Airouche, H., Aknouche, H et Bechtoula. H, “The earthquake engineering research laboratory facilities of CGS (ALGERIA)”, Proceeding of the 14 European conference on Earthquake Engineering, Macedonia, 2010.
2. Ammanagi, S., Poornima, V. Sera, A et Sunder, R., “Development of a digitally-controlled three-axis earthquake shake table”, BiSS Research, 41A, 1A Cross, AECS 2nd Stage, RMV Extension, Bangalore 560 094, India, 25 JULY 2006.
3. Alain, M., Jean, C et Rogerio. B, “Dynamic Interaction Between The Shaking Table And The Specimen During Seismic Tests”, Advances in Performance-Based Earthquake Engineering, Geotechnical, Geological and Earthquake Engineering, Chapter 40, 2010.
4. Aristizabal, O.J., Clark, A.J., “large-scale earthquake simulation tables “, Proceedings of the 7th World Conference on Earthquake Engineering, Istanbul, Turkey. Vol. 7, pp. 157-164, 1980.
5. Bairràot, R., “Shaking Table Testing”, LNEC / DE / NESDE, LISBOA, PORTUGAL, 2008.
6. Bairrao, R et Carlos, T., “shaking table testing of civil engineering structures – the LNEC 3d simulator experience ”, 12th world conference Earthquake Engineering, Auckland, New Zealand, paper 2129, January 2000.
7. Benghalia, Y., “Protection des équipements par essais de qualification sismique sur table vibrante”, Mémoire de magister, Université de Blida 2002.
8. Beradiaf, B.M., “développement d’une procédure d’essai sismique sur table vibrante”, projet de fin d’études, Université de Blida 1997.
9. Bouhamadi, M., Ziani, D., “Etude modale d’une table vibrante”, projet de fin d’études, Université de Blida 1998.
10. Bourahla, N., “Experimental research in earthquake engineering”, rapport CGS, February 1993.

11. Bourahla, N., Bouhraoua, H. et Benghalia, Y., “performance d’une table vibrante mono-axiale”, Algérie Equipement, N^o 16, Novembre 1994.
12. Boyere, E., “Modélisation de l’amortissement en dynamique linéaire”, Fascicule r5.05 : dynamique transitoire ou harmonique, Avril 2010.
13. Bowkamp, J.G., Stephen, R.M., “Ambient and forced vibration studies of a multistory pyramid building”, 5TH WORLD CONFERENCE ON EARTHQUAKE ENGINEERING, Rome, Italy 197.
14. Clark, J.A., “Dynamics Characteristics of Large Multiple Degree of Freedom Shaking Tables”, PROCEEDING OF THE 10TH World Conference on Earthquake Engineering, Vol 5, p 2823- 2829, Madrid, Spain 1992.
15. Crewe, A. J., “The characterisation and optimisation of earthquake shaking table performance”, PhD thesis, University of Bristol, 1998.
16. Crewe, A. J., Severn, R. T., “The European collaborative programme on evaluating the performance of shaking tables”, Earthquake Engineering Research Centre, University of Bristol, Queen’s Building, Bristol BS8 1TR, UK, 2001.
17. David, P., Stoten et Gómez, E.G., “Adaptive control of shaking tables using the minimal control synthesis algorithm”, Department of Mechanical Engineering and Departments of Mechanical and Civil Engineering, University of Bristol, Bristol BS8 1TR, UK,2001.
18. EL-attar, A.G., White, R. N et Gergely, P., “Shake Table Test of a 1/6 Scale Two Lightly Reinforced Concrete Building”, National Center for Earthquake Engineering Research, Technical Report NCEER-91-0017, February 1991.
19. Gomez, E.G., Stoten, D.P., “A comparative study of the adaptive MCS control algorithm on European shaking tables”, In Proc. 12th world conference Earthquake Engineering, Auckland, New Zealand, paper 2626. 2000, January 2000.
20. Joel, P., Conte, L et Ozgur, O., “Shake Table Control Fidelity in Signal Reproduction & Sources of Signal Distortion”, NEES@UNevada-Reno, NEES@UC San Diego, NEES@UBuffalo, 10/15/2007.

21. Kusner, D. A., Rood, J. D et Bunon, G. W., "Signal reproduction fidelity of servohydraulic testing equipment", Proceedings of the 10th World Conference on Earthquake Engineering, Madrid Spain. Vol 5, pp. 2683-268, (1992).
22. Mark, P., "Shake Table Testing", University at Buffalo's NEES Equipment Site, September 19- 2006.
23. MTS Systems Corporation, "User's Manual : Model 244 Hydraulic Actuators", MTS Systems Corporation, Minneapolis, Minnesota 1986.
24. MTS Systems Corporation, "User's Manual : servovalves series 256", MTS Systems Corporation, Minneapolis, Minnesota 1986.
25. MTS Systems Corporation, "User's Manual : Model 406.11 Controller", MTS Systems Corporation, Minneapolis, Minnesota 1981.
26. Nobuyuki, Ogawa., Keiichi, Ohtani., Tsuneo, Katayama & Heki, Shibata., "Construction of a three-dimensional, large-scale shaking table and development of core technology", National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention (NIED), Tsukuba, Japan.2001.
27. Nowak, R.F., Kusner, D.A., Rodney, L et Thoen, B.K., "Utilizing modern digital signal processing for improvement of large scale shaking table performance", 12th world conference Earthquake Engineering, Auckland, New Zealand, paper 2035, January 2000.
28. Ogawa, N., Ohtani, K., Katayama, T et Shibata, H., "World's Largest Shaking Table Takes Shape in Japan -A Summary of Construction Plan and Technical Development", Transactions of the 15th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology Seoul, Korea, August 15-20,1999.
29. Ogawa, N., Sato, M., Ohtani, K et Katayama, T., "CONSTRUCTION OF A 3-D FULL-SCALE EARTHQUAKE TESTING FACILITY", Journal of Japan Association for Earthquake Engineering, Vol. 4, No. 3 (Special Issue), 2004.
30. Ohtani, K., Ogawa, N., Katayama, T et Shibata, H., "World's Largest Shaking Table Takes Shapes in Japan (The Third Report)", Transactions of the 17th International

- Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology Prague, Czech Republic, August 17 –22, 2003.
31. Philippe, S., Jérôme, G., “ Amortisseur parasismique”, 7^{ème} Colloque National AFPS Ecole Centrale Paris, 2007.
 32. Piyush, S et Durgesh, C., “Development and performance of single-axis shake table for earthquake simulation”, Department of Civil Engineering, Indian Institute of Technology Kanpur 208 016, India, 25 JUNE 2009.
 33. Ray, W., Clough et PENZIEN, J., “Dynamics of structures”, third edition, Computers & Structures, University Ave, Berkeley, 1995.
 34. Rea, D., et Penzien, J., “Dynamic Response of 20 ft x 20 ft Shaking Table”, Earthquake Engineering Research Center, Berkeley, University of California, pp. 1447-1456, 1980.
 35. SAP2000., “Computers and Structures”, Version 14.0.0, April 2009.
 36. Severn, R.T., “Development of European Shaking Tables”, Earthquake Engineering Research Centre, University of Bristol, UK, 2009.
 37. Shiraki, K., Kajimura, M., Inoue, M., Yonemura, Y., “Large Scale, 3 Dimensional and 6 Degrees of Freedom Earthquake Simulator”, MITSUBISHI TECHNECAL REVIEW Japan, June 1984.
 38. Stoten, D.P et Shimizu, N., “The feedforward minimal control synthesis algorithm and its application to the control of shaking-tables”, Advanced Control and Test Laboratory and the Department of Mechanical Engineering, University of Bristol, Bristol, UK, Department of Mechanical Systems and Design Engineering, Iwaki Meisei University, Fukushima, Japan. 28 September 2006.
 39. Thoen, B.K et Laplace, P.N., “Offline Tuning Of Shaking Tables”, 13th World Conference on Earthquake Engineering Vancouver, B.C., Canada August 1-6, 2004.
 40. Uchiyama, Y, Mukai, M et Fujita, M., “Robust control of multi-axis shaking system using μ -synthesis”, IMV CORPORATION, Itami 664-0847, Japan, Department of Electrical and Electronic Engineering, Kanazawa University, Kanazawa 920-8667, Japan 2005.

41. Ulrich, F., "Utilization of multi-axial shaking tables for the modal identification of structures", Institute of Aeroelasticity, German Aerospace Center, Bunsenstrasse 10, 37073 Göttingen, Germany, 2001.
42. Ventura, C. E., Latendresse, V., Nichol, H.R., Tauscher, R.C et Stroud. R. C., "Multi-Axis Control System for Shake-Table", Eleventh World Conference on Earthquake Engineering, Paper N° 1207, Melbourne, Australia 1996.