

الجمهورية الجزائرية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Civil

Spécialité : Structure

Par : BENZEGHADI MARWA MEBREK ASMA

Sujet

IDENTIFICATION EXPERIMENTALE DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES DES STRUCTURES

Soutenu publiquement, le 06/06/2023 , devant le jury composé de :

M MEGNOUNIF.A	Professeur	Université de Tlemcen	Président
M MATALLAH .M	Professeur	Université de Tlemcen	Examineur
Mme BENMANSOUR.N	Docteur	Université de Tlemcen	Encadreur
Mme BENKELFAT.N	Docteur	Université de Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire : 2022 / 2023.

Remerciements

Ce mémoire représente l'aboutissement d'un long parcours de cinq ans que nous n'aurions pas pu accomplir seule.

Nos remerciements particuliers vont spécialement au Dr BENMANSOUR. Nassima pour avoir accepté de nous encadrer et diriger notre projet de fin d'étude.

Merci madame pour votre rigueur scientifique et vos connaissances et compétences qui ont permis d'accomplir notre travail.

Merci pour le temps que vous avez consacré aux nombreuses relectures et corrections du manuscrit, merci aussi pour les fructueuses discussions que nous avons eues ensemble.

Que vous trouvez dans l'accomplissement de cette mémoire de fin d'étude toute la sympathie et le respect que nous vous portons.

Nous adressons également nos sincères remerciements au Dr. BENKELFAT. Naouel. Merci pour votre précieuse contribution en tant que Co-encadreur de notre mémoire. Votre expertise, votre soutien constant et vos précieux conseils ont été inestimables tout au long de notre parcours. Votre engagement envers notre réussite académique a été une source d'inspiration et nous vous sommes profondément reconnaissants pour votre patience et votre dévouement.

Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements et toute notre reconnaissance à Dr. BERBAL Rachid. Nous vous remercions chaleureusement d'avoir été présent à nos côtés et de nous avoir apporté votre soutien et votre précieux conseils tout au long de notre expérience dans le laboratoire.

Nous adressons nos plus sincères remerciements aux professeurs MEGNOUNIF.A et MATALLAH.M. Merci pour votre participation en tant que membres du jury. Votre présence représente une distinction importante et nous sommes profondément honorés.

Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude pour votre réactivité et votre amabilité à accepter d'évaluer notre travail.

Chères Maîtres, nous tenons à vous transmettre notre profonde reconnaissance et notre respect le plus sincère.

Dédicace

Tout d'abord, je rends grâce à Dieu pour m'avoir orienté vers ce sujet et aidé à sa réalisation.

Je dédie cet humble travail à tous ceux qui m'ont soutenu et inspiré tout au long de ce parcours, et exprimer ma gratitude sincère

À mes parents **Nacera** et **Nour-Eddin**

À travers les années, vous avez été mes guides, mes confidents et mes sources inépuisables d'amour et de soutien. Vos sacrifices et votre dévouement ont forgé la personne que je suis aujourd'hui, et il n'y a pas de mots assez forts pour exprimer ma gratitude.

En tant que parents, vous avez toujours été présents pour moi, prêts à m'écouter, à me conseiller et à m'encourager. Votre amour inconditionnel et votre soutien indéfectible ont été les fondations solides sur lesquelles j'ai construit ma vie.

À ma sœur **Jhram** et mon frère **Lotfi**

Que j'aime tant et avec qui j'ai partagé les instants les plus joyeux et les plus heureux de ma vie. Que la vie vous offre une multitude de bonheur, de succès et d'accomplissements.

Je tiens à exprimer ma gratitude toute particulière envers mes cousines **Sarah** et **Aidayet** et mon amie **Randa** pour votre soutien inconditionnel et votre encouragements précieux. Votre présence bienveillante a été une source d'inspiration et de réconfort indéniables.

À mon binôme **Marwa**

Je tiens à te témoigner ma profonde gratitude pour avoir été mon binôme dans ce projet de mémoire. Ta collaboration précieuse, ton dévouement et ton soutien inébranlable ont grandement contribué à la réussite de notre travail.

Tout au long de ce parcours, j'ai été impressionnée par ton sérieux, ton expertise et ta persévérance. Ta passion pour notre sujet de recherche commun a été une véritable source de motivation et d'inspiration pour moi.

Grâce à notre collaboration harmonieuse et à notre complémentarité, nous avons surmonté les défis ensemble et nous avons pu atteindre des résultats remarquables. Tes idées novatrices, ton esprit analytique et ta rigueur scientifique ont enrichi notre mémoire et lui ont donné une profondeur supplémentaire.



Asma MEBREK

Tout d'abord, je rends grâce à Dieu pour m'avoir orienté vers ce sujet et aidé à sa réalisation.

En ce moment significatif de ma vie, je tiens à dédier ce travail à mes chers parents

Atiqa et Moukamed

Une profonde reconnaissance et un immense respect pour tout ce que vous avez accompli en tant que parents.

Votre dévouement, votre soutien et vos sacrifices ont été des piliers essentiels de ma réussite professionnelle. Votre amour inconditionnel et votre confiance en moi m'ont donné la force et la motivation nécessaires pour atteindre mes objectifs.

Je suis profondément reconnaissante de la solide éducation que vous m'avez donnée, qui a posé les fondations de mes compétences et de ma passion pour mon domaine professionnel. Votre confiance en mes capacités m'a donné la confiance nécessaire pour relever les défis et pour continuer à progresser dans ma carrière. Ce travail est un témoignage modeste de ma reconnaissance éternelle envers vous. Votre influence positive et vos encouragements constants continuent de m'inspirer et de me motiver chaque jour.

Je souhaite exprimer ma sincère gratitude envers mon petit frère **Yassine**, qui a été une source inépuisable d'encouragement, d'aide et de soutien tout au long de mes études. Que Dieu veuille sur toi et t'offre toutes les chances et le bonheur qui te sont destinés. Je tiens également à mettre en lumière mon adorable petite sœur **Roya**, dont le talent pour apporter joie et bonheur à toute notre famille est inestimable. Que ces deux êtres chers soient protégés et comblés de bonheur tout au long de leur vie.

À mes grands-parents **Aicha et Abdelouahed**

Je souhaite exprimer ma profonde gratitude envers vous pour m'avoir accompagnée de votre prière et de votre soutien tout au long de mon parcours. Que Dieu vous accorde une longue vie emplie de santé et comblée de bonheur.

En mémoire de mon regretté

grand-père **Ahmed** et de ma chère grand-mère **Fatima Zahra**

Leur plus grand souhait était de vivre suffisamment longtemps pour voir ce que nous allions devenir. Ils resteront à jamais présents dans mon cœur et ma mémoire.

À **Abdelkarim, Karima, Leila, Latifa, Nacera, Hanane, Rachida, Naima, Rafika, Wafaa, Douaa, Chehd, Hadeel, fical, khedra, halima, fatna, samira.**

Aucune dédicace ne peut véritablement exprimer l'intensité de l'amour que je vous porte. Votre présence joyeuse et votre gaieté illuminent ma vie et me procurent un bonheur infini. Que Dieu veille sur vous, guide votre chemin et réalise vos souhaits les plus chers.

À mon binôme **Asma**

Je tenais à prendre un moment pour t'exprimer ma sincère gratitude pour notre collaboration exceptionnelle tout au long de notre travail de mémoire. Ta présence en tant que binôme a été un véritable pilier de soutien et de motivation.

Je tiens également à souligner ta générosité et ton esprit d'équipe. Ta volonté de partager tes connaissances et de travailler en harmonie ont grandement contribué à notre réussite collective.

Je tiens à te remercier tout particulièrement pour ton soutien constant et ton encouragement inébranlable. Tes commentaires constructifs et tes conseils judicieux ont été d'une grande valeur pour moi. Ta présence positive et ton attitude collaborative ont rendu notre collaboration fluide et agréable.



Marwa BENZEGHADI

Résumé

Les tables vibrantes sont largement utilisées dans les laboratoires de recherche et de qualification en génie sismique à travers le monde. Elles offrent une méthode efficace pour soumettre des modèles réduits des structures réelles à des événements dynamiques similaires aux tremblements de terre réels. Dans ce contexte, une application expérimentale basée sur la détection de la signature vibratoire d'un modèle réduit, à un seul degré de liberté, d'un portique en acier est présentée. Cette application concerne une technique d'identification des paramètres dynamiques tels que la fréquence propre et l'amortissement. Ces paramètres sont indispensables pour l'analyse de la réponse dynamique.

Le modèle réduit du portique est soumis à une excitation dynamique harmonique sur lequel un accéléromètre est fixé pour mesurer sa réponse dynamique. Les résultats obtenus montrent que l'accélération mesurée est similaire à celle obtenue à travers un modèle numérique du spécimen établi par le logiciel Sap2000.

Par la suite, le spécimen est soumis à un essai en vibrations libres pour identifier ces caractéristiques dynamiques. A travers les variations temporelles des accélérations mesurées durant cet essai, l'amortissement a été calculé par la méthode du décrétement logarithmique. Ainsi, la période propre a été déterminée. On a trouvé que cette dernière est conforme au calcul analytique et numérique.

En fin, cette étude illustre que l'utilisation de la table vibrante de RISAM pour la mesure expérimentale des caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit s'est révélée efficace.

Mots-Clés : Table vibrante de RISAM, Essai en vibration libre, Excitation harmonique, Période propre, Amortissement.

Abstract

Vibrating tables are widely used in research and qualification laboratories in seismic engineering around the world. They offer an effective method for subjecting scale models of real structures to dynamic events like real earthquakes. In this context, an experimental application based on the detection of the vibratory signature of a reduced model, with a single degree of freedom, of a steel gantry is presented. This application concerns a technique for identifying dynamic parameters such as own frequency and damping. These parameters are essential to analyze the dynamic response.

The small model of the gantry is subjected to a harmonic dynamic excitation on which an accelerometer is fixed to measure its dynamic response. The results obtained show that the measured acceleration is like that obtained through a numerical model of the specimen established by the Sap2000 software.

The specimen is then subjected to a free vibration test to identify these dynamic characteristics. Through the temporal variations of the accelerations measured during this test, the damping was calculated by the logarithmic decrement method. As a result, the period was determined. It was found to be consistent with analytical and numerical calculations.

Finally, this study illustrates that the use of the RISAM vibrating table for the experimental measurement of the dynamic characteristics of a reduced model has proved effective

Keywords: RISAM vibrating table, Free vibration test, harmonic excitation, Natural period, Damping.

الملخص

تستخدم جداول الاهتزاز على نطاق واسع في مختبرات البحث والتأهيل في الهندسة الزلزالية في جميع أنحاء العالم. إنها توفر طريقة فعالة لإخضاع نماذج الحجم للهياكل الحقيقية لأحداث ديناميكية مماثلة للزلازل الحقيقية. وفي هذا السياق، يقدم تطبيق تجريبي يستند إلى الكشف عن التوقيع الاهتزازي لنموذج مخفض، بدرجة واحدة من الحرية، لجسر فولاذي. يتعلق هذا التطبيق بتقنية لتحديد البارامترات الديناميكية مثل التردد والتخميد. هذه البارامترات ضرورية لتحليل الاستجابة الديناميكية.

يتعرض النموذج الصغير للجسر لإثارة ديناميكية توافقية يتم على أساسها تثبيت مقياس التسارع لقياس استجابته الديناميكية. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن التسارع المقاس مشابه للتسارع الذي تم الحصول عليه من خلال نموذج رقمي للعينة التي أنشأها برنامج Sap2000.

ثم تخضع العينة لاختبار اهتزاز حر لتحديد هذه الخصائص الديناميكية. من خلال الاختلافات الزمنية للتسارعات التي تم قياسها أثناء هذا الاختبار، تم حساب التخميد بطريقة الانخفاض اللوغاريتمي. ونتيجة لذلك، تم تحديد الفترة الزمنية. وتبين أنه متسق مع الحسابات التحليلية والعديد.

أخيراً، توضح هذه الدراسة أن استخدام جدول اهتزاز RISAM للقياس التجريبي للخصائص الديناميكية لنموذج مختزل قد أثبت فعاليته.

الكلمات الرئيسية: طاولة اهتزاز RISAM ، اختبار الاهتزاز الحر، الإثارة التوافقية، الفترة النظيفة، الاستهلاك.

Table des matières

NOTATION	XIII
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 :	3
GENERALITE SUR LES TABLES VIBRANTES.....	3
1.1 INTRODUCTION	4
1.2 LA TABLE VIBRANTE	4
1.3 TABLES VIBRANTES EN ALGERIE.	6
1.3.1 Table vibrante de l'université de Chlef	6
1.3.1.1 Caractéristiques de la table vibrante.....	6
1.3.1.2 Systèmes mécaniques	6
1.3.1.3 Systèmes hydrauliques	7
1.3.1.4 Le système de contrôle et d'acquisition	7
1.3.2 Table vibrante du CGS (Centre national de recherche appliquée en génie parasismique). 8	
1.3.2.1 Caractéristiques de la table vibrante.....	8
1.3.2.2 Contrôleur et logiciel.....	11
1.3.2.3 Autres installations	12
1.3.3 La table vibrante de RISAM	14
1.3.3.1 Description de la table	14
1.3.3.2 Composantes de la table vibrante de RISAM	15
1.3.3.3 Les applications standards du contrôleur numérique MTS 793	18
1.3.3.4 Présentation générale du logiciel STEX-Pro.....	19
1.4 PRESENTATION DE QUELQUES TABLES VIBRANTES DANS LE MONDE	20
1.4.1 Table vibrante de l'université du Nevada	20
1.4.2 La table vibrante de l'Université de Californie, San Diego.....	21
1.4.3 Table vibrante de l'université du Japon	23
1.4.3.1 Compensation d'entrée pour les spécimens lourds.....	24
1.4.3.2 Essais d'effondrement complet	25
1.5 CONCLUSION	25
CHAPITRE 2 :	26
DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES DES STRUCTURES	26
2.1 INTRODUCTION	27
2.2 MOUVEMENTS DYNAMIQUES	27
2.2.1 Régime harmonique	27
2.2.2 Régime périodique	28
2.2.3 Régime transitoire	28
2.3 EQUATION DE MOUVEMENT DYNAMIQUE	28
2.4 IDENTIFICATION EXPERIMENTALE DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES D'UNE STRUCTURE	30
2.4.1 Essais de vibrations libres	30
2.4.1.1 Mise en équation	30

2.4.1.2 Procédure d'identification d'un système à partir des essais de vibrations libres	34
2.4.2 Essais de vibration forcée harmonique.....	34
2.4.2.1 Mise en équation	34
2.4.2.2 Procédure d'identification du système à partir de l'essai par balayage sinusoïdal	38
2.5 CONCLUSION	38
CHAPITRE 3 :	39
MESURE EXPERIMENTALE DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUE D'UN MODEL REDUIT PAR LA TABLE VIBRANTE DE RISAM.....	39
3.1 INTRODUCTION	40
3.2 OBJECTIFS DES ESSAIS EXPERIMENTAUX REALISES	40
3.3 MATERIELS UTILISES.....	40
3.4 DEROULEMENT DES MANIPULATIONS EXPERIMENTALES.....	41
3.5 PRESENTATION DU MODELE REDUIT	42
3.5.1 Caractéristiques géométriques.....	42
3.5.2 Estimation de la masse du spécimen m.....	43
3.5.3 Calcul de la rigidité du spécimen k	45
3.5.4 Calcul des caractéristiques dynamiques propres du spécimen.....	45
3.5.5 Modélisation numérique du spécimen.....	46
3.6 ESSAIS EXPERIMENTAUX REALISES SUR LA TABLE VIBRANTE DE RISAM	47
3.6.1 Essai de vibration forcée harmonique	47
3.6.2 Essai de vibrations libres.....	52
3.7 CONCLUSION	59
CONCLUSION GENERALE	60
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	62

Liste des tableaux

TABLEAU 1.1: CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DE LA TABLE VIBRANTE DE CGS [6].....	9
TABLEAU 3.1: LES DIMENSIONS LA MASSE ET LA MASSE VOLUMIQUE DE L'ECHANTILLON.	44
TABLEAU 3.2 : LES DIMENSIONS DE POUTRE ET POTEAU DU SPECIMEN.	45
TABLEAU 3.3: LES RESULTATS CALCULE DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUE EN VIBRATION LIBRE.	57

Liste des figures

FIGURE 1.1: VUE EN 3D D'UN SCHEMA ILLUSTRATIF DU SYSTEME DE VIBRATION [1].....	5
FIGURE 1.2: VUE GLOBALE DU SYSTEME DE VIBRATION [4].	6
FIGURE 1.3: SCHEMA DESCRIPTIF DU SYSTEME DE VIBRATION [1].....	6
FIGURE 1.4: DIAGRAMME D'UNE UNITE DE CONTROLE DE BASE [5].	8
FIGURE 1.5: VUE SUR LA TABLE VIBRANTE DU CGS [7].....	11
FIGURE 1.6: POMPES HYDRAULIQUES [9].	12
FIGURE 1.7: RESERVOIR D'HUILE ET SYSTEME DE REFROIDISSEMENT DE L'HUILE [9].....	13
FIGURE 1.8: TOURS DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT [9].	13
FIGURE 1.9: VUE SUR LE PONT ROULANT DU LABORATOIRE DU CGS [9].....	14
FIGURE 1.10: VUE EXTERIEURE DU LABORATOIRE.	15
FIGURE 1.11: VUE INTERIEURE DU LABORATOIRE.	15
FIGURE 1.12: PLATEFORME.	16
FIGURE 1.13: LE GROUPE HYDRAULIQUE HPU (HYDRAULIC POWER UNIT) DE LA TABLE VIBRANTE DE RISAM.	17
FIGURE 1.14: LE SERVICE HYDRAULIQUE COLLECTEUR (HSM) DE LA TABLE VIBRANTE DE RISAM [10].	17
FIGURE 1.15: LE SYSTEME ELECTRONIQUE.....	18
FIGURE 1.16: FENETRE PRINCIPALE DE STATION MANAGER [10].....	19
FIGURE 1.17: SYSTEME DE TABLE VIBRANTE DE L'UNIVERSITE DU NEVADA, RENO [9].....	20
FIGURE 1.18: SPECIMEN RESONANT ET SYSTEME INERTIEL [12].	21
FIGURE 1.19: TABLE VIBRANTE LHPOST [14].	22
FIGURE 1.20: TEST SUR LA TABLE VIBRANTE EXTERIEURE DE L'UNIVERSITE DE CALIFORNIE A SAN DIEGO [13].	23
FIGURE 1.21: TEST D'UN BATIMENT A OSSATURE DE BOIS DE QUATRE ETAGES SUR LA GRANDE TABLE VIBRANTE EXTERIEURE DE L'UNIVERSITE DE CALIFORNIE, SAN DIEGO [13].	23
FIGURE 1.22: VUE D'ENSEMBLE DE LA TABLE A SECOUSSES [16].	24
FIGURE 1.23: ESSAI AVEC LA METHODE DE COMPENSATION DES ENTREES (SPECIMEN) [17].....	24
FIGURE 1.24: ESSAI D'EFFONDREMENT COMPLET : (A) DERIVE INTER-ETAGE DU REZ-DE-CHAUSSEE DANS LA DIRECTION LONGITUDINALE ET (B) SPECIMEN A LA FIN DU CHARGEMENT [18]- [19].	25
FIGURE 2.1: CHARGE HARMONIQUE [21].....	27
FIGURE 2.2: CHARGE PERIODIQUE QUELCONQUE [21].....	28
FIGURE 2.3: CHARGE TRANSITOIRE [21].....	28

FIGURE 2.4: (A) FORME DEFORMEE DU CADRE SOUS UNE CHARGE LATERALE DYNAMIQUE ; ET (B) DIAGRAMME DE CORPS LIBRE DE LA MASSE DE LA STRUCTURE [21].	29
FIGURE 2.5: REPONSE EN VIBRATION LIBRE DES STRUCTURES [21].	34
FIGURE 2.6: FACTEUR D'AMPLIFICATION DYNAMIQUE ET ANGLE DE PHASE POUR LA REPONSE HARMONIQUE EN REGIME PERMANENT [21].	37
FIGURE 3.1: SPECIMEN FIXE SUR LA TABLE VIBRANTE DE RISAM.	42
FIGURE 3.2: DIMENSIONS DU MODELE REDUIT.	43
FIGURE 3.3: PHOTOS DU MODELE REDUIT FIXE SUR LA TABLE DE RISAM.	43
FIGURE 3.4: PHOTO DE L'ECHANTILLON.	44
FIGURE 3.5: MODELE DU SPECIMEN.	46
FIGURE 3.6: PERIODE ET FREQUENCE PROPRES DU SPECIMEN.	47
FIGURE 3.7: L'ACCELEROMETRE FIXE A LA TABLE VIBRANTE.	48
FIGURE 3.8: VARIATION DU DEPLACEMENT IMPOSE A LA TABLE $U_{G0}=0.5$ CM F= 4 HZ.	49
FIGURE 3.9: VARIATION DES ACCELERATIONS MESUREES PAR ACCELEROMETRE INTEGRE ET ACCELEROMETRE EXTERNE.	49
FIGURE 3.10: ACCELEROMETRE FIXE AU PORTIQUE.	50
FIGURE 3.11: VARIATION DE L'ACCELERATIONS MESUREE ET L'ACCELERATION DE LA TABLE.	50
FIGURE 3.12: VARIATION DE L'ACCELERATION IMPOSEE AU MODELE NUMERIQUE DU SPECIMEN EN SAP2000.	51
FIGURE 3.13: VARIATION DE L'ACCELERATION DU SPECIMEN OBTENUE PAR SAP2000.	52
FIGURE 3.14: VARIATION DE L'ACCELERATION EN VIBRATIONS HARMONIQUES (ESSAI 01).	53
FIGURE 3.15: VARIATION DE L'ACCELERATION EN VIBRATIONS HARMONIQUES ET LIBRES (ESSAI 01).	53
FIGURE 3.16: LES DEUX PICS CHOISIS POUR LE CALCUL DU DECREMENT LOGARITHMIQUE (ESSAI 01).	56
FIGURE 3.17: VARIATION DE L'ACCELERATION EN VIBRATIONS HARMONIQUES ET LIBRES (ESSAI 02).	58
FIGURE 3.18: VARIATION DE L'ACCELERATION EN VIBRATIONS HARMONIQUES ET LIBRES (ESSAI 03).	58

Notation

β	Rapport de fréquences $\bar{\omega}/\omega_n$
c	Constants d'amortissement
E	Module de Young (élasticité)
f	Fréquence propre
I	Inertie
k	Rigidité
m	Masse
T_n	Période propre
T_d	Période amortie
ω_n	Pulsation propre
ω_d	Pulsation amortie
u	Déplacement
\dot{u}	Vitesse
\ddot{u}	Accélération
F_I	Force d'inertie
F_D	Force d'amortissement
F_S	Force élastique
P_0	Amplitude de force
ξ	Coefficient d'amortissement
D	Facteur d'amplification
δ_m	Décrément logarithmique

Introduction générale

Les séismes sont des phénomènes naturels qui peuvent causer des dommages importants aux bâtiments, aux ponts, aux barrages et à d'autres infrastructures. Pour garantir la sécurité des personnes et des biens, le génie parasismique est une discipline clé dans la conception et la construction de structures capables de résister aux mouvements sismiques. Les ingénieurs en génie parasismique utilisent des matériaux et des techniques de construction appropriés pour concevoir des structures qui résistent aux forces sismiques.

L'identification des caractéristiques dynamiques des structures est une tâche cruciale dans le domaine de l'ingénierie civile, car elle permet de comprendre le comportement dynamique des structures en réponse aux excitations externes. Parmi les méthodes les plus couramment utilisées pour identifier ces caractéristiques, l'analyse basée sur la réponse aux vibrations libres ou harmoniques. C'est une technique puissante qui permet d'obtenir des informations précises sur les propriétés dynamiques d'une structure.

La table vibrante est une technique expérimentale utilisée pour exciter une structure avec une gamme de fréquences et pour mesurer sa réponse vibratoire en utilisant des capteurs de vibration. Cette technique est couramment utilisée pour étudier les propriétés dynamiques des structures en laboratoire, car elle permet de reproduire des conditions de chargement contrôlées et de mesurer les réponses vibratoires avec précision.

Dans ce mémoire, nous nous concentrons sur l'utilisation de la table vibrante de RISAM pour identifier les caractéristiques dynamiques d'un spécimen qui représente un modèle réduit d'un portique et peut être considéré comme un système à un seul degré de liberté.

Nous étudions les différentes étapes impliquées dans l'utilisation de la table vibrante pour identifier les caractéristiques dynamiques d'un spécimen portique, notamment la préparation des essais, la sélection des capteurs de vibration et l'analyse des résultats.

Pour garantir la clarté et la cohérence de chaque partie du mémoire et pour s'assurer que chaque section correspond bien aux objectifs fixés, nous avons décidé de suivre la structure suivante :

Chapitre 01 : Généralité sur les tables vibrantes, dans ce chapitre nous présentons le principe de fonctionnement des tables vibrantes toutes en exposant quelques exemples de tables vibrantes dans le monde et en Algérie. On s'intéresse particulièrement à la table vibrante du laboratoire de recherche RISAM, (Risk Assessment and Management) de l'université Tlemcen.

Chapitre 02 : Détermination des caractéristiques dynamiques des structures. On présente dans ce chapitre quelques méthodes pour l'identification des paramètres dynamiques d'un système à un seul degré de liberté.

Chapitre 03 : Mesure expérimentale des caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit par la table vibrante de RISAM. Nous présentons dans ce chapitre le modèle réduit établi dans le cadre de ce projet de fin d'étude. Par la suite, nous allons faire des essais en vibrations libres par la table vibrante de RISAM pour déterminer les caractéristiques propres du spécimen. Les résultats expérimentaux vont être comparés aux calculs analytiques et numériques.

Nous terminons notre mémoire par des conclusions générales et des perspectives pour les futurs travaux dans ce domaine.

Chapitre 1 :

GENERALITE SUR LES TABLES VIBRANTES

1.1 Introduction

La recherche expérimentale conduisant à l'observation et la mesure de la performance des structures sujettes à des excitations sismiques est une nécessité fondamentale pour le progrès de la conception parasismique. Généralement les méthodes et les procédures analytiques peuvent être adoptées plus au moins facilement, les résultats expérimentaux, par contre doivent être employés avec précaution, car généralement ils simulent des conditions typiques qui ne sont pas nécessairement les mêmes partout. Parmi les différentes méthodes d'essai dans ce domaine, les tables vibrantes ou simulateurs de séisme constituent un axe principal des tests dynamique des structures [1]

Ce chapitre commence par une description générale des principales composantes des tables vibrantes par la suite quelques exemples de ce type d'essai sont présentés sommairement.

1.2 La table vibrante

Une table vibrante est une plateforme excitée par des actionneurs servo-hydrauliques pour générer des tremblements de terre artificiels et d'autres signaux d'essai dynamiques d'intérêt en laboratoire [2].

Un nombre important de table vibrante servo-hydrauliques ont été construites un peu partout dans le monde durant ces deux dernières décennies. Ces tables vibrantes ayant des capacités variées allant du simple système de vibration 1m×1m jusqu'aux table de 15m×15m pouvant supporter des spécimens de plusieurs centaines de tonnes et capables de reproduire des excitations selon plusieurs degrés de liberté. Leur champ d'application est vaste, limité par des contraintes technologiques caractérisant la capacité de la table vibrante. La majorité de ces tables vibrantes est destinée aux tests des modèles à échelle réduite et peu ont la capacité de tester des petites structures à échelle réelle. Les objectifs des tests sur tables vibrante sont nombreux, généralement les résultats expérimentaux issus des essais sur table vibrante servent à :

- Vérifier et valider les modèles analytiques et les méthodes de conception.
- Etudier les comportements non linéaires des structures.
- Examiner la réponse dynamique des systèmes complexe présentant des difficultés d'analyses.
- Effectuer des tests de qualification des équipements et des composants [1].

Un système de table de vibration est composé de plusieurs parties. Ces dernières sont illustrées sur la figure 1.1 et leurs rôles sont brièvement présentés dans ce paragraphe.

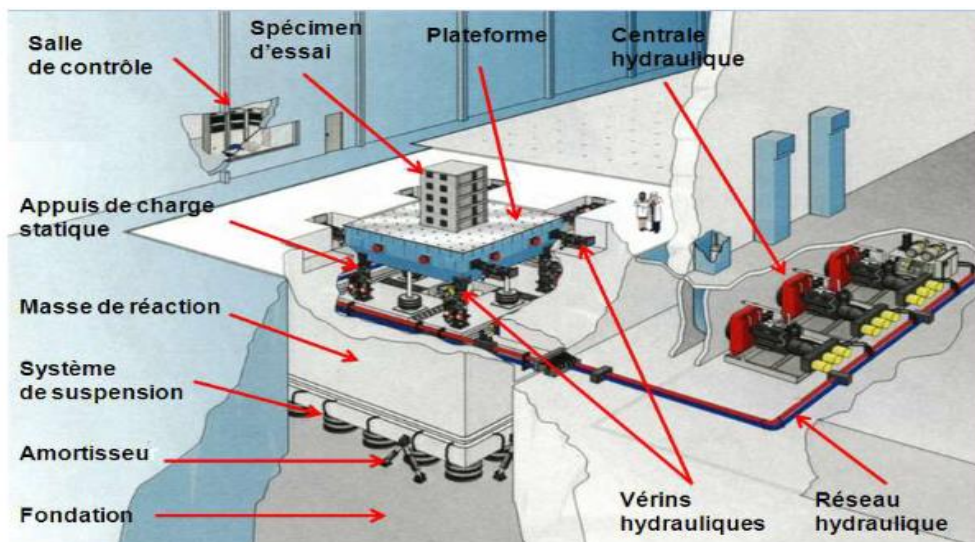


Figure 1.1: Vue en 3D d'un schéma illustratif du système de vibration [1].

- **Accéléromètres** : utilisés pour fournir au système de commande des informations sur l'accélération des différentes parties de la plate-forme.
- **Actionneurs** : vérins servo-hydrauliques ou électromécaniques qui déplacent la plate-forme de la table à secousses. Toutes les tables, sauf les plus petites, utilisent des vérins servo-hydrauliques. Les actionneurs électrodynamiques ne sont pas normalement utilisés dans la recherche sismique en raison de leur capacité de force limitée capacité de force.
- **Accumulateurs hydrauliques** : il existe plusieurs types d'accumulateurs d'huile utilisés dans une table à secousses. Les plus petits sont utilisés pour réguler le débit d'huile entrant et sortant des servovalves des actionneurs. En outre, des accumulateurs beaucoup plus grands sont souvent installés sur la ligne hydraulique principale qui fournit l'huile à haute pression à la table vibrante.
- **Pompe hydraulique** : la pompe qui fournit un débit d'huile à haute pression pour faire fonctionner la table à secousses.
- **Masse de réaction** : fournit une masse très rigide contre laquelle les actionneurs peuvent pousser. Idéalement, la masse devrait être de 30 à 50 fois la masse de la plate-forme + la charge utile maximale. De cette façon, le mouvement de la masse de réaction représentera entre 2 et 3 % du mouvement résultant de la plate-forme [3]
- **Servo- valves** : valves qui contrôlent le flux d'huile dans les actionneurs et donc le mouvement de la plate-forme.
- **Plate-forme de table vibrante** : c'est la partie supérieure de la table vibrante qui supporte l'échantillon à tester. Elle est généralement en acier et est conçue pour résister aux forces et vibrations générées pendant les essais.
- **Amortisseurs** : dispositifs permettant d'amortir tout mouvement généré dans la masse de réaction pendant les secousses.
- **Système de suspension (ressorts hélicoïdaux ou pneumatiques)** : utilisé pour soulever le bloc de réaction et isoler la table vibrante du bâtiment environnant, ils réduisent la transmission des vibrations à haute fréquence dans le bâtiment. Les ressorts hélicoïdaux sont plus couramment utilisés que les ressorts à air pour isoler le bloc de réaction du bâtiment environnant.

- **Spécimen d'essai** : la structure ou le modèle réel testé sous une charge sismique.

1.3 Tables vibrantes en Algérie.

1.3.1 Table vibrante de l'université de Chlef.

1.3.1.1 Caractéristiques de la table vibrante.

La photo de la Figure 1.2 montre la plate-forme, le système de control et d'acquisition de la table vibrante de l'université de Chlef.



Figure 1.2: Vue globale du système de vibration [4].

L'ensemble des systèmes est schématisé sur la figure 1.3 et ses différentes composantes sont décrits ci-après.

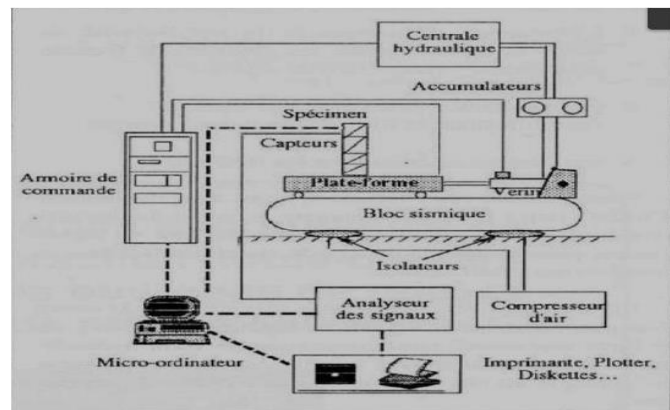


Figure 1.3: Schéma descriptif du système de vibration [1].

1.3.1.2 Systèmes mécaniques

La partie mécanique de la table vibrante est constituée essentiellement des deux supports suivants :

1.3.1.2.1 Plate-forme

Le format de la plate-forme est de 1m×1m, construite en une masse d'acier de près d'une tonne, très rigide. Pour faciliter le montage du spécimen, elle est trouée régulièrement sur toute sa surface. Elle est liée à la masse de réaction par un vérin hydraulique et un système de guidage qui facilite le glissement de la plateforme dans la seule direction horizontale.

1.3.1.2.2 Le bloc sismique (masse de réaction)

C'est un bloc en acier de masse très supérieure à celle de la plate-forme, il est positionné sur quatre isolateurs pneumatiques de vibrations

1.3.1.3 Systèmes hydrauliques

Il est constitué d'une centrale hydraulique qui débite le fluide hydraulique sous pression pour le système. La pression de refoulement est généralement réglée à 210 bars et le débit de sortie maximal est de 19.6 l/mm

1.3.1.3.1 Accumulateur de charge

Deux accumulateurs de charge sont installés entre la centrale hydraulique et le vérin. Ils fournissent l'énergie nécessaire consommée par la servovalve et réduisent les fluctuations et coups de bélier en régime dynamique. La précharge nominale est normalement de 70 bars pour l'accumulateur de pressions et 3 bars pour celui du retour.

1.3.1.3.2 Vérin hydraulique

Le vérin hydraulique est un élément hydromécanique, conçu spécialement pour les applications à haute fréquences, c'est l'organe de système qui engendre des efforts ou règle la position de la table. Il est équipé d'une capture de déplacement LVDT et d'une servovalve ; cette dernière commande le vérin hydraulique en s'ouvrant ou en se fermant en réponse à un signal. La capacité maximale du vérin est de 25 KN.

1.3.1.4 Le système de contrôle et d'acquisition

Le système de control de base ne permet pas de reproduire des excitations sismiques, il ne peut fournir que des signaux monos fréquentiels. La génération des fonctions est principalement faite par le générateur numérique des fonctions, il est destiné à fournir un certain nombre de possibilités de programmation dynamique des systèmes. L'entrée de référence au système de contrôle représente la force d'excitation désirée qui va être appliquée, par la suite, à l'objet testé. En l'absence d'un minimum de contrôle, l'atteignant l'objet testé peut être modifiée, à cause de :

- L'interaction dynamique et la non- linéarité du vérin, la table vibrante, les éléments de fixation plate-forme - vérin – bloc de réaction.
- L'erreur dans le générateur des signaux, l'amplificateur, le filtre et autres équipements.
- Les charges extérieures et les frottements.

Pour diminuer ces effets un système d'asservissement compare le signal de réaction avec le signal de commande, en développant un signal d'erreur provoquant l'ouverture de la servovalve dans la direction qui réduit l'erreur.

Un sélecteur d’asservissement sert à choisir la sortie d’un convertisseur du signal de déplacement, ou parfois 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 des conditions anormales, il stoppe l’application de la pression hydraulique à la servovalve quand une condition anormale est détectée, avec indication lumineuse au niveau de l’unité de contrôle de la pression.

Quand le système est mis en marche, la centrale applique une pression. La pression aux accumulateurs peut être haute ou basse suivant le choix de l’opérateur [5].

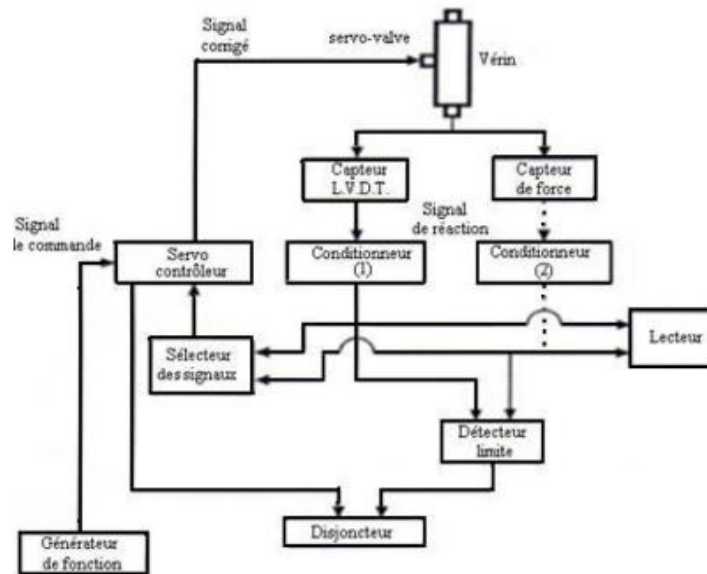


Figure 1.4: Diagramme d’une unité de contrôle de base [5].

1.3.2 Table vibrante du CGS (Centre national de recherche appliquée en génie parasismique).

1.3.2.1 Caractéristiques de la table vibrante

Cette table vibrante se distingue par les caractéristiques suivantes [6] :

- 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.

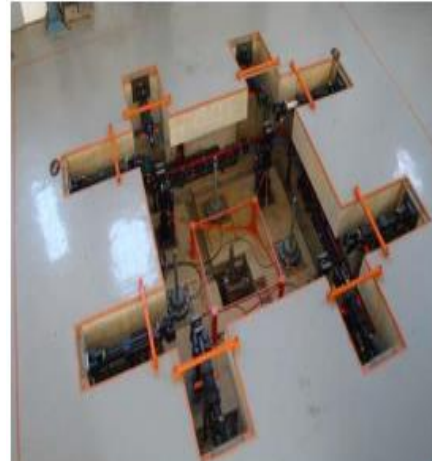
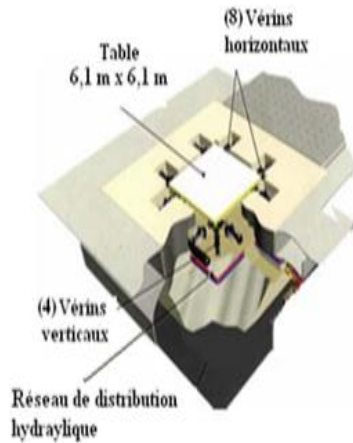
- Accélération, vitesse et déplacement maximum : Ces paramètres dépendent de la gamme de fréquence opérationnelle. L'accélération maximale de la table vibrante du CGS est de 1,4 g à pleine charge et de 2.6 g à vide. Le déplacement maximal est limité par la course du vérin hydraulique. De même, la vitesse 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 1.1 regroupe les principales caractéristiques de la table vibrante du CGS. Tandis que la figure 1.5 montre un schéma illustratif de son emplacement avant et après l'installation.

Tableau 1.1: Caractéristiques principales de la table vibrante de CGS [6].

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) m
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) 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 l'installation de la plateforme.

Figure 1.5: Vue sur la table vibrante du CGS [7].

1.3.2.2 Contrôleur et logiciel

1.3.2.2.1 Système de commande digitale MTS 469D

Le système de contrôle numérique MTS 469D commande le mouvement de la table à secousses. Le contrôleur assure un contrôle en boucle fermée du mouvement en translation et en rotation autour des 3 axes principaux. Le contrôleur est conçu pour que chacun de ces 6 degrés de liberté puisse être programmé individuellement et fonctionner simultanément. Les enregistrements des accélérations des tremblements de terre sont utilisés pour programmer le signal de commande de la table vibrante [8].

1.3.2.2.2 Sous-ensemble de calculateur numérique STEX3

STEX3 complète le contrôleur numérique MTS 469D en temps réel en fournissant des capacités supplémentaires de programmation de tables. Les tests peuvent être programmés pour l'acquisition de données uniquement, la mesure de la réponse en fréquence du système, et l'exécution de formes d'onde de test historiques et compensées. Le logiciel STEX3 est conçu pour fournir des capacités avancées dans les domaines suivants :

- Mise en place et configuration des tests sismiques.
- Exécution des tests et acquisition des données du système et des spécimens.
- Synthèse des séismes à partir de la densité spectrale de puissance, PSD (pseudo dynamique), et des spectres de réponse.
- Analyse et traitement des données acquises.
- Modélisation de la réponse du système.
- Exécution d'essais itératifs et compensés pour des résultats de haute précision [7].

1.3.2.3 Autres installations

1.3.2.3.1 Alimentation en énergie hydraulique

L'alimentation en énergie hydraulique de l'équipement de laboratoire est constituée de 6 pompes haute pression qui peuvent fournir un total de 4200 litres par minute à 20,5 MPa et de 8 accumulateurs de 45 litres répartis dans la fosse pour les demandes de pointe. Les Figures (1.6-1.7) montre l'alimentation hydraulique réelle composée des pompes hydrauliques, du réservoir d'huile, du système de refroidissement de l'huile et des deux tours de l'eau de refroidissement [9].

1.3.2.3.2 Pompes hydrauliques

Les pompes à haute pression (figure 1.6) sont du type à pistons axiaux qui convertissent l'énergie mécanique du moteur électrique en pression hydraulique. Une des pompes est réservée pour fournir la pression nécessaire à l'étage pilote de la servovalve. La pompe démarrera puis s'arrêtera pour fournir un contrôle continu de l'étage pilote de la servovalve. Les 05 pompes restantes seront contrôlées par une seule pression de référence [9].



Figure 1.6: Pompes hydrauliques [9].

1.3.2.3.3 Réservoir d'huile

La température du fluide hydraulique est maintenue par un échangeur de chaleur qui refroidit le fluide. L'échangeur de chaleur (Figure 1.7) refroidit l'huile hydraulique lorsqu'elle passe à travers la plaque de remplissage. Une tour de refroidissement est un échangeur par lequel la chaleur est extraite de l'eau par contact avec l'air [9].



Figure 1.7: Réservoir d'huile et système de refroidissement de l'huile [9].

1.3.2.3.4 Tours de l'eau de refroidissement

Le transfert de chaleur se produit par échange de chaleur entre l'air et l'eau et l'évaporation d'une petite partie de l'eau (figure 1.8) [9].



Figure 1.8: Tours de l'eau de refroidissement [9].

1.3.2.3.5 Acquisition des données

Le système d'acquisition de données se compose de 128 canaux d'entrées conditionnées extensibles. Le système est portable et peut être facilement déplacé avec l'ordinateur STEX vers la zone structurelle pendant les essais. Le taux d'échantillonnage maximum par canal simultanément est de 2000 échantillons de données par seconde. Les principales caractéristiques du système d'acquisition sont [9] :

- Panneau d'entrée des signaux pour un branchement facile.
- Amplificateur différentiel programmable.
- Filtre anti-repliement programmable.

- Excitation programmable.
- Mise à zéro et balance automatique.
- Précision de conversion de 16 bits.
- Stockage de données jusqu'à 512 KB par canal.

1.3.2.3.6 Ponts roulants

Deux ponts roulants enjambent le laboratoire. Un pont roulant a une capacité de 32 tonnes et l'autre de 10 tonnes. Les ponts roulants ont une hauteur libre de 16,5 m et se déplacent dans le sens longitudinal et transversal. Ils sont commandés à distance et peuvent fonctionner en même temps ou indépendamment l'un de l'autre [9].



Figure 1.9: Vue sur le pont roulant du laboratoire du CGS [9].

1.3.2.3.7 Zone de fabrication et stockage des spécimens

Mille deux cents mètres carrés (1200m²) d'aire de fabrication, de rassemblement et de stockage sont adjacents au bâtiment. Cette zone sera utilisée pour la fabrication des spécimens qui seront testés soit sur la table vibrante, soit sur le sol résistant et le mur de réaction [9].

1.3.3 La table vibrante de RISAM

1.3.3.1 Description de la table

Le laboratoire de recherche RISAM (RISk Assessment and Management) de là de l'université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen (Faculté de Technologie) dispose d'une table vibrante uniaxiale.

La table est installée dans un laboratoire de surface (7.7×15.6) mètres carrés. La vue principale du laboratoire est présentée par la figure 1.10, la figure 1.11 illustre la configuration de l'espace intérieure du laboratoire.

Les principaux équipements de cette table vibrante comprennent une plate-forme métallique très rigide, de dimensions de 1.5m par 1.5m posée sur un massif de réaction en béton armé de (3.5×5.5) mètres carrés et de 3m de profondeur, un système de distribution hydraulique avancé, une série d'actionneurs de haute performance, un système d'acquisition de données à 44 canaux et un pont roulant de capacité de 5 tonnes.



Figure 1.10: Vue extérieure du laboratoire.



Figure 1.11: Vue intérieure du laboratoire.

1.3.3.2 Composantes de la table vibrante de RISAM

La table vibrante de RISAM est composée de trois parties importantes mécanique, hydraulique et électronique :

1.3.3.2.1 Partie mécanique

Dans la partie mécanique on trouve principalement la masse de réaction et la plateforme.

- **Masse de réaction**

Il s'agit d'un massif en béton armé de profondeur de 3m, les dimensions en plan sont réduites à 3,5 m x 5,5 m. La partie supérieure de la fondation se présente sous une forme de boîte ouverte munie de réservations et passages pour la tuyauterie hydraulique et le câblage électrique [10].

- **Plate-forme**

La plate-forme est la structure sur laquelle les spécimens à tester sont attachés. Dans une situation idéale, la plateforme est conçue de telle sorte à avoir une fréquence fondamentale aussi élevée que possible et un ratio poids propre sur charge utile important. En effet, Une plateforme rigide et massive minimise l'interaction table/spécimen et conduit à un meilleur contrôle de la table [10]. Pour l'emplacement des spécimens à tester on trouve un total de 152 trous d'ancrages de diamètre de 16 mm espacés de 19.69 cm dans les deux directions longitudinale et transversale (figure 1.12).



Figure 1.12: Plateforme.

1.3.3.2 Partie hydraulique

Le système hydraulique est composé essentiellement de deux éléments : le groupe hydraulique (HPU) et le collecteur de service hydraulique (HSM). Le fluide hydraulique du HPU est acheminé vers la Servo- valve via le HSM pour contrôler le mouvement de l'actionneur [10].

- **Le groupe hydraulique HPU**

Le groupe hydraulique HPU (Hydraulic Power Unit) est une partie essentielle de la table vibrante dynamique des structures. Il s'agit d'un ensemble d'équipements hydrauliques qui permettent de générer et de distribuer le fluide hydraulique sous haute pression vers le collecteur de service hydraulique HSM. Ce fluide hydraulique est ensuite utilisé pour activer les vérins hydrauliques qui produisent les mouvements de la table vibrante. Le HPU est donc responsable de fournir la puissance hydraulique nécessaire pour activer la table vibrante et produire les vibrations souhaitées pour tester les structures. La figure 1.13 montre le HPU de la table RISAM.



Figure 1.13: Le groupe hydraulique HPU (Hydraulic Power Unit) de la table vibrante de RISAM.

- **Le service hydraulique collecteur (HSM)**

Le service hydraulique collecteur (HSM) (figure 1.14) est un élément essentiel de la table vibrante dynamique des structures. Son rôle consiste à collecter le fluide hydraulique de haute pression provenant du groupe hydraulique HPU et à le distribuer uniformément vers les différents actionneurs de la table vibrante, tels que les vérins hydrauliques. Le HSM est également responsable de la régulation de la pression du fluide hydraulique et assure une distribution égale pour garantir des mouvements synchronisés et précis de la table vibrante.



Figure 1.14: Le service hydraulique collecteur (HSM) de la table vibrante de RISAM [10].

1.3.3.2.3 Partie électronique

La partie électronique (figure 1.15) est responsable de la gestion du système durant son fonctionnement. Elle est intégrée au logiciel du système et fournit le conditionnement, l'excitation, les communications et le contrôle (le cas échéant) pour chaque canal. Les systèmes de contrôle sont très flexibles et peuvent être configurés de différentes manières, en fonction des exigences du système, du nombre de canaux et du conditionnement du signal nécessaire. Cette partie inclut un contrôleur numérique MTS 793 et un système d'acquisition de données Stex-Pro.

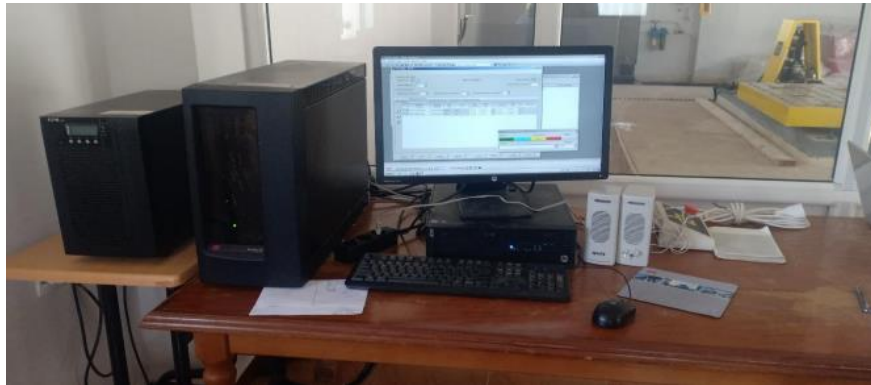


Figure 1.15: Le système électronique.

1.3.3.3 Les applications standards du contrôleur numérique MTS 793

Le contrôleur MTS 793 est un composant électronique clé de la table vibrante dynamique des structures. Il est responsable de la commande des mouvements de la table vibrante en utilisant des signaux électriques pour contrôler les actionneurs hydrauliques. Il permet également la collecte de données en temps réel pour l'analyse des performances de la table vibrante et de la structure testée.

Les contrôleurs de la série 793 de MTS sont dotés d'un ensemble d'applications standard conçues pour assurer le bon fonctionnement de la servocommande de poste. Ces applications ont pour but de maintenir la stabilité de la servocommande et d'optimiser son fonctionnement. Parmi les applications proposées, on peut citer les suivantes :

1.3.3.3.1 Station Builder

C'est une application de conception de poste. Cette application permet d'affecter des ressources d'unité de commande, comme des amplificateurs de servovalves ou des conditionneurs, des entrées/sorties analogiques, des entrées/sorties logiques et des ressources propres aux commandes hydrauliques, à des fichiers de configuration de poste [10].

1.3.3.3.2 Station Manager

L'application Station Manager permet de :

- Créer des ensembles de paramètres de poste, en attribuant des paramètres de fonctionnement aux ressources de l'unité de commande définies dans les fichiers de configuration de poste.
- Optimiser et contrôler les différents signaux analogiques et numériques logiques et reçus par l'unité de commande.

- Accomplir des activités d'essai élémentaires, comme activer la pression de commande, prendre manuellement le contrôle du vérin pour installer l'éprouvette, surveiller des signaux de poste et lancer et arrêter des essais.

La figure 1.16 présente la fenêtre de station manager.

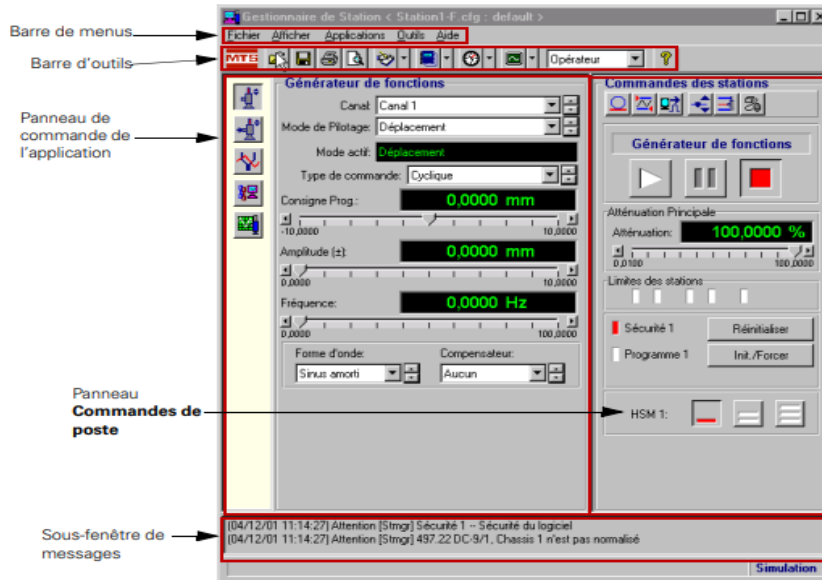


Figure 1.16: Fenêtre principale de Station Manager [10].

1.3.3.4 Présentation générale du logiciel STEX-Pro

Le logiciel STEX-PRO est un programme informatique développé pour contrôler la table vibrante de RISAM. Il permet de générer et de contrôler les vibrations pour simuler les mouvements sismiques sur les structures à tester.

Le logiciel STEX-PRO est équipé de fonctionnalités avancées pour la configuration de l'essai, la génération des vibrations, la surveillance en temps réel des données d'essai et l'analyse des résultats. Il permet également de contrôler les systèmes de sécurité de la table vibrante pour éviter tout dommage ou danger pendant l'essai.

Le logiciel STEX-PRO est souvent utilisé en conjonction avec d'autres logiciels de simulation de structures pour évaluer la performance des structures soumises à des mouvements sismiques simulés. Il est conçu pour être facile à utiliser et intuitif, même pour les utilisateurs novices.

1.4 Présentation de quelques tables vibrantes dans le monde

1.4.1 Table vibrante de l'université du Nevada

Le système de table à secousses du laboratoire des structures à grande échelle de l'université du Nevada, à Reno, offrait une occasion idéale de développer un modèle de simulation complet. Le système se compose de trois tables vibrantes biaxiales servo-hydrauliques identiques de MTS Systèmes Corporation, chacune ayant une capacité de charge nominale de 50 tonnes et des actionneurs de 165 kips 500 g pm à course de 24 pouces (figure 1.17). Le système est en fonctionnement continu depuis 1996 et a été récemment mis à niveau dans le cadre du consortium NEES (Network for Earthquakes Engineering Simulation). Depuis son installation, le système utilise des contrôleurs numériques MTS de première génération avec le logiciel de pointe Three Variable Control.

Le fonctionnement continu avec une multitude de recherches a permis d'acquérir des connaissances et une expérience significative sur diverses questions relatives à la commande servo hydraulique. De multiples techniques ont été mises en œuvre pour le contrôle des spécimens résonnants et l'adaptation commande réaction à des amplitudes élevées et à une réponse non linéaire. Le système de table vibrante est mécaniquement "propre" avec une faible friction, des actionneurs non contraints et des capacités de haute performance, fournissant ainsi un système idéal pour la modélisation numérique de la table vibrante et du système servo hydraulique [11].



Figure 1.17: Système de table vibrante de l'université du Nevada, Reno [9].

La plupart des spécimens testés à l'aide d'un système de cette table vibrante ont un retour de force résonnant et un amortissement. L'ampleur de chacun de ces phénomènes et leurs effets sur le système de table vibrante dépendent généralement du poids et de la réponse du spécimen par rapport à la taille de la table. Un spécimen léger avec un faible retour de force par rapport à la force du vérin ne posera pas les mêmes problèmes qu'un spécimen lourd avec un retour de force important. Les spécimens typiques testés à l'UNR se situent dans ces deux catégories. Pour le modèle de simulation, une éprouvette SDOF amortie par résonance a été construite avec une fréquence naturelle inférieure à la colonne d'huile et un faible taux d'amortissement. Ce spécimen fournit un retour de force suffisamment élevé pour permettre un réglage difficile et

un test réaliste du modèle de simulation un système inertiel hors table est utilisé depuis 1996 pour fournir la masse inertielle des spécimens SDOF [12].

Ce système est relié à l'éprouvette par des pivots à rotule. Le système de masse et le système de liaison offrent une faible friction et aucune vibration supplémentaire, agissant efficacement comme un système d'inertie. Si la masse se trouvait directement sur le spécimen. Une colonne en acier contreventée a été conçue pour être fixée de manière rigide à la table vibrante et connectée au système inertiel (Figure 1.18). La colonne a été conçue avec une fréquence naturelle de 5Hz, un faible amortissement et un retour de force d'au moins 50% de la force désirée de l'actionneur. Ces paramètres sont typiques de certains des spécimens de recherche testés dans le passé.



Figure 1.18: Spécimen résonant et système inertiel [12].

1.4.2 La table vibrante de l'Université de Californie, San Diego

La plus grande table vibrante extérieure du monde (figure 1.19), qui permet de mesurer le comportement des structures lors des tremblements de terre, est en train de faire peau neuve. Grâce à une subvention de 16,3 millions de dollars de la National Science Foundation. La grande table vibrante extérieure à hautes performances de l'université de Californie à San Diego, connue sous le nom de LHPOST, passera d'un système uni axial qui ne pouvait être testé qu'avec un seul degré de liberté - le mouvement horizontal - à un système capable de fonctionner selon les six degrés de liberté. En facilitant le mouvement selon les six degrés de liberté (d'avant en arrière, de haut en bas, de gauche à droite, en lacet, en tangage et en roulis), la table vibrante pourra reproduire les tremblements de terre avec plus de précision.

En permettant à la table vibrante de se déplacer selon les six degrés de liberté, on obtient une bien meilleure simulation des mouvements potentiels des tremblements de terre. Le tremblement de terre californien de Northridge de 1994, d'une magnitude de 6,7, a par exemple enregistré des cas où les colonnes des ponts avaient percé leurs tabliers. De tels cas indiquent un mouvement vertical significatif du sol, une direction du mouvement sismique que la table vibrante était auparavant incapable de tester [13].



Figure 1.19: Table vibrante LHPOST [14].

La table vibrante existante a été en service pendant 15 ans, jusqu'en septembre 2019. Son principal composant est un plateau en acier en nid d'abeille de 145 tonnes, une plateforme qui mesure 40 pieds sur 25. La table vibrante a la plus grande capacité de charge utile au monde, soit 20 mégawatts, et comme elle est située à l'extérieur, elle n'a aucune restriction de hauteur quant aux structures qu'elle peut tester.

Elle sera mise à niveau avec quatre actionneurs horizontaux qui fourniront des mouvements horizontaux biaxiaux ainsi que des capacités de mouvement de lacet. Chacun des six vérins verticaux existants, dotés de paliers à pression équilibrée, sera équipé d'une servovalve à haut débit pour permettre les mouvements verticaux, de tangage et de roulis. Quatre unités de puissance hydraulique, combinées à une banque d'accumulateurs de 10 000 gal, feront fonctionner la table.

Le matériel et le logiciel seront mis à niveau vers un contrôleur à six degrés de liberté. La hauteur des quatre tours de sécurité de la table vibrante sera également doublée. Ces tours de sécurité sont situées à l'extérieur du plateau mobile et empêchent tout effondrement potentiel du bâtiment d'essai, ce qui pourrait endommager le plateau de la table vibrante et le bâtiment d'alimentation hydraulique. (Pour les besoins des tests, il suffit que le bâtiment spécimen atteigne un début d'effondrement, mais pas un effondrement total).

Les spécimens de bâtiment ou d'autres spécimens structurels sont fixés ou mis sous posttension sur le plateau de la table vibrante. Si le spécimen est testé dans des conditions de base fixe, le cadre ou la dalle de fondation du spécimen est mis en posttension sur le plateau de la table vibrante. L'équipe peut également tester un spécimen de bâtiment qui repose sur une fondation enfouie dans le sol dans une grande boîte à sol. Dans ce cas, la boîte est fixée au plateau de la table vibrante.

La table vibrante améliorée peut également être utilisée pour des études sur le comportement du sol pendant un tremblement de terre. Pour observer ce type de comportement, Conte et son équipe utiliseront une grande boîte de sol, partiellement ou entièrement remplie de couches de sol [13].

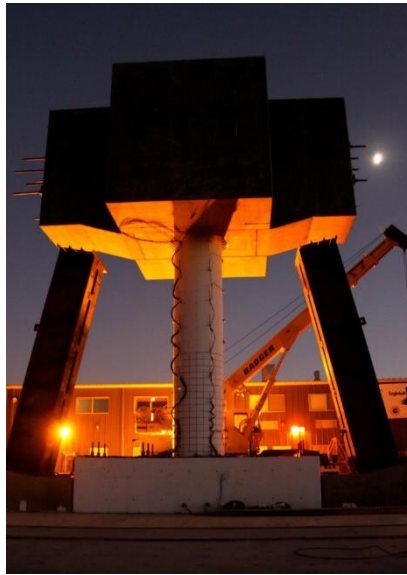


Figure 1.20: test sur la table vibrante extérieure de l'Université de Californie à San Diego [13].

La table vibrante est un système de contrôle en boucle fermée très élaboré qui peut être programmé pour reproduire certains des plus grands mouvements du sol jamais mesurés, explique M. Conte. L'unité améliorée sera capable de reproduire l'intensité du mouvement du sol dans le champ proche d'un tremblement de terre de magnitude 7 à 8 et au-delà, en fonction des caractéristiques spécifiques du pic d'accélération, de la vitesse, du déplacement et de la durée testés.



Figure 1.21: Test d'un bâtiment à ossature de bois de quatre étages sur la grande table vibrante extérieure de l'Université de Californie, San Diego [13].

1.4.3 Table vibrante de l'université du Japon

Le développement de E-Defense, actuellement connu comme la plus grande table vibrante du monde (20m ×15m) [15], a été motivé par le tremblement de terre de Hyogoken Nanbu (Kobe) au Japon le 17 janvier 1995. En réponse à cet événement et dans l'espoir d'atténuer les effets de futurs tremblements de terre, l'Agence pour la science et la technologie du gouvernement japonais a lancé un vaste projet impliquant la construction d'une installation

d'essais sismiques en trois dimensions (3D) à l'échelle réelle, communément appelée "E-Defense".

Selon le rapport de construction E-Defense [16], la secousse montrée dans la figure 1.22 a été construite principalement pour reproduire les mouvements du sol enregistrés lors du tremblement de terre de Kobe en 1995.



Figure 1.22: vue d'ensemble de la table à secousses [16].

E-Defense a accumulé de l'expérience dans l'exploitation de tests à grande Echelle sur table vibrante et a développé des techniques spéciales pour différents types d'expériences :

1.4.3.1 Compensation d'entrée pour les spécimens lourds

Cette méthode est basée sur les fonctions de transfert de la table soutenant le spécimen et elle utilise les fonctions de inversions pour générer une entrée de compensation afin d'obtenir le mouvement du goudron.

Un essai sur table vibrante pour un bâtiment à ossature murale de 6 étages en béton armé (RC) (figure 1.23), qui a été réalisé à la Défense électronique en janvier 2006, Le spécimen était un immeuble d'habitation. Il était prévu que ce lourd spécimen présente une rupture en cisaillement, ce qui indique la possibilité d'un fort comportement non linéaire et d'un changement de dynamique pendant l'excitation. Par conséquent, il a été considéré que cette expérience nécessitait une compensation d'entrée [17].



Figure 1.23: Essai avec la méthode de compensation des entrées (spécimen) [17].

1.4.3.2 Essais d'effondrement complet

Un test d'effondrement complet d'une structure en acier de 4 étages (figure 1.24) a été réalisé en janvier 2007 [18]- [19] Cet essai a été entrepris pour examiner :

- La performance sismique et les dommages causés aux bâtiments et aux Eléments non structuraux sous de très forts mouvements du sol.
- Le mécanisme d'effondrement et sa capacité sous des mouvements de sol aussi forts.
- La précision des réponses structurelles estimées par la simulation numérique.

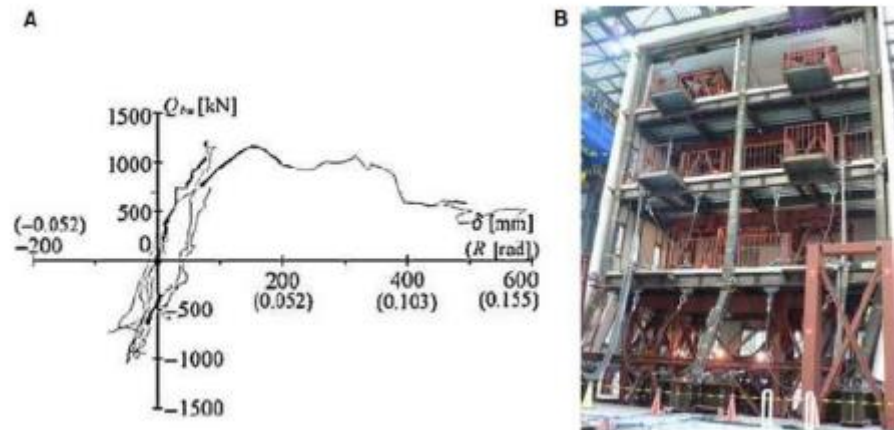


Figure 1.24: Essai d'effondrement complet : (A) dérive inter-étage du rez-de-chaussée dans la direction longitudinale et (B) spécimen à la fin du chargement [18]- [19].

1.5 Conclusion

Les tables vibrantes en dynamique des structures sont des équipements spécialisés utilisés pour simuler les conditions réelles d'un environnement sismique et évaluer la réponse structurelle d'un bâtiment ou d'un système. Elles sont composées d'une surface vibrante et d'un mécanisme de vibration contrôlable, qui permet de générer des vibrations de différentes fréquences et amplitudes.

Il existe différents types de tables vibrantes en dynamique des structures, chacun ayant des caractéristiques spécifiques pour répondre aux besoins de différents domaines professionnels, tels que l'ingénierie civile, l'aérospatiale et l'automobile.

Chapitre 2 :

DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUES DES STRUCTURES

2.1 Introduction

La détermination des caractéristiques dynamiques des structures est une étape importante dans la conception et la vérification des structures. Ceci permet d'améliorer la compréhension de leur comportement dynamique et d'assurer leur sécurité et leur performance.

Les caractéristiques dynamiques incluent en général la fréquence naturelle, l'amortissement et la réponse transitoire, qui peuvent être mesurées expérimentalement ou calculées théoriquement. Dans ce chapitre, nous présenterons des rappels théoriques sur les caractéristiques dynamiques des structures et les modes opératoires pour les mesurer.

2.2 Mouvements dynamiques

Le mouvement oscillatoire d'une structure, est caractérisé par un régime oscillatoire dépendant de la rigidité, de la masse et de l'amortissement de la structure. Les différents types de régime d'un mouvement oscillatoire sont le régime harmonique, le régime périodique et le régime transitoire [20].

2.2.1 Régime harmonique

Un régime harmonique décrit un mouvement oscillatoire au voisinage d'une position d'équilibre stable tel que le montre la figure 2.1 (ex. machinerie) [20].

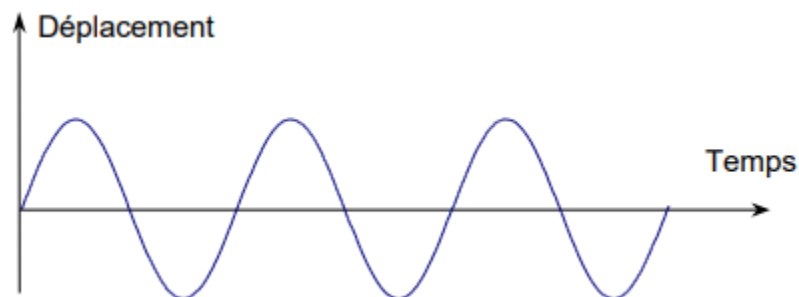


Figure 2.1: Charge harmonique [21].

2.2.2 Régime périodique

Un régime périodique décrit un mouvement qui se répète à intervalle régulier dans le temps tel que le montre la figure 2.2 (ex. un piéton sur une passerelle) [20].

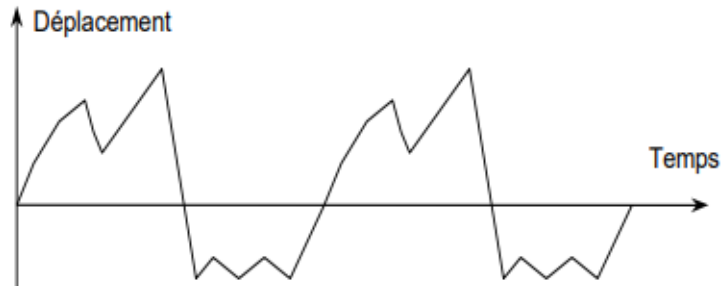


Figure 2.2: Charge périodique quelconque [21].

2.2.3 Régime transitoire

Un régime transitoire décrit un mouvement à caractère aléatoire comme le montre la figure 2.3 (ex. trafic, séisme) [20].

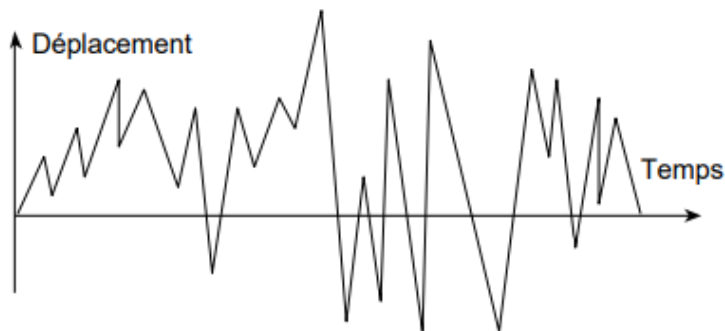


Figure 2.3: Charge transitoire [21].

2.3 Equation de mouvement dynamique

La charge dynamique d'une structure est une charge variable dans le temps, généralement causée par des forces externes, telles que le vent, les vagues ou les tremblements de terre. Ces forces peuvent créer des vibrations et des oscillations dans la structure, ce qui peut entraîner une fatigue des matériaux et éventuellement des défaillances. La prise en compte des charges dynamiques est donc essentielle pour garantir la stabilité et la sécurité des structures.

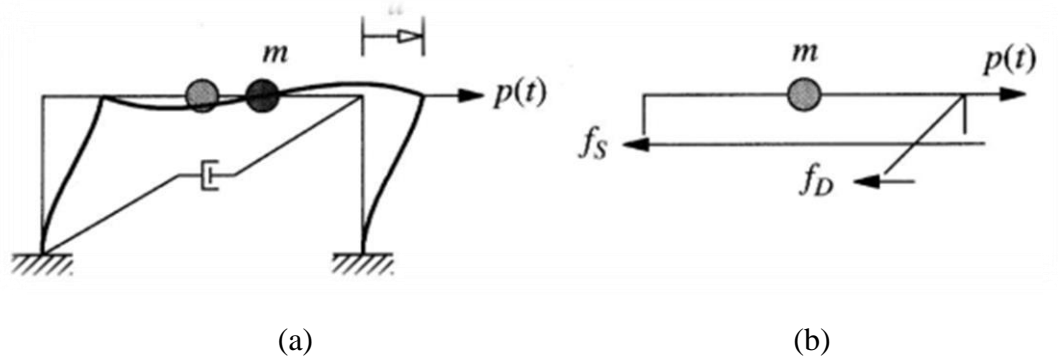


Figure 2.4: (a) Forme déformée du cadre sous une charge latérale dynamique ; et (b) diagramme de corps libre de la masse de la structure [21].

Avec :

- $F_S(t)$: La force de rappel ou élastique
- $F_I(t)$: La force d'inertie
- $F_D(t)$: La force d'amortissement
- m : la masse
- u : déplacement

L'application de la deuxième loi de Newton à un diagramme à corps libre du toit (masse) de la structure donne (voir figure 2.4 (b)) :

$$-F_S(t) - F_D(t) + P(t) = m\ddot{u}(t) \tag{1}$$

Ainsi, l'équation (1) peut être réarrangée sous la forme plus pratique suivante :

$$P(t) = F_I(t) + F_S(t) + F_D(t) \tag{2}$$

La somme de la force d'inertie, de la force d'amortissement et de la force de rappel est égale à la force appliquée. On a :

$$F_S(t) = k \cdot u(t) \tag{3}$$

Où :

K : la rigidité

La force d'amortissement : est une mesure de la dissipation d'énergie de la structure lorsqu'elle vibre.

$$F_D(t) = c \cdot \dot{u}(t) \quad (4)$$

Avec :

c : La constante d'amortissement et dépend des propriétés matérielles de la structure.

L'amortissement peut être mesuré en utilisant des essais de vibrations libres ou forcées.

La force d'inertie est exprimée par :

$$F_I(t) = m\ddot{u}(t) \quad (5)$$

En substituant les équations (3), (4) et (5) dans l'équation (2), on obtient :

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = p(t) \quad (6)$$

2.4 Identification expérimentale des caractéristiques dynamiques d'une structure

Il existe une variété de méthodes expérimentales pour identifier les propriétés dynamiques d'une structure (c'est-à-dire m , c et k). Nous allons présenter deux essais : L'essai en vibrations libres et l'essai en vibrations forcée harmoniques.

2.4.1 Essais de vibrations libres

2.4.1.1 Mise en équation

Lorsqu'une structure vibre d'elle-même (c'est-à-dire sans forces appliquées), on dit qu'elle est en vibration libre. Par exemple, si nous tirons sur la masse de la structure illustrée à la figure 2.4 et que nous relâchons ensuite la masse, la structure sera en vibrations libres [21]

Lorsqu'une structure est en vibrations libres, la charge appliquée est nulle. Dans ce cas, l'équation (6) devient :

$$m\ddot{u}(t) + c \cdot \dot{u}(t) + ku(t) = 0 \quad (7)$$

Une forme plus commode de l'équation (7) est obtenue en divisant par la masse. Dans ce cas, nous avons :

$$\ddot{u}(t) + \frac{c}{m} \cdot \dot{u}(t) + \frac{k}{m} \cdot u(t) = 0 \quad (8)$$

La capacité d'une structure à dissiper l'énergie (c'est-à-dire sa capacité d'amortissement) est généralement définie, non pas en termes de coefficient d'amortissement, c , mais en termes de rapport d'amortissement, ξ . Le rapport d'amortissement est donné par :

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (9)$$

Avec :

$$c = 2m\omega_n \xi$$

Où :

ω_n : est la pulsation propre ou naturelle, elle est mesurée par [Rad/S].

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10)$$

La fréquence naturelle f_n est une caractéristique dynamique fondamentale d'une structure. Elle correspond à la fréquence à laquelle la structure vibre naturellement sans aucune perturbation extérieure. Elle dépend de la géométrie, des propriétés matérielles et des conditions de support de la structure. Elle est souvent mesurée en utilisant des essais de vibrations libres ou forcées.

$$f_n = \frac{1}{T_n} = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad [S^{-1}] \text{ ou } [HZ]$$

T_n : est la période propre ou-la période naturelle de vibration d'une structure en l'absence de toute force extérieure. Elle dépend de la raideur et de la masse de la structure et peut être utilisée pour déterminer la réponse de la structure aux charges dynamiques tels que les séismes. La connaissance de la période propre est importante pour la conception et l'analyse des structures, car elle permet de déterminer les fréquences de résonance et les modes de vibration de la structure.

D'où l'équation de La période propre s'écrit comme suit :

$$T_n = \frac{1}{f_n} = \frac{2\pi}{\omega_n} \text{ [s]} \quad (11)$$

En substituant les équations (9) et (10) dans (8), on obtient :

$$\ddot{u}(t) + 2\xi\omega_n\dot{u}(t) + \omega_n^2u(t) = 0 \quad (12)$$

La solution de cette équation homogène consiste en une fonction harmonique amortie. Plus précisément, la solution est donnée par :

$$u(t) = [u(0) \cos\omega_d(t) + (\frac{\dot{u}(0)+\xi\omega_n u(0)}{\omega_d})\sin\omega_d(t)]e^{-\xi\omega_n t} \quad (13)$$

Où :

- $u(0)$ Déplacement initiale.
- $\dot{u}(0)$ Vitesse initiale.

La pulsation propre amortie ω_d est liée à la pulsation propre ω_n par :

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \xi^2} \text{ [Rad/s]} \quad (14)$$

Les structures réalistes présentent des rapports d'amortissement inférieurs à environ 10%. De tels systèmes sont dits sous-amortis ($\xi < 100\%$) et présentent donc, selon la figure 2.5, une réponse de vibration libre harmonique amortie. (Comme indiqué par l'équation (13)).

La période naturelle amortie de la réponse est donnée par :

$$T_d = \frac{2\pi}{\omega_d} = \frac{T_n}{\sqrt{1-\xi^2}} \text{ [s]} \quad (15)$$

La période naturelle amortie est approximativement égale à la période naturelle non amortie (c'est-à-dire, $T_d \cong T_n$). Ainsi, la période naturelle non amortie, T_n , peut être estimée à partir de la réponse de la vibration libre par mesurer le temps nécessaire pour un cycle de mouvement amorti. Il convient de noter que la réponse aux vibrations libres est souvent mesurée en termes d'accélération plutôt que de déplacement. La prise de deux dérivées de l'équation (13) indique que

la période naturelle peut être obtenue à partir de la réponse en accélération de la même manière qu'elle est obtenue à partir de la réponse en déplacement [21].

On note que le rapport d'amortissement peut être estimé à partir de la réponse en vibration libre. En prenant le rapport de la réponse de déplacement en vibration libre au temps n [c'est-à-dire $u(n)$] et m cycles plus tard au temps $n + m$ [c'est-à-dire $u(n + m)$], nous trouvons la relation du décrétement logarithmique [21]:

$$\delta_m = \ln \left(\frac{u_n}{u_{n+m}} \right) \approx 2\pi m \xi \quad (16)$$

Ainsi, le rapport d'amortissement peut être écrit comme suit :

$$\xi = \frac{1}{2m\pi} \frac{\omega_d}{\omega_n} \ln \left(\frac{u_n}{u_{n+m}} \right) \quad (17)$$

Pour les structures réalistes ($\xi < 10\%$), $\omega_d \cong \omega_n$. Par conséquent, l'équation (17) peut être simplifiée comme suit :

$$\xi = \frac{1}{2m\pi} \ln \left(\frac{u_n}{u_{n+m}} \right) \quad (18)$$

Pour l'application pratique de l'équation (18), le moment t est choisi comme le moment où un pic se produit au début de la réponse et le temps $n + m$ se produit à un pic m cycles plus tard. En outre, il peut être montré que le rapport d'amortissement peut être calculé à partir de l'équation (18) lorsque les déplacements sont remplacés par des accélérations. Ceci est important car les accéléromètres (capteurs pour mesurer l'accélération) sont fréquemment utilisés dans les essais dynamiques des structures [21].

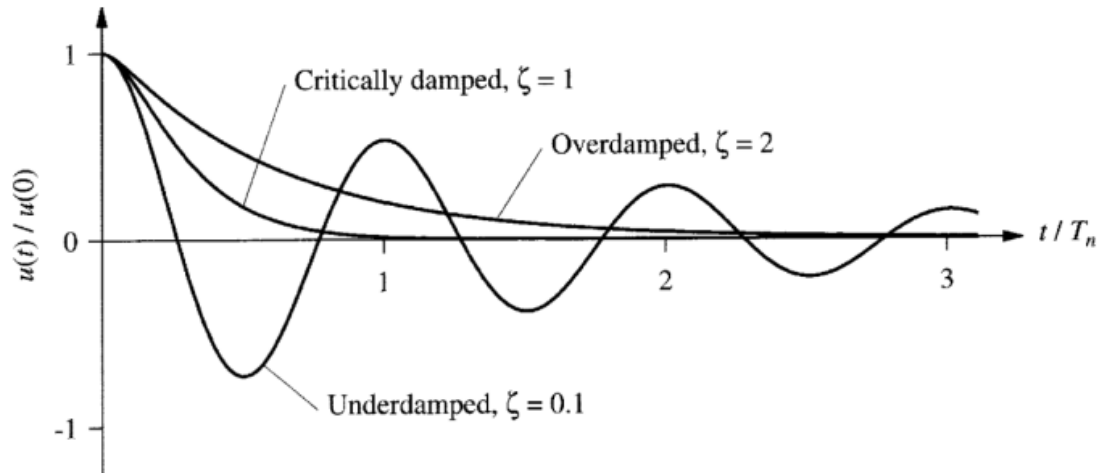


Figure 2.5: Réponse en vibration libre des structures [21].

2.4.1.2 Procédure d'identification d'un système à partir des essais de vibrations libres

Les étapes suivantes sont à suivre pour la détermination des caractéristiques propre d'un système à travers l'essai de vibrations libres :

1. Estimez la masse, m , de la structure.
2. Mesurez la période naturelle non amortie, $T_n \approx T_d$, à partir de la réponse en vibration libre.
3. A partir de la période naturelle non amortie et de la masse, évaluer la rigidité.
4. Évaluez le rapport d'amortissement, ξ par la relation du décretement logarithmique.
5. En ayant la masse, la rigidité et le rapport d'amortissement, déterminer le coefficient d'amortissement [20].

2.4.2 Essais de vibration forcée harmonique

2.4.2.1 Mise en équation

Au lieu d'évaluer les propriétés dynamiques d'une structure à partir des données d'un essai de vibration libre, on peut effectuer un essai de vibration forcée en utilisant une charge sinusoïdale (harmonique) sur une gamme de fréquences. L'idée est d'exciter la structure avec une charge harmonique sur une gamme de fréquences en passant par la fréquence de résonance. On l'appelle aussi essai de balayage.

On rappelle que la résonance en dynamique des structures se produit lorsqu'une structure est excitée par une force périodique à une fréquence proche de sa propre fréquence naturelle de vibration. À cette fréquence, les oscillations de la structure augmentent en amplitude au fil du temps, ce qui peut entraîner des dommages ou des défaillances structurelles. La résonance est donc

un phénomène important à prendre en compte dans la conception des structures pour assurer leur sécurité et leur durabilité.

Dans le cas d'un chargement harmonique, la fonction de forçage

$$P(t) = P_0 \sin \bar{\omega}(t) \quad (19)$$

Où :

- P est l'amplitude.
- $\bar{\omega}$ est la pulsation de la charge extérieure.

La réponse complète comprend une composante transitoire qui disparaît rapidement avec le temps et une composante en régime permanent qui persiste. Dans le cas de l'identification du système, la charge harmonique est appliquée suffisamment longtemps pour que la composante transitoire puisse être négligée. La solution en régime permanent peut être exprimée comme indiqué dans l'équation (20) [21].

$$u(t) = u_0 \sin (\bar{\omega} t + \theta) \quad (20)$$

Où :

$$u_0 = \frac{P_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (21)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{2\xi\beta}{1-\beta^2} \right] \quad (22)$$

Avec:

$$\beta = \frac{\bar{\omega}}{\omega_n}$$

Notez à partir de l'équation (21) que u_0 est l'amplitude de la réponse harmonique en régime permanent et θ est l'angle de phase entre la réponse et le chargement. L'équation (21) peut être simplifiée comme suit :

$$u_0 = \frac{P_0 D}{k} \quad (23)$$

Où :

D est le facteur d'amplification dynamique.

Il est donné donc par :

$$D = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (24)$$

Les variations de D et θ en fonction de β sont montrées par la figure 2.6, et à partir desquelles on note que :

- Si $\bar{\omega}$ est très petit, le chargement est considéré comme (quasi-statique) : D tend vers l'unité et θ tend vers zéro. Ainsi, l'amplitude de la réponse dynamique est égale à l'amplitude de la réponse statique et l'angle de phase entre la réponse dynamique et le chargement est nul. En d'autres termes, la réponse dynamique suit la forme du chargement quasi-statique.
- Si $\bar{\omega}$ est très grande, le chargement est considéré comme (quasi-nulle) : D tend vers zéro et θ tend vers 180° . Ainsi, l'amplitude de la réponse dynamique est nulle et l'angle de phase entre la réponse dynamique et le chargement est de 180° . En d'autres termes, la structure bouge à peine et le mouvement est dans la direction opposée à la charge harmonique.

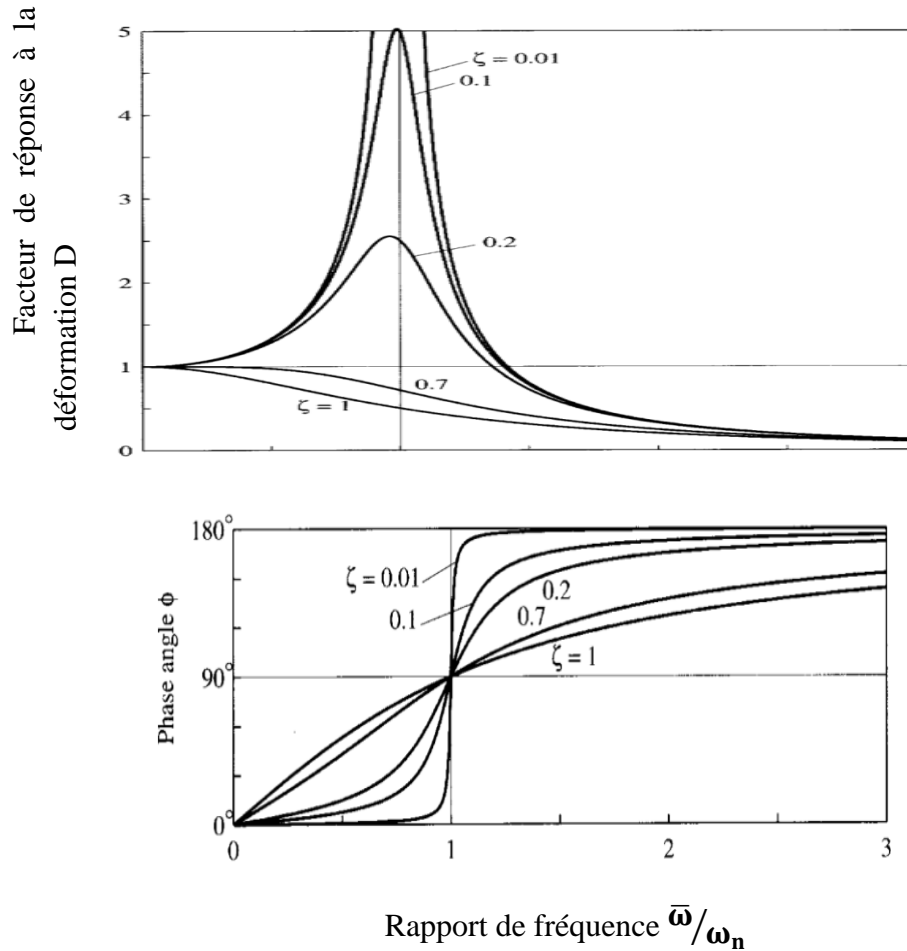


Figure 2.6: Facteur d'amplification dynamique et angle de phase pour la réponse harmonique en régime permanent [21].

- Si $\bar{\omega}$ égale ω_n , la structure entre en (résonance) : Lorsque la fréquence de chargement est égale à la fréquence naturelle, la structure entre en résonance. La figure 2.6 montre que la réponse maximale du déplacement ne se produit pas exactement à une fréquence égale à la fréquence naturelle. La fréquence à laquelle la réponse maximale se produit, ω_{max} , est donnée par la formule suivante [21] :

$$\omega_{max} = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2} < \omega_n \tag{25}$$

La résonance survient quand :

$$\beta = \sqrt{1 - 2\xi^2} \approx 1 \tag{26}$$

Alors :

$$D_{\max} = \frac{1}{2\xi} \quad (27)$$

Les structures ayant une faible capacité à dissiper l'énergie (c'est-à-dire un faible ξ) auront de grandes valeurs de D_{\max} . Inversement, les structures ayant une grande capacité à dissiper l'énergie auront de faibles valeurs de D_{\max} . Ce comportement est clairement évident dans la figure 2.6. [21]

L'angle de phase est égal à 90° pour toute valeur du rapport d'amortissement. Ainsi, pour toutes les structures soumises à des conditions de résonance, la réponse dynamique est déphasée de 90° par rapport à la charge. Physiquement parlant, cela signifie que lorsque la charge est maximale, la réponse du déplacement est nulle et que lorsque la charge est nulle, la réponse du déplacement est maximale. Cela contraste fortement avec le chargement statique où la réponse est complètement en phase avec le chargement (c'est-à-dire que si la charge est nulle, la réponse est nulle et si la charge est maximale, la réponse est maximale) [21].

2.4.2.2 Procédure d'identification du système à partir de l'essai par balayage sinusoïdal

Les caractéristiques d'un système peuvent être déterminées dans ce cas en suivant les étapes suivantes :

1. Estimez la masse, m , de la structure.
2. Identifier ω_n à partir de l'emplacement du pic du coefficient d'amplification dynamique D .
3. À partir de la fréquence naturelle et de la masse, évaluer la rigidité.
4. Évaluez le rapport d'amortissement, ξ .
5. En ayant la masse, la rigidité et le rapport d'amortissement, déterminer le coefficient d'amortissement [20].

2.5 Conclusion

Ce chapitre dédié à la détermination des caractéristiques dynamiques des structures, nous pouvons affirmer que cette étape est fondamentale dans la conception, la construction et l'analyse des bâtiments et autres ouvrages soumis à des charges dynamiques.

Les caractéristiques dynamiques tels que la période fondamentale, l'amortissement peuvent être déterminées expérimentalement. Nous avons présenté deux essais permettant ces mesures, l'essai en vibration libre et l'essai en vibration forcée harmonique. Ces essais peuvent être faits sur table vibrante ce qui constitue l'objectif du chapitre suivant.

Chapitre 3 :

MESURE EXPERIMENTALE DES CARACTERISTIQUES DYNAMIQUE D'UN MODEL REDUIT PAR LA TABLE VIBRANTE DE RISAM

3.1 Introduction

L'identification des caractéristiques dynamiques des structures est un sujet de grande importance dans l'industrie et l'ingénierie. La détermination de ces caractéristiques permet de prévoir le comportement dynamique d'une structure soumise à des sollicitations diverses telles que des séismes, des vents forts ou des charges dynamiques.

Dans ce contexte, la mesure expérimentale est une technique courante utilisée pour caractériser les structures, notamment les modèles réduits. La table vibrante de RISAM est un outil très utile pour mener de telles mesures expérimentales. Elle permet de simuler les conditions de fonctionnement réelles des structures en excitant la structure par des vibrations reproduisant les sollicitations réelles.

Ce chapitre a pour objectif de présenter une étude expérimentale de la mesure des caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit d'un système à un seul degrés de liberté par la table vibrante de RISAM. Les résultats obtenus seront validés par un modèle numérique.

On note que la présente étude expérimentale d'un modèle réduit est la première réalisée sur la table vibrante de RISAM.

3.2 Objectifs des essais expérimentaux réalisés

Les objectifs à atteindre à travers l'étude expérimentale réalisée dans ce projet de fin d'étude peuvent être résumés par les points suivants :

- Comprendre le concept de la table vibrante et son mode de fonctionnement.
- Appliquer un déplacement harmonique au modèle réduit.
- Réaliser des mesures par l'accéléromètre.
- Faire un essai en vibration libres pour mesurer les caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit.
- Savoir traiter les données expérimentales pour en déduire les caractéristiques dynamiques du modèle réduit.
- Préparer un outil pédagogique qui résume les étapes à suivre pour la détermination des caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit.

3.3 Matériels utilisés

Les essais expérimentaux réalisés nécessitent le matériel suivant :

- Table vibrante de RISAM.
- Modèle réduit d'un portique.

- Appareil de mesure des vibrations : Accéléromètre.
- Logiciel d'application du signal harmonique (MTS 793).
- Logiciel de récupération des résultats (MTS 793)

3.4 Déroulement des manipulations expérimentales

Tout d'abord, le modèle réduit doit être préparé. Dans cette étude, nous travaillerons avec un modèle réduit d'un système à un seul degré de liberté. Il s'agit d'un portique en acier, constitué d'une poutre rigide portée par deux poteaux. Le tout est posé sur une plaque de connexion en acier. Les dimensions du modèle réduit doivent être soigneusement mesurées pour garantir une simulation précise des caractéristiques dynamiques.

Les différentes étapes de réalisation des essais expérimentaux du présent travail peuvent être résumés comme suit :

- 1) Fixation du modèle réduit sur la table vibrante de RISAM à l'aide de fixations appropriées. Il est important que le modèle soit correctement aligné avec les axes de la table pour garantir une excitation uniforme dans la direction de vibration de la table.
- 2) Génération du mouvement sinusoïdal en déplacement de la table à l'aide du logiciel MTS793. L'amplitude et la fréquence doivent être réglées de manière à introduire un mouvement appréciable au modèle réduit tout en évitant de l'endommager. La fréquence ne doit pas être proche de la fréquence de résonance. Le déplacement du modèle réduit ne doit pas dépasser la limite admissible.
- 3) Dans l'essai en vibration libre on applique un signal sinusoïdal au modèle réduit, une fois que le mouvement du modèle réduit atteint sa réponse permanente la fréquence est réduite à zéro de sorte que la structure entre en vibrations libres.
- 4) Pour s'assurer des mesures on fixe l'accéléromètre en premier lieu sur la table. L'accélération mesurée sur la table doit être comparée avec l'accélération de la table mesurée par un accéléromètre intégré dans la table et configuré comme sortie dans le logiciel MTS793. On peut également effectuer la comparaison avec le deuxième dérivé du signal en déplacement d'entrée.
- 5) Fixation de l'accéléromètre sur le point le plus haut du modèle réduit pour mesurer les vibrations en termes d'accélération. Pour récupérer ces mesures il faut configurer la sortie correspondante dans le logiciel MTS793.
- 6) Les mesures sont ensuite traitées pour déterminer les caractéristiques dynamiques du système tels que la fréquence naturelle et l'amortissement de vibration.
- 7) Les résultats obtenus lors de la mesure des caractéristiques dynamiques sont utilisés pour évaluer les performances du modèle réduit. Cela peut impliquer une comparaison entre les résultats du modèle réduit et ceux d'un modèle théorique ou numérique pour évaluer la précision de la simulation.

3.5 Présentation du modèle réduit

3.5.1 Caractéristiques géométriques

Comme il a été précisé précédemment le modèle réduit ou bien le spécimen est fabriqué en acier. C'est un portique de hauteur de 50 cm et de longueur de 50 cm. Il est fixé par soudage sur une plaque en acier de 85 cm de longueur et de 50 cm de largeur. Dans la plaque il y a plusieurs trous pour faciliter la fixation du spécimen sur la table vibrante de RISAM à l'aide des boulons. La plaque en acier permet une fixation solide et sécurisée du spécimen à la table. (voir la figure 3.1).

Comme le montre les figures 3.1 et 3.2, la section des deux poteaux du portique est de $0.3 \times 8 \text{ cm}^2$ ce qui donne une rigidité importante au portique dans le sens transversal par rapport au sens longitudinal, le sens de l'application du signal de la table. Ceci permet de bien simuler le modèle à un seul degré de liberté.

La poutre du portique possède une hauteur de 0.8cm (figure 3.1 et 3.2) ce qui lui donne la caractéristique infiniment rigidité par rapport aux poteaux et assurer une modélisation adéquate du système à un seul degré de liberté.

La figure 3.3 montre des photos du spécimen fixé sur la table vibrante de RISAM.

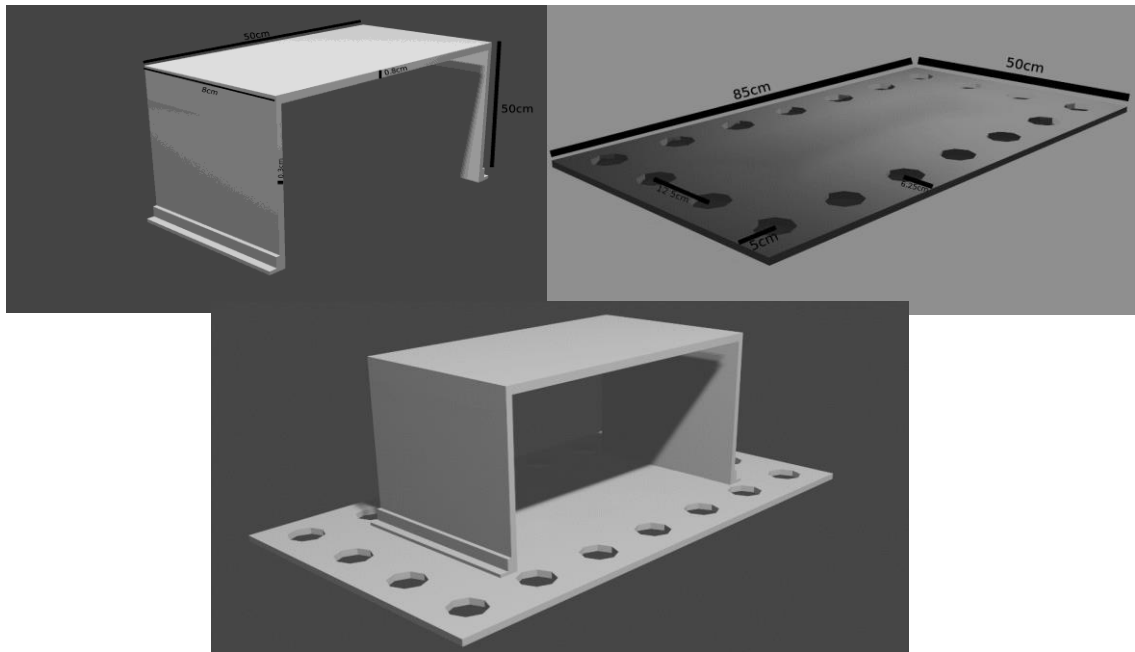


Figure 3.1: Spécimen fixé sur la table vibrante de RISAM.

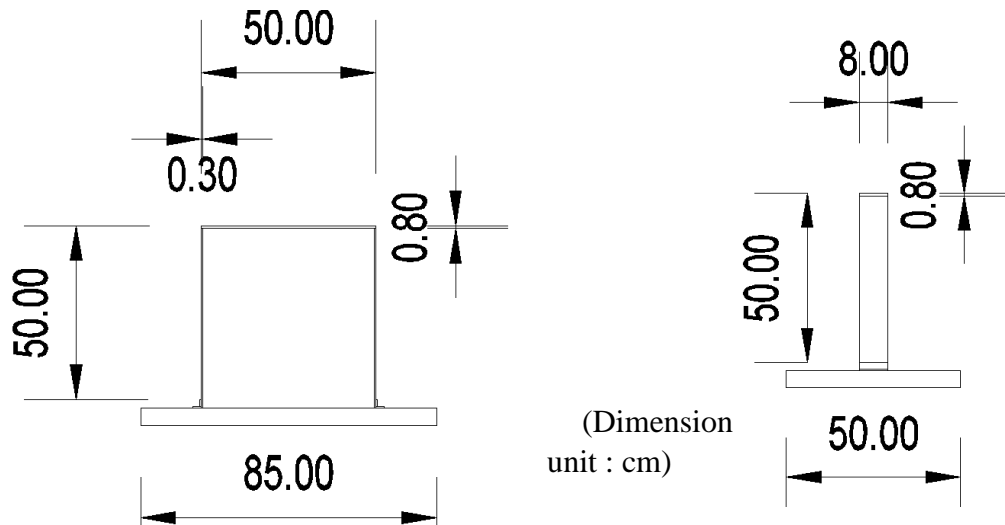


Figure 3.2: Dimensions du modèle réduit.



Figure 3.3: Photos du modèle réduit fixé sur la table de RISAM.

3.5.2 Estimation de la masse du spécimen m

Afin de déterminer la masse du spécimen, il a été nécessaire de calculer la masse volumique d'un échantillon du même matériau (figure 3.4). Les mesures de ses dimensions ont été prises au niveau du laboratoire de matériaux de construction de notre faculté de technologie à l'aide d'un pied à coulisse. Par la suite, nous avons procédé à la pesée de l'échantillon à l'aide d'une balance de précision élevée, ainsi on a obtenu la masse de cet échantillon en Kg.

Connaissant la masse et le volume, la masse volumique peut être déterminée par le rapport de ces deux quantités. Les valeurs des dimensions, la masse et la masse volumique calculées sont données par le tableau 3.1.

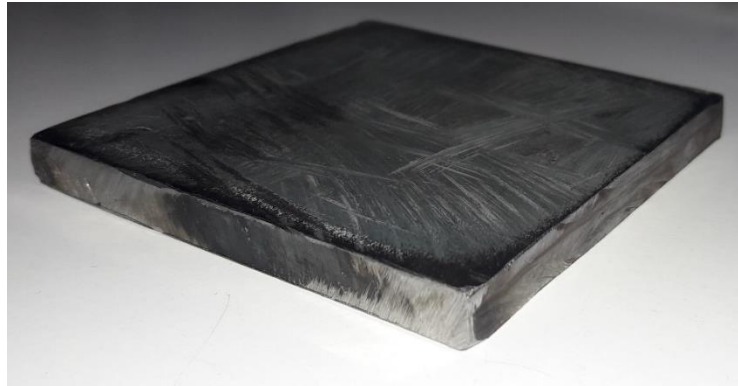


Figure 3.4: Photo de l'échantillon.

Tableau 3.1: les dimensions la masse et la masse volumique de l'échantillon.

	Pièce
Longueur (mm)	79.01
Largeur (mm)	79
Épaisseur (mm)	8
Masse mesurée (Kg)	0.3928
Masse volumique (Kg/m³)	7866.33322

Une fois la masse volumique calculée la masse en mouvement du spécimen peut être estimée. Cette masse est égale à la masse de la poutre rigide du portique plus la moitié de la masse des deux poteaux. Dans le tableau 3.2 on donne les masses de la poutre et du poteau. Ainsi la masse m du système à un seul degré de liberté est égale à :

$$m = 2.5172 + 2 \times 0.5 \times 0.9439$$

$$m = 3.4612 \text{ Kg}$$

Tableau 3.2 : les dimensions de poutre et poteau du spécimen.

	Poutre	Poteau
Longueur (cm)	50	8
Largeur (cm)	8	0.3
Hauteur (cm)	0.8	50
Masse volumique (Kg/m³)	7866.33322	7866.33322
Masse (kg)	2.5172	0.9439

3.5.3 Calcul de la rigidité du spécimen k

La rigidité du portique est celle des poteaux puisque la poutre est infiniment rigide. Les poteaux sont soudés au niveau de leurs deux extrémités donc ils sont considérés encasté-encasté. Ainsi la rigidité du spécimen k est donnée par la relation suivante :

$$k = 2 \times \frac{12EI}{h^3}$$

Avec :

I : l'inertie en m⁴.

$$I = \frac{0.08 \times 0.003^3}{12} = 1.8 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

E : le module de Young en N/m². Il est pris dans ce cas égale à 210 10⁹ N/m²

La rigidité k est donc égale à :

$$k = 2 \times \frac{12EI}{h^3}$$

$$k = 2 \times \frac{12 \times 210 \times 10^9 \times 1.8 \times 10^{-10}}{0.5^3}$$

$$k = 7.2576 \times 10^3 \text{ N/m}$$

3.5.4 Calcul des caractéristiques dynamiques propres du spécimen

Connaissant la masse et la rigidité du spécimen la pulsation du spécimen ω est :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{7.2576 \times 10^3}{3.4612}}$$

$$\omega_n = 45.7914 \text{ rad/s}$$

La période propre T_n du spécimen est par conséquent égale à :

$$T_n = \frac{2\pi}{45.7914}$$

$$T_n = 0.137 \text{ s}$$

Et la fréquence propre f :

$$f_n = \frac{1}{T_n}$$

$$f_n = \frac{1}{0.137}$$

$$f_n = 7.299 \text{ Hz}$$

3.5.5 Modélisation numérique du spécimen

Pour la modélisation numérique en élément finis du spécimen, nous avons utilisé le logiciel SAP2000. La figure 3.5 montre le modèle établi. La poutre et le poteau sont modélisés par l'élément frame. La période et la fréquence propres obtenues à travers le modèle sont égales respectivement à 0.139s et 7.193 Hz (figure 3.6). On constate que ces deux valeurs sont comparables aux valeurs calculées en section 3.4.6.

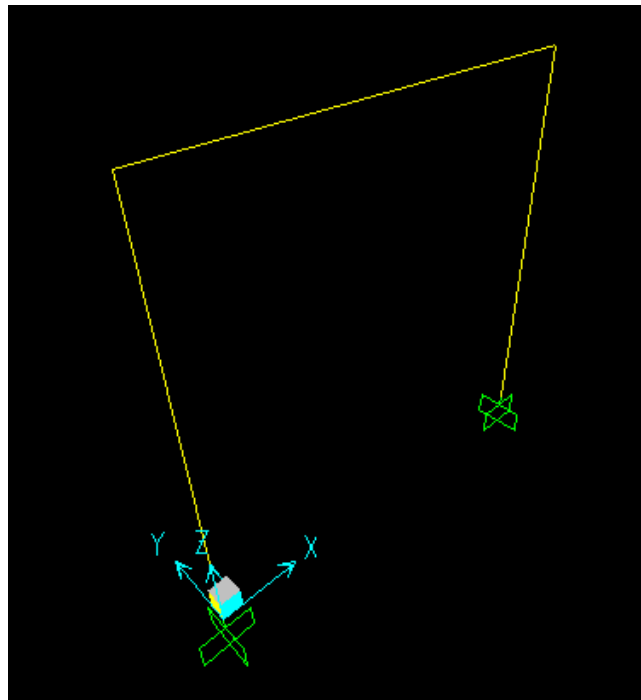


Figure 3.5: Modèle du spécimen.

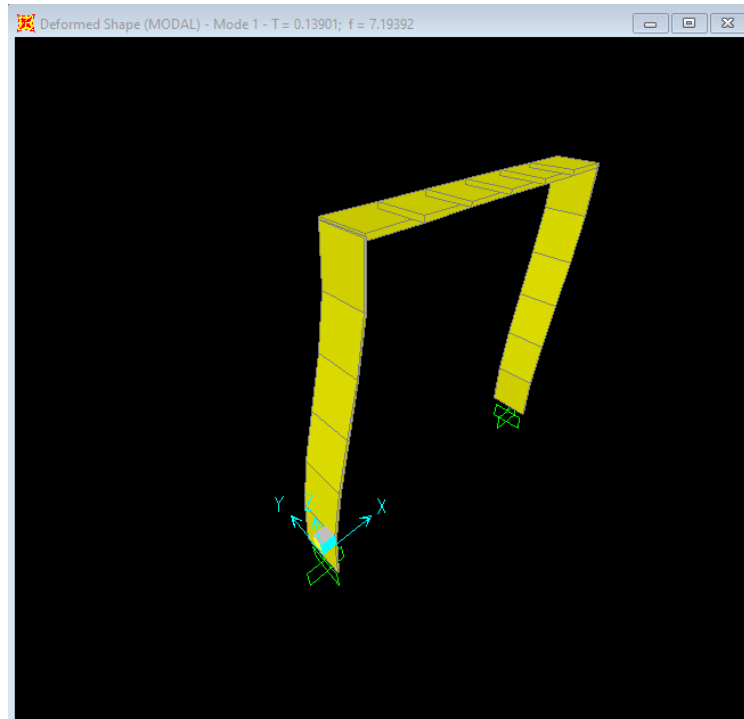


Figure 3.6: Période et fréquence propres du spécimen.

3.6 Essais expérimentaux réalisés sur la table vibrante de RISAM

3.6.1 Essai de vibration forcée harmonique

Comme il a été déjà mentionné nous commençons d'abord par la mesure de l'accélération de vibration de la table pour s'assurer des mesures prises par l'accéléromètre utilisé. Dans ce cas, l'accéléromètre est positionné sur la table vibrante comme le montre la figure 3.7.

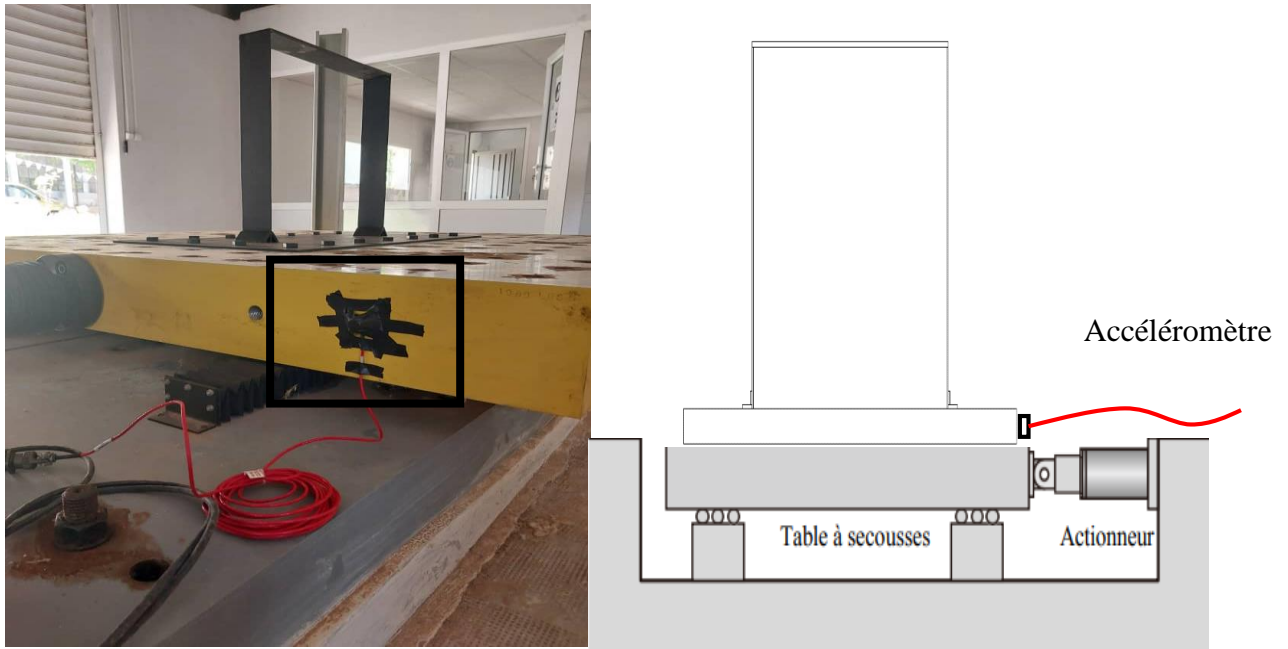


Figure 3.7: L'accéléromètre fixé à la table vibrante.

Le signal harmonique imposé est :

$$u_g = u_{g0} \sin \bar{\omega}t$$

Avec :

$$u_{g0} = 0.5 \text{ cm}$$

$\bar{\omega}$ correspond à une fréquence $f=4\text{Hz}$ donc une période $T=0.25 \text{ s}$.

La figure 3.8 représente la variation de déplacement imposé à la table en fonction du temps et la figure 3.9 représente la variation en fonction du temps d'accélération mesurée par l'accéléromètre intégrée dans la table et l'accéléromètre externe fixé. On peut constater que les deux courbes sont similaires. Ce résultat démontre la fiabilité de l'accéléromètre et sa capacité à réaliser des mesures précises.

L'accélération, qui est la deuxième dérivée du déplacement, s'exprime dans ce cas par l'équation :

$$\ddot{u}_{g0} = 0.315 \sin 25.13t \text{ g}$$

A travers la figure 3.9, on voit bien que la période de vibration est de 0.25 s ce qui correspond à la période imposée. Ainsi on remarque la valeur maximale de l'accélération de la table est de 0.33 g qui est une valeur semblable à la valeur imposée 0.315 g.

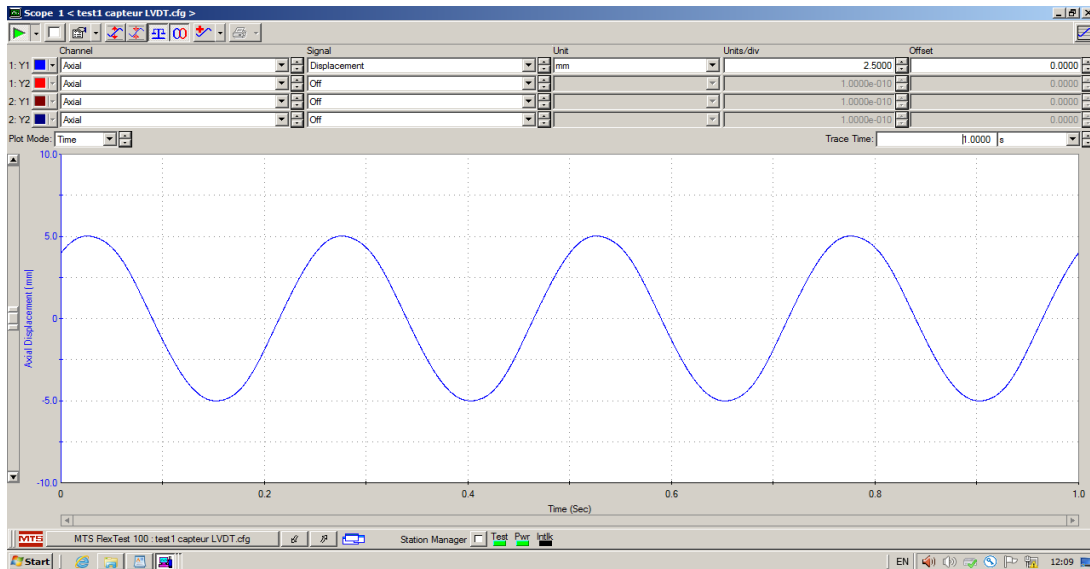


Figure 3.8: Variation du déplacement imposé à la table $u_{g0}=0.5 \text{ cm}$ $f= 4 \text{ Hz}$.

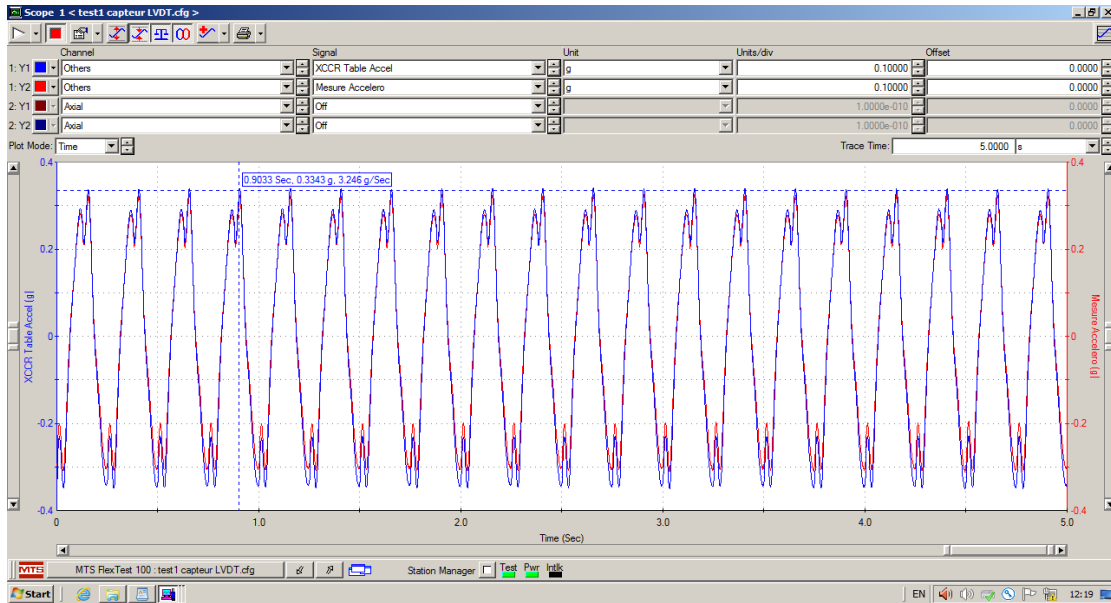


Figure 3.9: Variation des accélérations mesurées par accéléromètre intégré et accéléromètre externe.

Dans l'étape suivante nous avons fixé l'accéléromètre au niveau du point le plus haut du portique (figure 3.10). La figure 3.11 montre la variation temporelle de l'accélération mesurée avec l'accélération de la table. On constate que l'accélération maximale mesurée sur le portique est de 0.5 g.

On note que l'accélération mesurée sur le portique représente l'accélération totale donc l'accélération maximale relative est obtenue en la soustrayant l'accélération maximale de la table. On a alors :

$$\ddot{u}_{\max} = \ddot{u}_{t_{\max}} - \ddot{u}_{g_0}$$

$$\ddot{u}_{\max} = 0.5 - 0.33 = 0.17 \text{ g}$$



Figure 3.10: Accéléromètre fixé au portique.

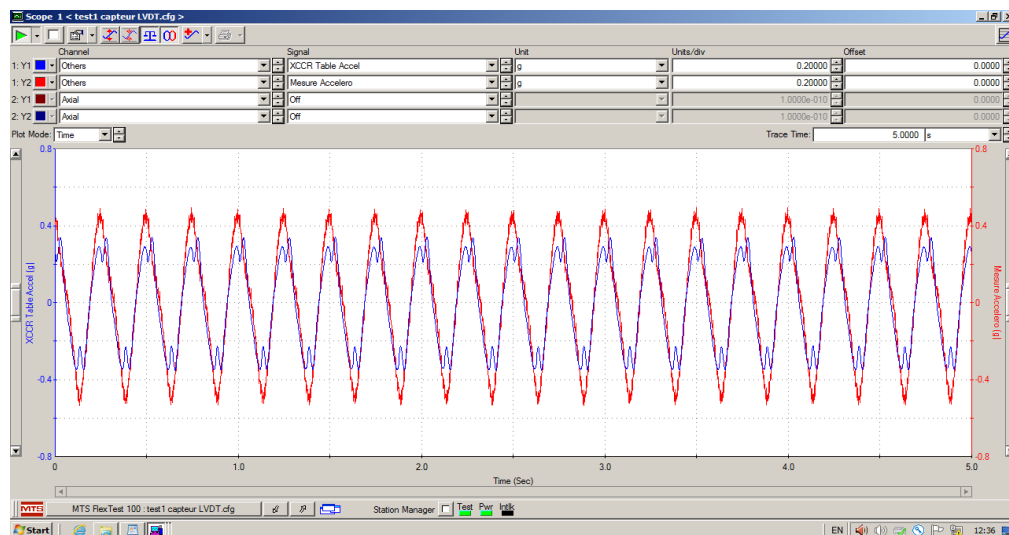


Figure 3.11: Variation de l'accélérations mesurée et l'accélération de la table.

Par la suite, l'accélération mesurée du portique a été comparée avec l'accélération calculée numériquement par le modèle numérique établis pour le spécimen sur sap2000 dans la section 3.6.5. On a donc introduit l'accélération au support où la figure 3.12 montre la variation de cette dernière.

La figure 3.13 illustre la variation en fonction du temps de l'accélération relative du spécimen. On constate que la valeur maximale permanente est de 1.6 m/s^2 , qui est du même ordre de grandeur que celle obtenue expérimentalement égale à $0.17g$.

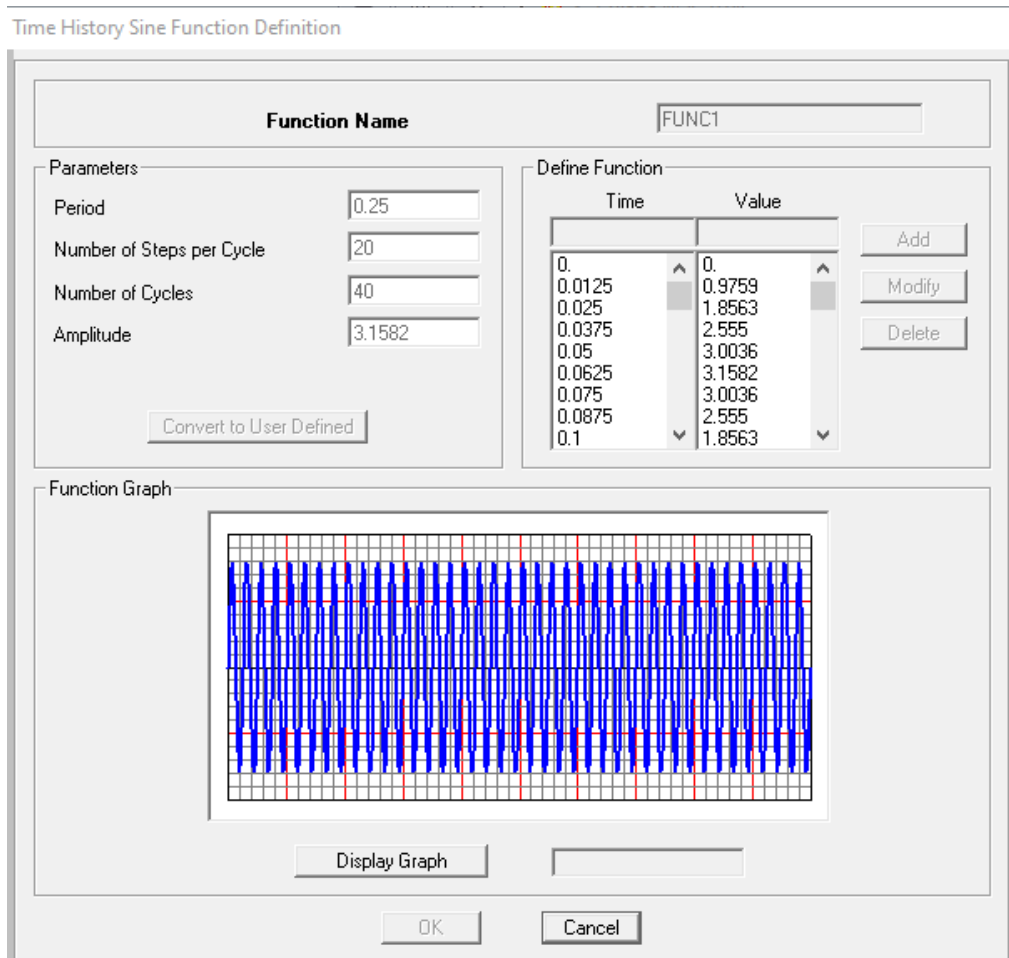


Figure 3.12: Variation de l'accélération imposée au modèle numérique du spécimen en sap2000.

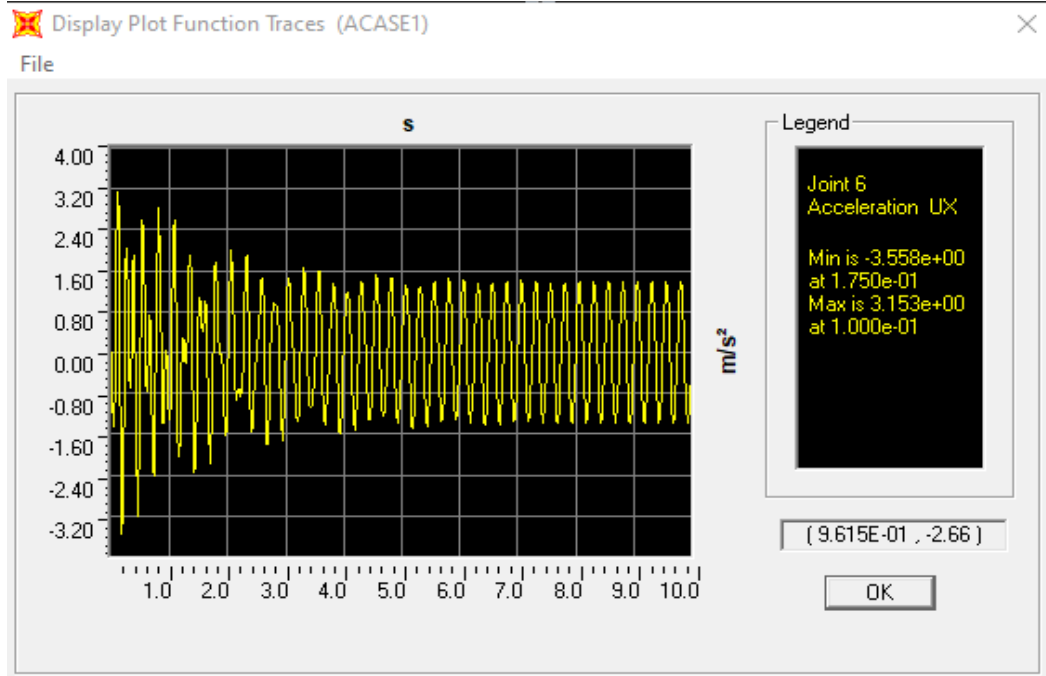


Figure 3.13: Variation de l'accélération du spécimen obtenue par Sap2000.

3.6.2 Essai de vibrations libres

Un essai en vibrations libres, également connu sous le nom de test de réponse libre, est une technique d'essai dynamique qui implique l'excitation d'une structure ou d'un système mécanique, sans aucune force externe appliquée. L'objectif de ce test est de déterminer les modes de vibration naturels, les fréquences propres d'un système mécanique ou d'une structure et surtout ses caractéristiques dynamiques.

Les résultats de ce test sont utilisés pour comprendre le comportement dynamique d'un système, pour concevoir des structures résistantes aux vibrations et pour diagnostiquer les problèmes de vibrations existants.

Nous avons donc appliqué à la table un signal sinusoïdal qui a été transmis au modèle réduit, une fois que le mouvement du modèle réduit atteint sa réponse permanente la fréquence du signal est réduit à zéro de sorte que la structure entre en vibrations libres.

Dans notre travail nous avons réalisé trois essais en variant la fréquence et l'amplitude de l'excitation de la table :

Essai 01 avec $u_{g_0} = 0.5 \text{ cm}$, $f = 4 \text{ Hz}$

Essai 02 avec $u_{g_0} = 2 \text{ cm}$, $f = 5 \text{ Hz}$

Essai 03 avec $u_{g_0} = 2 \text{ cm}$, $f = 4 \text{ Hz}$

Dans cet essai, nous avons appliqué une fréquence de 4 Hz avec une amplitude de 0,5 cm au spécimen placé sur la table vibrante. Après l'exécution du programme, nous avons observé que la table ainsi que le spécimen ont commencé à vibrer dans la même direction avec des mouvements oscillatoires. Les résultats ont été enregistrés sous forme d'une courbe représentant l'accélération totale de spécimen en fonction du temps. (Figure 3.14). Par la suite, nous avons modifié la fréquence en la réglant à zéro, correspondant à une situation de vibration libre comme le montre la figure 3.15.

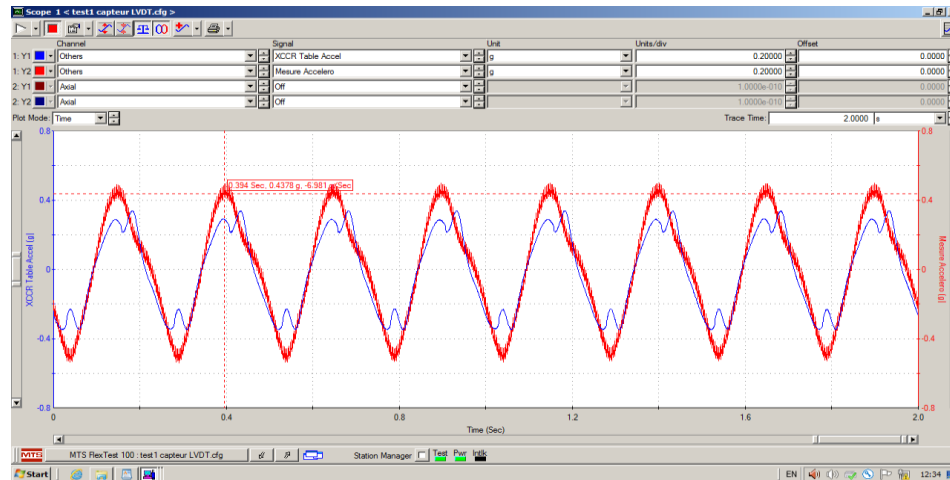


Figure 3.14: Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 01).

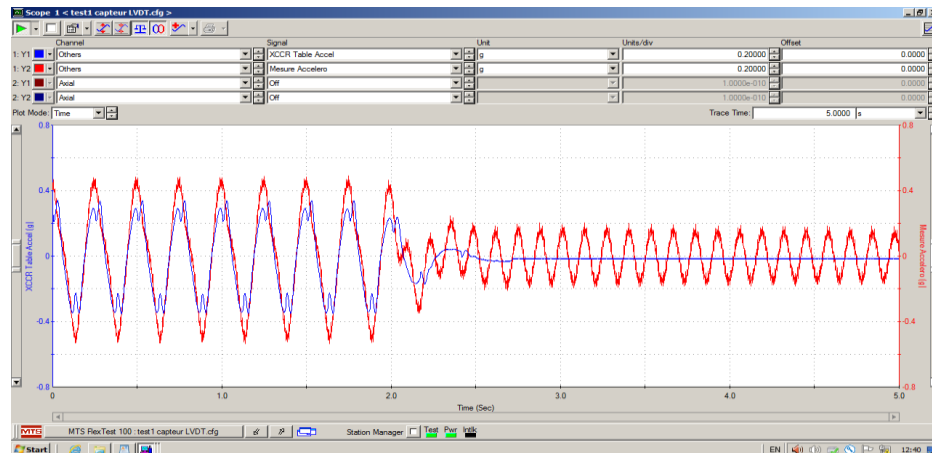


Figure 3.15: Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 01).

Nous avons refait la même procédure pour l'essai 02 et l'essai 03. Les variations temporelles des accélérations mesurées sur le spécimen sont présentées par les figures 3.17 et 3.18.

Les étapes de calcul des caractéristiques dynamiques à travers l'essai en vibrations libres sont détaillées en section 2.4.1. Les deux pics choisis pour le calcul du décrétement logarithmique sont illustrés par les figures 3.16 à 3.18.

On présente les calculs en détails de l'essai 01 par la suite. Les résultats des trois essais sont résumés dans le tableau 3.6.

A travers la figure 3.16 qui montre les deux pics choisis on a :

La période amortie de vibration libre est T_d :

$$\begin{aligned} T_d &= (T_i - T_{i+4})/4 \\ &= (2.739 - 2.217)/4 \\ &= \frac{0.522}{4} \end{aligned}$$

$$T_d = 0.130 \text{ S}$$

Les deux accélérations au niveau des deux pics sont $\ddot{u}_1 = 0.185\text{g}$ et $\ddot{u}_2 = 0.142\text{g}$. Le décrétement logarithmique δ_m est alors :

$$\begin{aligned} \delta_m &= \ln\left(\frac{\ddot{u}_1}{\ddot{u}_2}\right) \\ &= \ln\left(\frac{0.185}{0.142}\right) \\ \delta_m &= 0.264 \end{aligned}$$

Donc l'amortissement est égal à :

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{\delta_m}{2\pi m} \\ &= \frac{0.264}{2\pi \times 4} \\ \xi &= 0.0105 = 1.05\% \end{aligned}$$

La pulsation amortie ω_d est :

$$\begin{aligned} \omega_d &= \frac{2\pi}{T_d} \\ &= \frac{2\pi}{0.130} \\ \omega_d &= 48.332 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

La pulsation propre est :

$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1 - \xi^2}}$$

$$= \frac{48.332}{\sqrt{1 - 0.0105^2}}$$

$$\omega_n = 48.334 \text{ rad/s}$$

La période Propre est de :

$$T_n = \frac{2\pi}{\omega_n}$$

$$= \frac{2\pi}{48.334}$$

$$T_n = 0.129 \text{ s}$$

La rigidité est ensuite calculée en fonction de la masse déjà estimé et la pulsation propre :

$$\mathbf{k} = \omega_n^2 \times \mathbf{m}$$

$$= 48.334^2 \times 3.461$$

$$k = 8085.503 \text{ N/m}$$

La constante d'amortissement est ensuite donnée par :

$$\mathbf{c} = 2\mathbf{m}\omega_n\xi$$

$$= 2 \times 3.461 \times 48.334 \times 0.0105$$

$$c = 3.512 \text{ N.s/m}$$

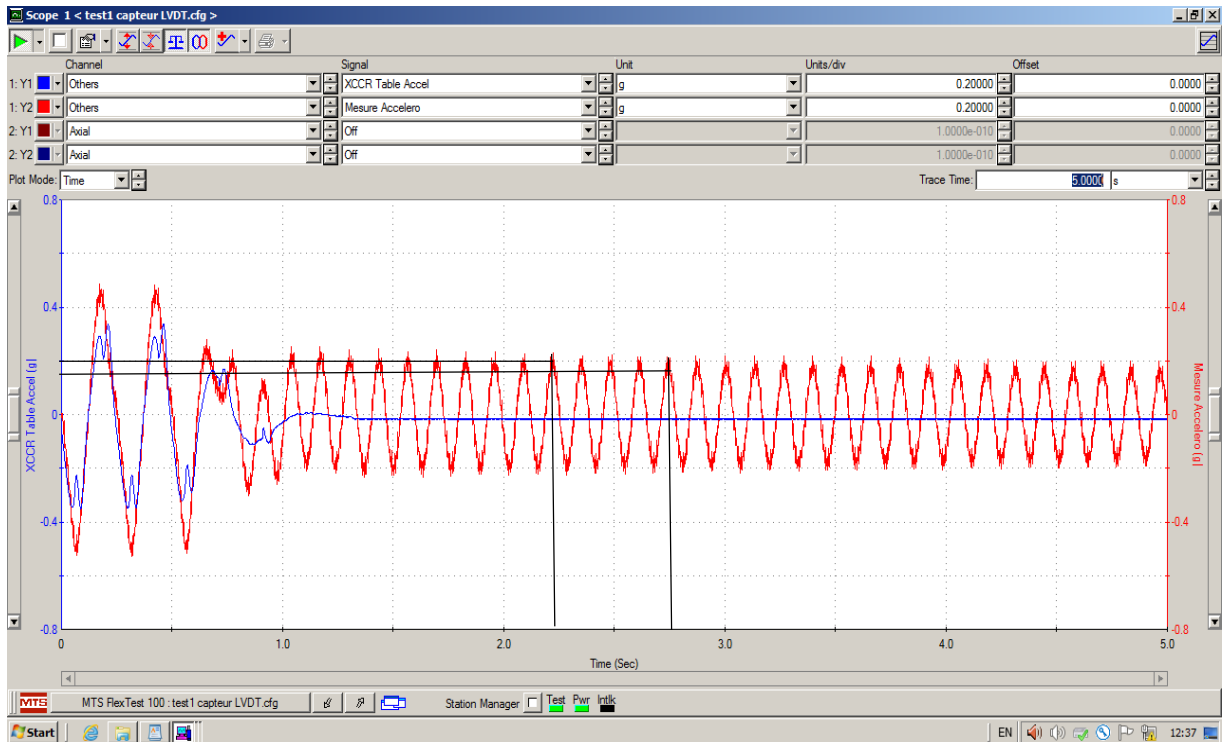


Figure 3.16: les deux pics choisis pour le calcul du décrément logarithmique (Essai 01).

Tableau 3.3: Les résultats calculé des caractéristiques dynamique en vibration libre.

	Essais 01	Essais 02	Essais 03
T_i (s)	2.217	4.577	4.6
T_{i+m} (s)	2.739	4.711	4.866
T_d (s)	0.130	0.134	0.133
\ddot{u}_1 (g)	0.185	0.75	0.363
\ddot{u}_2 (g)	0.142	0.67	0.309
δ_m	0.264	0.112	0.161
ξ	0.0105	0.0178	0.0128
ω_d (Rad/s)	48.332	46.889	47.241
ω_n (Rad/s)	48.334	46.896	47.244
T_n (s)	0.129	0.133	0.132
k (N/m)	8085.503	7611.551	7724.936
c (N.s/m)	3.512	5.778	4.185

Les résultats des essais en vibrations libres réalisés dans ce mémoire montrent que le spécimen possède une période de vibration de l'ordre 0,13 secondes, ce qui est conforme au calculs analytique et numérique. Ainsi qu'une rigidité moyenne de 7.8 kN/m proche aussi de celle calculée analytiquement, la différence peut être due à la valeur du module de Young que nous avons choisi. Finalement ces essais nous ont permis de déterminer la valeur du coefficient d'amortissement qui a une valeur moyenne de 1.37 %.

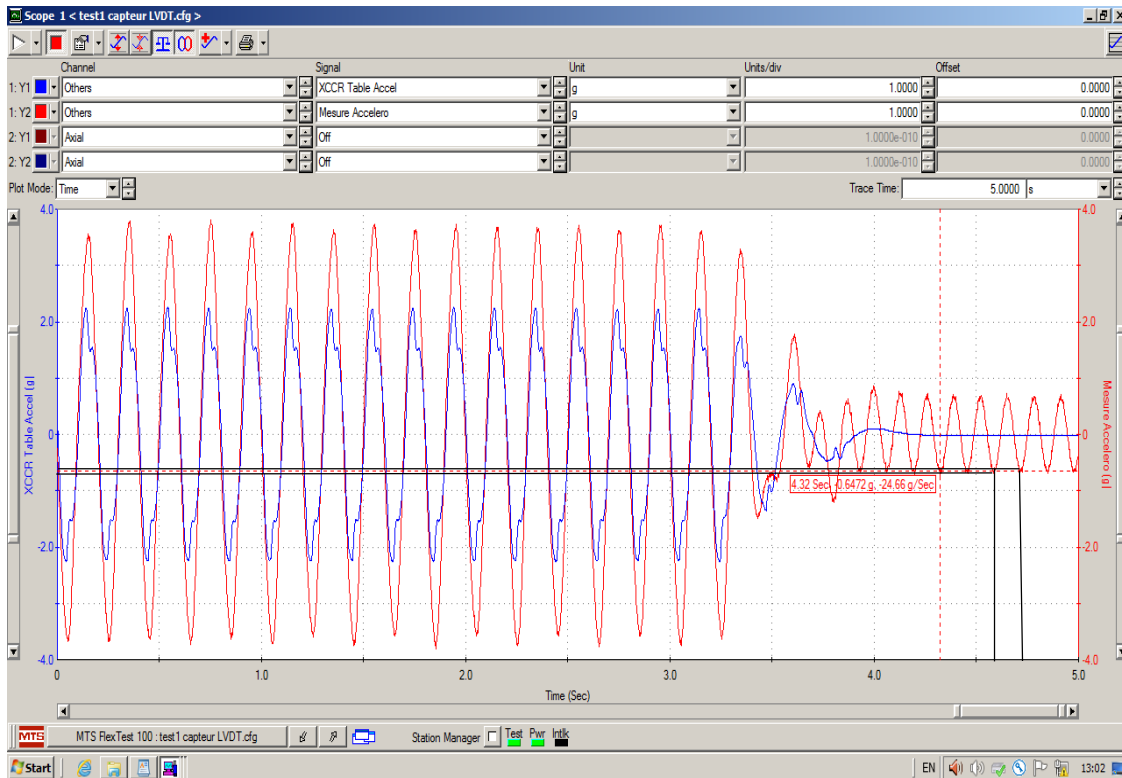


Figure 3.17: Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 02).

Ainsi que les deux pics choisis pour le calcul du décrétement logarithmique.

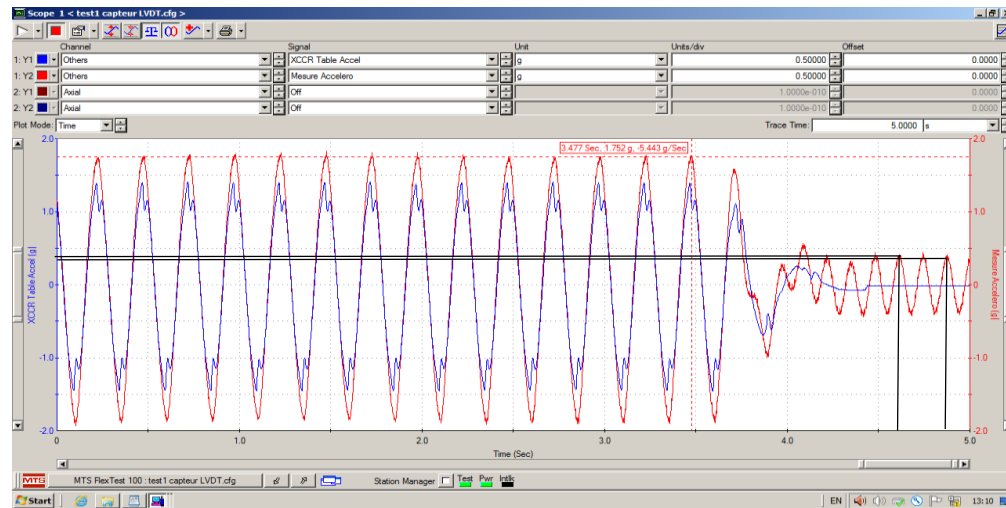


Figure 3.18: Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 03).

Ainsi que les deux pics choisis pour le calcul du décrétement logarithmique

3.7 Conclusion

En conclusion on peut dire, l'utilisation de la table vibrante de RISAM pour la mesure expérimentale des caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit s'est révélée efficace. On a constaté que les résultats obtenus sous vibrations harmonique sont conformes aux résultats numériques.

La fréquence naturelle a été mesurée avec précision grâce aux essais en vibrations libres. Les résultats sont semblables aux calculs analytique et numérique.

A travers l'essai en vibrations libres on a pu également calculer la rigidité et l'amortissement du spécimen.

Conclusion Générale

Les tables vibrantes sont des outils importants pour l'étude dynamique des structures. Les essais réalisés sur ces tables permettent de déterminer les caractéristiques dynamiques des structures, telles que leur réponse aux vibrations et aux séismes. Les résultats de ces essais sont essentiels pour la conception et la mise en œuvre de mesures de sécurité des structures en cas de séismes ou d'autres événements perturbateurs. Les développements récents dans la conception et la construction des tables vibrantes ont conduit à des améliorations significatives dans la précision et la fiabilité des résultats obtenus.

Dans le cadre de ce projet de fin d'étude, on a commencé par la présentation d'une vue d'ensemble des tables vibrantes, en mettant l'accent sur la table vibrante du laboratoire de recherche RISAM de l'université de Tlemcen, en Algérie. Nous avons présenté d'une manière générale son principe de fonctionnement. Cette table vibrante constitue un outil précieux pour la réalisation d'essais de vibrations contrôlées et la caractérisation des propriétés dynamiques des structures.

Par la suite, nous avons abordé différentes méthodes permettant d'identifier les paramètres dynamiques d'un système à un seul degré de liberté. Ces méthodes sont essentielles pour comprendre le comportement vibratoire des structures et pour évaluer leur réponse sous l'effet des vibrations. Nous avons également présenté les procédures à suivre pour l'essai en vibrations libres et l'essai de balayage sinusoïdale.

Enfin, nous avons fait des essais expérimentaux à l'aide de la table vibrante de RISAM dans le but d'identifier les caractéristiques dynamiques d'un modèle réduit. Il s'agit d'un portique en acier simulant un système à un seul degré de liberté. Nous avons donc d'abord présenté ce modèle réduit qui a été développé spécifiquement pour ce projet de fin d'étude, en soulignant son importance pour étudier le comportement dynamique des structures.

En utilisant la table vibrante de RISAM, nous avons réalisé des essais en vibrations libres et en vibrations harmoniques sur le modèle réduit afin de déterminer ses caractéristiques dynamiques propres. Ces essais ont permis de mesurer les réponses en termes d'accélération.

Les essais de vibration forcée harmonique et de vibrations libres ont fourni des résultats significatifs quant à la performance de la table vibrante et aux caractéristiques dynamiques du spécimen étudié. L'utilisation de l'accéléromètre a permis de mesurer avec précision les vibrations de la table et de vérifier la fiabilité des mesures réalisées.

L'analyse des accélérations mesurées sur la table a révélé que la période de vibration de la table correspondait à la période imposée de 0,25 s. De plus, la valeur maximale de l'accélération mesurée sur la table était de 0,33 g, ce qui se rapproche de la valeur imposée de 0,315 g. Ces résultats confirment que la table vibrante est capable de générer des vibrations conformes aux paramètres requis.

La comparaison entre l'accélération mesurée sur le portique et l'accélération calculée numériquement à l'aide du modèle établi dans le logiciel SAP2000 a été réalisée.

Nous avons constaté que la valeur numérique maximale permanente de l'accélération relative du spécimen était de $1,6 \text{ m/s}^2$. Cette valeur est du même ordre de grandeur que celle obtenue expérimentalement, égale à $0,17 \text{ g}$.

Ensuite, en effectuant plusieurs essais en vibrations libres, nous avons calculé l'amortissement en vibrations libres où nous avons obtenu des valeurs d'amortissement similaires. Nous avons obtenu une valeur moyenne d'amortissement de $1,37\%$.

Les résultats des essais en vibrations libres réalisés dans ce mémoire montrent que le spécimen possède une période de vibration de l'ordre $0,13$ secondes, ce qui est conforme au calculs analytique et numérique. Ainsi qu'une rigidité moyenne de 7.8 kN/m proche aussi de celle calculée analytiquement.

Perspectives :

Ce travail qui représente une étude expérimentale d'un modèle réduit est considéré en tant que première étude menée sur la table vibrante de RISAM.

Les méthodes d'identification des caractéristiques dynamiques sont utilisées dans ce cas pour un modèle réduit simple à un seul degré de liberté. Il serait intéressant d'explorer la possibilité d'appliquer ces méthodes à des structures plus complexes, telles que des structures à plusieurs degrés de liberté, les structures en béton armé où les structures composites.

Références bibliographiques

- [1] Artizabel-ochoa et AJ Clarck, «"large scale earthquake simulation tables.",» chez The 7 WCEE, TURKEY ISTANBUL, 1980.
- [2] A. Clarck et G. W .Burton, «"Design considerations for large shaking table systems.",» chez the 6th European Conference on Earthquake Engineering, Dubrovnik, Yougoslavie, 1978.
- [3] CLARCK AJ, «"Dynamique characteristics of large multiple degree of freedom shaking tables.",» chez the 10th World Conference on Earthquake Engineerin, Madrid, Spain, 1992.
- [4] Artizabel-Ochoa et A.J Clarck, «"Large Scale earthquake simulation tables.",» chez the 7 WCEE, Turkey Istanbul, 1980.
- [5] N. Bourahla, «"Experimental research in earthquake engineering.",» 1993.
- [6] H. Airouch, H. Aknouch et H. Bechtoula., «"The earthquake engineering research laboratory facilities of CGS (ALGERIA).",» chez the 14 European conference on earthquakeEngineering, Macedonia, 2010.
- [7] Airouche. H. et al, «"Modélisation numérique et identification expérimentale de la table vibrante du laboratoire EucentreTREES.",» chez la 14e conférence mondiale sur l'ingénierie des tremblement de terre, Pékin, Chine.
- [8] Thoen BK et Laplace PN, «"Offline tuning of shaking tables.",» chez 13th World Conference on Earthquake Engineering, Vancouver, B.C.,Canada.
- [9] Williams DM, Williams MS et Blakeborough A, «"Numerical modelling of a servohydraulic testing system for structures.",» J of Eng Mechanics, vol. 127:, n° %18, pp. 816-827, 2001.
- [10] BOUANANI F, «Depot institutionnel de l'Universite Abou Bekr Belkaid Tlemcen UABT,» 2022. [En ligne]. Available: <http://dspace.univ-tlemcen.dz/handle/112/18840>.

- [11] Laplace, Patrick N., David H. Sanders et M Saiidi, «"Experimental Study and Analysis of Retrofitted Flexure and shear Dominated Circular Reinforced Concrete Bridge Columns Subjected to Shake Table Excitaion.",» 2001.
- [12] Laplace, Patric N., David H. Sanders, M Saiid Saiidi et Bruce M. Douglas, «"Shake Table Testing of Flexure Dominated Reinforced Concrete Bridge Columns.",» 1999.
- [13] ASCE, «"University of California San Diego Shake Tble to be Upgraded.",» Civil Engineering Magazine, n° %1February, 2021.
- [14] University of California et San Diego (UCSD), «"Englekirk Structural Engineering Center.",» [En ligne]. Available: <https://se.ucsd.edu/facilities/englekirk-structural-engineering-center>.
- [15] Suita K, Matsuoka Y, Yamada S, Shimada Y, Tada M et Kasai K, «"Experimental procedure and elastic response characteristics of shaking table test-complete collapse test of full-scale 4-story steel building part 1".(En japonaise),» J Struct Constr Eng (Transactions de l'AIJ)., vol. 74:., pp. 157-166, 2009.
- [16] Lignos GD, Hikino T, Matsuoka Y et Nakashima M., «"Collapse assessment of steel moment frames based on E-Defense full-scale shake table collapse tests.",» Journal of Structural Engineering., vol. 139:., pp. 120-132., 2013..
- [17] Matsumori T, Kabeyasawa T, Shirai K et Igarashi K, «" Shaking table test on a full-scale, six-story R/C building structure, special project for earthquake disasters mitigation in urban areas in 2005, improvement of seismic performance of structures by E-Defense."(en japonaise).,» Note technique de l'Institut national de recherche, pour les sciences de la terre et la prévention des catastrophes., vol. n° 321, 2008.
- [18] Severen R., «"The development of shaking tables-A historical note.",» J Earthq Eng Struct Dyn., vol. 40:., pp. 195-213., 2011.
- [19] Ogawa N, Ohtani K, Katayama T et Shibata H, «"Construction of a three-dimensional, large-scale shaking table and development of core technology.",» Mathematical, Physical and Engineering Sciences., vol. 359:., pp. 1725-1751., 2001.
- [20] Clough et R. W . et Penzien, J., "Dynamics of Structures.", deuxième édition éd., McGraw Hill., 1993..

- [21] Chopra et A.K., "Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering.", deuxième édition éd., Prentice Hall., 2001.