

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Civil et Travaux Publics



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master
Filière : Génie Civil
Spécialité : Structure
Thème

**Contribution à la Simulation Expérimentale et Numérique
des Paramètres Dynamiques des Structures**

Présenté Par :

- 1) Melle. BENHAMADA Feriel Mamette.
- 2) Melle. BENYAGOUR Nabila.

Devant le jury composé de :

Mr. AMARA K.	Prof. UAT.B.B (Ain Témouchent)	Président
Mme BENADLA Z.	Prof. UT.A.B.B (Tlemcen)	Examinatrice
Mme. ABDELBARI S.	MCA UAT.B.B (Ain Témouchent)	Examinatrice
Mr. DERBAL R.	MCA UAT.B.B (Ain Témouchent)	Encadrant
Mme BENMANSOUR N.	MCA UT.A.B.B (Tlemcen)	Encadrante

Année Universitaire 2023/2024

Remerciements

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à Dieu, le Tout-Puissant, pour nous avoir accordé la santé et la volonté nécessaires à la réalisation de ce mémoire.

Un immense merci est adressé au Dr. DERBAL Rachid, pour son expertise inestimable, ses conseils éclairés et son soutien indéfectible. Sa patience et sa disponibilité ont été des piliers essentiels dans la réussite de ce projet.

Nous souhaitons également témoigner notre reconnaissance sincère à Dr. BENMANSOUR Nassima. Son approche pédagogique et ses encouragements constants ont été des moteurs essentiels de progression et d'amélioration continue de ce travail.

Nous tenons à remercier chaleureusement les membres du jury, Pr. AMARA, Dr. ABDELBARI et Pr. BENADLA pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail.

Nos remerciements s'étendent également à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à l'accomplissement de ce modeste travail.

Dédicace 01

Je dédie ce travail à ma mère « Fatna », la femme la plus merveilleuse. Grâce à elle, j'ai pu réussir mes études et avancer dans la vie. Son soutien constant m'a aidé à surmonter les difficultés et à atteindre mes objectifs. Maman, sa force et son amour sont la base de ma réussite. Je prie Dieu de la bénir et de lui donner une longue vie pleine de santé et de bonheur. Merci pour tout ce qu'elle a fait et continue de faire pour ses princesses.

À mon père adoré « Karim » Il est mon guide et mon héros. Merci pour tout ce qu'il fait pour moi. Sa sagesse et sa force m'aident toujours. Que Dieu le protège pour nous ses filles et surtout sa fille têtue qui l'aime plus que tout.

À ma chère grande sœur « Hanane », Elle est plus qu'une sœur pour moi, elle est mon soutien dans les moments difficiles et ma complice dans les moments joyeux. Que Dieu la guide dans sa vie. Merci pour tout ce qu'elle fait, je l'aime infiniment.

À ma douce petite sœur « Aya Houssna » mon Pokemon, elle est mon rayon de soleil, toujours là pour illuminer mes journées avec son sourire. Merci pour ces moments de bonheur

À mes chères petites sœurs « Lamise Romaisa » aux yeux dorés comme des trésors précieux, et « Ritedje Rahmouna » la lumière qui illumine notre famille.

À ma grand-mère « Rahmouna », Elle a toujours été là pour moi, me soutenant et m'encourageant. Que Dieu la protège pour nous tous.

À mes amies « Meriem ahmed » et « chaimaa hirech » Leur soutien et leur amitié sont constants. Leurs rires illuminent mes journées et leur présence me reconforte. Merci pour tous ces moments partagés.

À mon binôme et amie « Nabila » Merci pour cette belle aventure pendant notre mémoire de fin d'études. Pendant ces Cinq ans à l'université, tu as été bien plus qu'une partenaire d'étude, tu as été une amie précieuse. Merci pour ta confiance, ta collaboration, et surtout pour ton amitié.

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

BENHAMADA Ferial Mamette

Dédicace 02

Je souhaite exprimer ma profonde et sincère gratitude envers le Tout-Puissant. Grâce à Sa miséricorde infinie et à Sa sagesse, j'ai pu mener à bien ce travail.

Je dédie humblement ce mémoire à mes chers parents, « Bensalem » et « Fatima », qui ont toujours été là pour moi, m'entourant de leur amour inconditionnel et de leur soutien indéfectible. Merci d'avoir cru en moi, de m'avoir encouragé à poursuivre mes rêves et de m'avoir inculqué les valeurs qui font de moi la personne que je suis aujourd'hui. Votre dévouement, vos sacrifices et votre sagesse ont été une source inépuisable de motivation et de réconfort tout au long de mon parcours. Je vous serai éternellement reconnaissant pour tout ce que vous avez fait pour moi.

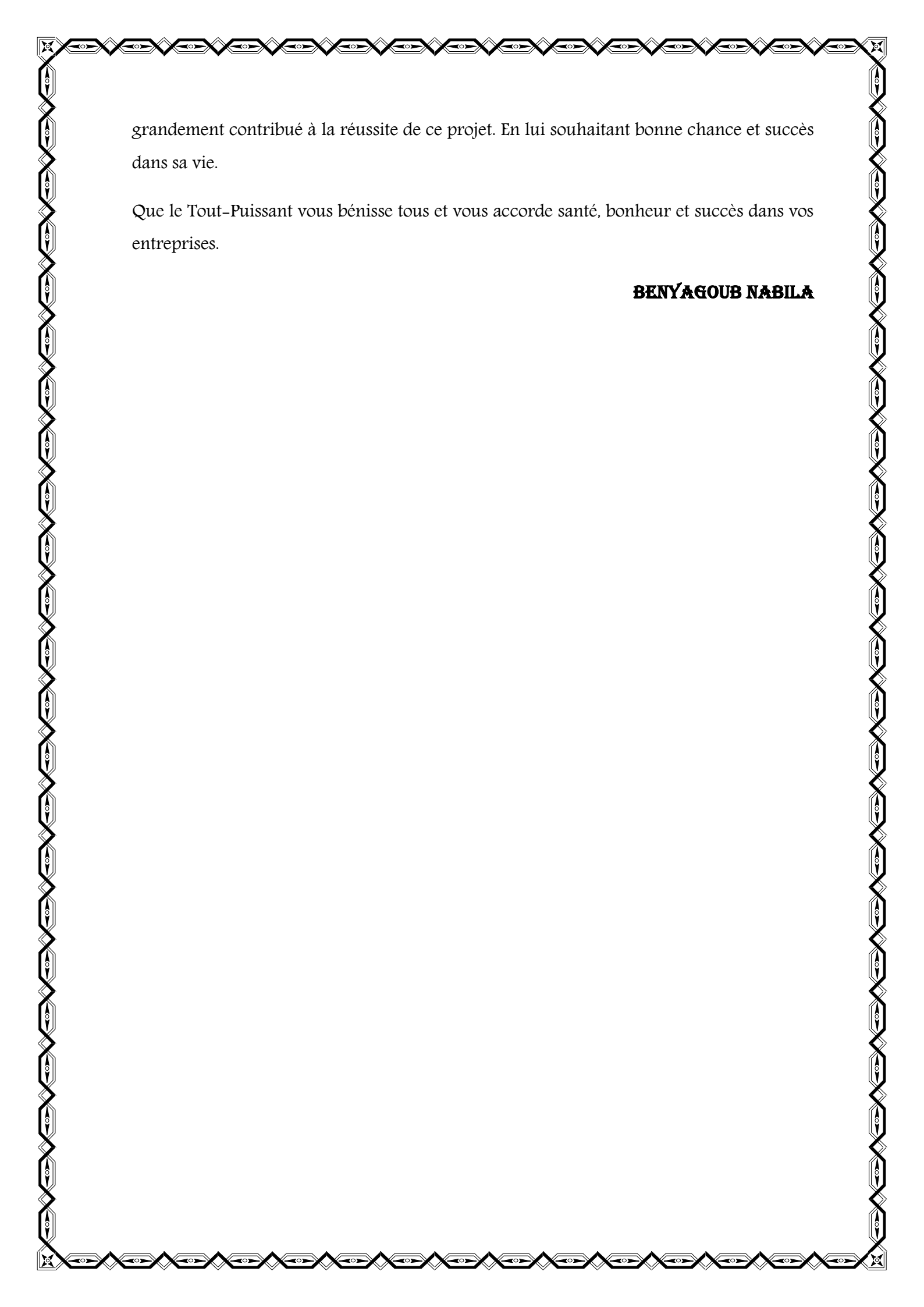
À mes frères bien-aimés, « Islem » et « Ilyess » je souhaite exprimer ma profonde affection et ma gratitude. Merci d'avoir été mes plus fidèles compagnons, mes plus grands supporteurs et mes meilleurs amis. Je prie pour que vous connaissiez le succès et l'épanouissement, tant sur le plan académique que personnel. Pussions-nous toujours rester unis et solidaires.

À ma grand-mère adorée, je souhaite la santé et une longévité bénie. Votre amour inconditionnel et vos bénédictions ont été un pilier essentiel dans ma vie.

À mes cousins et cousines bien-aimés, ainsi qu'à tous mes amis sans exception, je vous exprime ma sincère affection et ma gratitude.

Enfin, à ma chère amie et binôme « Ferial » je voudrais exprimer ma profonde reconnaissance et mon affection. Merci d'avoir été à mes côtés, de m'avoir épaulé et soutenu avec patience et compréhension tout au long de la réalisation de ce mémoire. Votre présence en tant que binôme a été un pilier essentiel de motivation et de réussite. Je suis sincèrement reconnaissant pour notre amitié et je prie pour qu'elle perdure et prospère, insha'Allah. Pussions-nous toujours rester unis et solidaires, quoi que l'avenir nous réserve.

À tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail, je vous exprime ma sincère gratitude. Votre soutien et votre aide ont été précieux et ont



grandement contribué à la réussite de ce projet. En lui souhaitant bonne chance et succès dans sa vie.

Que le Tout-Puissant vous bénisse tous et vous accorde santé, bonheur et succès dans vos entreprises.

BENYAGOUR NABILA

ملخص

على مر السنين، تعرضت العديد من البلدان لزلزلات كبرى، مما أدى إلى خسائر بشرية كبيرة وأضرار مادية جسيمة. وقد دفعت هذه الكوارث المتخصصين في الهندسة الزلزالية إلى تصميم استراتيجيات لتقليل المخاطر الزلزالية والتخفيف من عواقب الزلازل. نظرًا لتعقيد التنبؤ بسلوك الهياكل الديناميكي بطريقة تحليلية، اضطرروا إلى وضع طرق تجريبية للتحقق من حساباتهم. في هذه الدراسة، نفحص تأثير الزلازل على الهياكل ونستكشف الحلول التي تقدمها الهندسة الزلزالية.

نبرز استخدام الطاولات الاهتزازية لمحاكاة الاهتزازات الزلزالية. من خلال الطاولة الاهتزازية في مختبر RISAM، تم إجراء حملة تجريبية على نموذج من الفولاذ بثلاث درجات من الحرية في جامعة تلمسان. على مستوى النهج التحليلي، تم إثبات أهمية الجمع بين الطريقة الزمنية النمطية وطريقة الجذر التربيعي لمجموع المربعات (SRSS) لدراسة الاستجابة الزمنية القصوى للنموذج. كما استخدمنا طرقًا رقمية باستخدام برنامج SAP2000، مثل طريقة التراكم النمطي وطريقة التكامل المباشر. سيتم التحقق من هذه النتائج من خلال تجارب تجريبية تساهم في تقييم السلوك الاهتزازي الحقيقي للهياكل.

تحديد معاملات الديناميكا للهياكل يتطلب تحديد التخميد وفترات الاهتزاز المخمدة تجريبياً. يتم تقدير التخميد تجريبياً باستخدام طريقة الانخفاض اللوغاريتمي وطريقة نصف القدرة. تم مقارنة ومناقشة نتائج هاتين الطريقتين. وقد تبين أن الفترات الذاتية المقدره تجريبياً تتوافق تمامًا مع تلك التي تم الحصول عليها تحليلياً.

الكلمات المفتاحية: طاولة اهتزازية، تخميد، فترة مخمدة، نهج تحليلي، SAP2000، نموذج من الفولاذ.

Résumé

Au cours des années, de nombreux pays ont subi des séismes majeurs, entraînant des pertes humaines considérables et des dégâts matériels importants. Ces catastrophes ont incité les spécialistes en génie parasismique à concevoir des stratégies pour diminuer le risque sismique et atténuer les conséquences des tremblements de terre. En raison de la complexité à prédire de manière analytique le comportement dynamique des structures, ils ont dû mettre en place des méthodes expérimentales pour valider leurs calculs. Dans cette étude, nous examinons l'impact des séismes sur les structures et explorons les solutions offertes par le génie parasismique.

Nous mettons en lumière l'utilisation des tables vibrantes pour simuler les vibrations sismiques. À travers la table vibrante du laboratoire RISAM, une campagne expérimentale sur un spécimen en acier à trois degrés de liberté, est menée à l'université de Tlemcen.

Au niveau de l'approche analytique, il a été démontré l'importance de combiner la méthode modale temporel et la méthode de la racine carrée de la somme des carrés (SRSS) pour étudier la réponse temporelle maximale du spécimen. Nous avons également utilisé des méthodes numériques à l'aide du logiciel SAP2000, telles que la méthode de la superposition modale et la méthode d'intégration directe. Ces résultats seront validés par des essais expérimentaux, qui contribuent à évaluer le comportement vibratoire réel des structures.

L'identification des paramètres dynamiques des structures passe par la détermination expérimentale de l'amortissement et les périodes propres amorties. L'estimation expérimentale de l'amortissement est établie en utilisant la méthode de décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance. Les résultats de ces deux méthodes ont été comparés et discutés. Il a été constaté que les périodes propres estimés expérimentalement sont en parfaite concordance avec celles issus analytiquement.

Mots clés : Table vibrante, Amortissement, Période amortie, Approche analytique, SAP2000, Spécimen en acier.

Abstract

Over the years, many countries have experienced major earthquakes, leading to considerable human losses and significant material damage. These disasters have prompted seismic engineering specialists to devise strategies to reduce seismic risk and mitigate the consequences of earthquakes. Due to the complexity of analytically predicting the dynamic behavior of structures, they have to implement experimental methods to validate their calculations. In this study, we examine the impact of earthquakes on structures and explore the solutions offered by seismic engineering.

We highlight the use of shaking tables to simulate seismic vibrations. Through the shaking table at the RISAM laboratory, an experimental campaign on a three-degree-of-freedom steel specimen was conducted at the university of Tlemcen.

From an analytical approach, the importance of combining the temporal modal method and the square root of the sum of the squares (SRSS) method to study the maximum temporal response of the specimen was demonstrated. We also used numerical methods with the SAP2000 FE software, such as the modal superposition method and the direct integration method. These results will be validated by experimental tests, which help evaluate the actual vibratory behavior of structures.

The identification of the dynamic parameters of structures involves the experimental determination of damping and damped natural periods. The experimental estimation of damping is established using the logarithmic decrement method and the half-power method. The results of these two methods were compared and discussed. It was found that the experimentally estimated natural periods perfectly match those obtained analytically.

Keywords: Shaking table, Damping, Damped period, Analytical approach, SAP2000, Steel specimen.

Table des matières

Introduction Générale.....	1
1 Introduction Générale.....	2
Chapitre 01 :Revue Bibliographique,Analyse de Fréquence et Amortissement et Loi de Similitude.....	6
1 Introduction	7
2 Étude des Structures Parasismiques avec Tables Vibrantes.....	7
3 Analyse de Fréquence et Amortissement	16
3.1 Amortissement : Origine Physique et Modélisation	17
3.2 Amortissement et fréquence : Détection d'endommagement	24
4 Loi de similitude.....	31
4.1 Introduction.....	31
4.2 Historique.....	32
4.3 Domaine d'application en Génie Civil	32
4.4 Modèles et simulations	33
4.4.1 Du modèle à la simulation	33
4.4.2 Réalisation du modèle	34
4.4.3 Analyse dimensionnelle.....	34
4.4.3.1 Le théorème de Vaschy-Buckingham (Théorème π).....	34
4.4.3.2 Similitude dimensionnelle	35
4.4.3.3 Première propriété de la similitude et notation de Mandel	36
4.4.3.4 Deuxième propriété et similitude complète	37
4.4.3.5 Similitude restreinte et effet d'échelle.....	37
4.4.3.6 Les conditions de similitude	37
4.4.3.7 Lois de Cauchy et Froude	38

4.5	Méthode de conception de relations de similarité : (essais sur table vibrante)	39
4.	Conclusion.....	42
Chapitre 02 : Généralités sur les tables vibrantes		43
1	Introduction	44
2	Historique de développement des tables vibrantes.....	44
2.1	Table vibrant avec un mouvement oscillatoire simple	46
2.2	Table vibrante utilisant un pendule et des ressorts (table type Jacosben)	47
2.3	Table vibrante utilisant des vérins hydraulique (naissance de la table vibrante moderne).....	52
2.3.1	L'invention de A.C. RUGE	52
2.3.2	La table supportée par la pression d'eau à JASSY, ROUMANIE	53
2.3.3	La table vibrante uni-axiale de l'université de l'ILLINOIS, URBANA	54
2.3.4	La table vibrante de PENZIEN et REA de (30,5 × 30,5) m ²	55
3	Les tables vibrantes opérationnelles dans le monde.....	55
4	Les tables vibrantes en Algérie.....	57
4.1	La table vibrante de Chlef	57
4.1.1	Caractéristiques générales de la table vibrante.....	57
4.1.1.1	Systèmes mécaniques	57
4.1.1.2	Systèmes hydrauliques.....	58
4.1.1.3	Le système de contrôle et d'acquisition.....	59
4.2	La table vibrante du laboratoire de génie parasismique (CGS).....	60
4.2.1	Description du laboratoire	60
4.2.2	Dispositif de la dalle d'essai et mur de réaction	61
4.2.2.1	Solide Plancher	62
4.2.2.2	Mur de Réaction.....	62
4.2.2.3	Vérins Hydrauliques	62

4.2.2.4	Contrôleur MTS FlexTest™GT	63
4.2.3	Installation de la table vibrante.....	63
4.2.3.1	Paramètres techniques.....	64
4.2.3.2	Contrôleur et logiciel	65
4.2.4	Autres équipements	66
4.2.4.1	Alimentation hydraulique	66
4.2.4.2	Système d'acquisition des données.....	67
4.2.4.3	Ponts roulants.....	67
5	Description de la table sismique de RISAM	68
5.1	Composantes du système de la table vibrante de RISAM.....	70
5.1.1	Partie mécanique.....	72
5.1.1.1	Masse de réaction.....	72
5.1.1.2	Caisson ou plate-forme	73
5.1.2	Partie hydraulique.....	74
5.1.2.1	Le groupe hydraulique HPU	74
5.1.2.2	Le service hydraulique collecteur HSM	77
5.1.3	Partie électronique	78
5.1.3.1	Contrôleur numérique MTS 793.....	79
5.1.4	Système d'acquisition des données	81
6	Conclusion.....	81
	Chapitre 03 :Formulation de Base de L'approche Analytique	84
	Formulation de base de l'approche analytique.....	84
1	Introduction	85
2	Analyse modale	85
3	Base modale.....	87
4	Partie 01 : Système à un degré de liberté.....	88

4.1	Equations De L'équilibre Dynamique	88
4.1.1	Méthode Directe	88
4.1.2	Formulation Réduite De L'équation D'équilibre.....	89
4.1.3	Vibrations Libres	90
4.1.3.1	Système Non Amorti $\xi = 0$	91
4.1.3.2	Système à Amortissement Sous-Critique	92
4.1.4	Vibrations Forcées	94
4.1.4.1	Sollicitation Harmonique	95
5	Partie 02 : Système a plusieurs degrés de liberté.....	98
5.1	Formulation des équations de mouvements des systèmes à plusieurs degrés de liberté (SPDDL).....	98
5.1.1	Approche générale pour les systèmes linéaires.	99
5.1.2	Développement des caractéristiques des matrices d'une structure	101
5.1.2.1	Développement de la matrice K	101
5.1.2.2	Structure de la matrice masse	102
5.1.2.3	Caractéristiques d'amortissement.....	102
5.2	Vibrations libres des SPDDL non amorties.....	103
5.2.1	Détermination des pulsations et modes propres de vibrations	104
5.2.1.1	Les pulsations propres	105
5.2.1.2	Les modes propres	105
5.2.2	Propriété d'orthogonalité des modes propres.....	106
5.3	Vibrations forcées des systèmes à plusieurs degrés de liberté	108
5.3.1	Méthode de superposition modale.....	108
5.3.1.1	Principe de la méthode.....	108
5.3.1.2	Découplage des équations de mouvement : Cas des vibrations forcées non amorties	109
5.3.1.3	Réponse totale maximale	110

5.3.1.4	Choix du nombre de modes	111
6	Conclusion.....	112
	Chapitre 04 :Etude Analytique et Expérimetale du Comportement Dynamique du Spécimen.....	113
1	Introduction	114
1.1	Objectif des essais expérimentaux.....	115
1.2	Présentation du modèle réduit	116
1.2.1	Caractéristiques géométriques.....	116
1.2.2	Estimation de la masse en mouvement du spécimen.....	123
1.2.3	Calcul de la rigidité du spécimen	125
1.3	Analyse analytique du Spécimen.....	126
1.3.1	Matrice rigidité [K].....	127
1.3.2	Matrice masse [M].....	128
1.3.3	Analyse modale	129
1.3.3.1	La pulsations, périodes et fréquences propres	129
1.3.3.2	Détermination des modes propres.....	130
1.3.4	Calcul des déplacements et accélérations maximaux	131
1.4	Analyse expérimentale du spécimen par la table vibrante de RISAM.....	137
1.4.1	Déroulement des manipulations expérimentales	137
1.4.2	Mode opératoire.....	138
1.5	Conclusion.....	145
	Chapitre 05 :Simulation Numérique et Analyse Comparative	147
1	Introduction	148
1.1	Approche numérique :	148
1.1.1	Modélisation numérique du spécimen.....	148
1.1.2	Processus d'analyse et d'extraction des résultats pertinents avec SAP2000	150

1.1.2.1	Modes propres et leurs périodes et fréquences	151
1.1.2.2	Détermination des déplacements et accélérations.....	151
1.1.2.3	La participation massique modale	159
1.2	Analyse comparative	159
1.3	Conclusion.....	165
Chapitre 06 :Evaluation Expérimentale de L'amortissement.....		167
1	Introduction	168
2	La force d'amortissement	168
3	Mesure de l'amortissement	171
3.1	Méthode du décrétement logarithmique.....	172
3.1.1	Décroissance du mouvement.....	172
3.1.2	Estimation expérimentale de l'amortissement par décrétement logarithmique et présentation des résultats	174
3.1.3	Interprétation des résultats.....	193
3.2	Méthode demi-puissance (bande passante)	195
3.2.1	Explication de la méthode	195
3.2.2	Détermination de l'amortissement pour un spécimen à 3 DDL par la méthode de demi-puissance.....	198
3.3	Comparaison des amortissements obtenus par la méthode de décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance.....	202
4	Conclusion	203
	Conclusion Générale.....	204

Liste des figures

Chapitre 01 :

Figure 1.1 : Aspect journalier du bruit de fond au sommet d'hôtel de ville de Grenoble, en mai 2009 composante longitudinale.

Figure 1.2 : Evolution de l'amortissement visqueux équivalent en fonction du temps : une droite parallèle à l'axe du temps correspond à l'amortissement de Coulomb $n = 0$. Une forme sinusoïdale correspond à l'amortissement visqueux $n = 1$. Pour $n = \infty$, la courbe devient une droite perpendiculaire à l'axe du temps.

Figure 1.3 : Evolution de l'amortissement en fonction de la fréquence.

Figure 1.4 : Evolution de l'amortissement en fonction du période de vibration.

(a) construction en acier ; (b) construction en béton arme et mixte acier béton arme.

Figure 1.5 : l'amortissement en fonction de la fréquence pour des bâtiments à Grenoble. Comparaison avec l'expression de Satake ξ_{sa} et celles de logomarsino ξ_{la} et Dunand ξ_{est} .

Figure 1.6 : Fréquences fondamentales Est-ouest (tirets) et Nord-sud (tirets pointillés) de la bibliothèque de Millikan, Californie, entre 1967 et 2004. Les mesures de fréquences pendant les événements sismiques sont en cercles avec les pics en accélération au niveau du dernier étage.

Figure 1.7 : Signaux et spectrogrammes (par réallocation pseudo-Wigner-Ville) du séisme de San Fernando, enregistrés en haut la bibliothèque de Millikan : Composante Est-ouest (haut), Composante Nord-sud (bas).

Figure 1.8 : Spectrogramme de la fréquence fondamentale Est-ouest de Millikan Library, Californie, sur 2.5 ans d'enregistrement de bruit de fond. Comparaison avec la température, le vent et la pluie.

Figure 1.9 : Facteur d'échelle suivant la notation de Mandel.

Chapitre 02 :

Figure 2.1: Table vibrante de Milne–Omori (1890).

Figure 2.2: La table vibrante conçue et utilisée par F.J.Rogers.

Figure 2.3: Table vibrante de Jacobsen. **(a)** Schéma descriptif et **(b)** Photo du dispositif.

Figure 2.4: Tracé théorique de deux types d'inputs utilisés dans la table vibrante de Jacobsen.

Figure 2.5 : Détails de la table de Jacobsen.**(a)** la roue asymétrique, **(b)** le pendule et **(c)** le tambour d'enregistrement.

Figure 2.6 : La table du type Jacobsen d'Oberti.

Figure 2.7: Schéma de la table utilisée par Clough et Pirtz pour tester les modèles de barrages.

Figure 2. 8 : Schéma de la table vibrante de Ruge.

Figure 2.9 : Photo de la table en opération.

Figure 2.10 : Table vibrante de Jassy, Roumanie (1968) ; **(a)** vue en plan de la table montrant 8 des 16 compartiments (12) et **(b)** coupe transversale qui montre la conduite d'eau (9) et la grille en mousse de polystyrène (11).

Figure 2.11 : Schéma de la table vibrante de l'université d'Illinois.

Figure 2.12: Vue globale du système de vibration.

Figure 2.13 : Schéma descriptif du système de vibration.

Figure 2.14 : Vues globales du laboratoire.

Figure 2.15: Niveau du rez-de-chaussée du laboratoire.

Figure 2.16 : Dispositif d'essai pseudo-dynamique.

Figure 2.17 : Vue sur dalle d'essais du CGS.

Figure 2.18 : Vérins hydrauliques du système d'essai de structure.

Figure 2.19 : Composants de la table vibrante CGS et plateau.

Figure 2.20 : Vue de l'alimentation hydraulique et des systèmes de refroidissement.

(a) Pompes hydrauliques, (b) Réservoir d'huile et système de refroidissement d'huile,

(c) Tours du système de refroidissement à l'eau.

Figure 2.21 : Vue sur le pont roulant du laboratoire du CGS.

Figure 2.22 : Vue extérieure du laboratoire.

Figure 2.23 : Vue intérieure principale du laboratoire.

Figure 2.24 : La plate-forme métallique.

Figure 2.25 : Table vibrante uni-axial.

Figure 2.26 : Assemblage mécanique des éléments des tables uni-axiaux.

Figure 2.27 : Massif de réaction de la table vibrante de RISAM.

Figure 2.28 : Massif de réaction en pendant la réalisation.

Figure 2.29 : Caisson de la table vibrante de RISAM.

Figure 2.30 : Centrale hydraulique (HPU) de la table de RISAM.

Figure 2.31 : Vue intérieure de HPU.

Figure 2.32 : Fonctionnement de HPU manuellement ou à distance.

Figure 2.33 : Servovalve de la table vibrante de RISAM.

Figure 2.34 : Les composants de HPU et leurs emplacements.

Figure 2.35 : HSM de la table vibrante.

Figure 2.36 : Les principaux composants de HSM.

Figure 2.37 : Le système électronique.

Figure 2.38 : Fenêtre principale de l'application Station Builder.

Figure 2.39 : Fenêtre principale de Station Manager.

Chapitre 03

Figure 3.1 : Forces appliquées à l'oscillateur.

Figure 3.2 : Vibration libre d'un système non amorti.

Figure 3.3 : Vibration libre d'un système à amortissement sous critique.

Figure 3.4 : Influence de l'amortissement sur la vibration libre d'un système sous-amorti.

Figure 3.5 : Variation de la pulsation propre amortie en fonction de ζ .

Figure 3.6 : Réponse de l'oscillateur soumis à une sollicitation harmonique.

Figure 3.7 : Facteur d'amplification dynamique.

Figure 3.8 : Phase de la réponse stationnaire.

Chapitre 04

Figure 4.1 : Schéma de Positionnement des Éléments du Spécimen.

Figure 4.2 : Vue de Face du Spécimen.

Figure 4.3 : Vue de Côté du Spécimen.

Figure 4.4 : Pied à coulisse.

Figure 4.5 : Plaque en acier de fixation du spécimen.

Figure 4.6 : Présentation de tête écrou du boulon.

Figure 4.7 : Photo de l'échantillon.

Figure 4.8 : Modèle simplifié avec système de brochette à 3DDL du spécimen.

Figure 4.9 : Démarche de calcul de la matrice [K] par la méthode directe.

Figure 4.10 : Les modes propres du spécimen.

Figure 4.11 : Interface du MTS793 (Exemple de Valeurs imposés).

Figure 4.12 : Position de l'accéléromètre sur la table vibrante.

Figure 4.13 : Variation des accélérations mesurées par accéléromètre intégré et accéléromètre externe.

Figure 4.14 : Variation de déplacement imposé et déplacement de la table.

Figure 4.15 : Emplacement de l'accéléromètre au 1^{er} niveau.

Figure 4.16 : Variation de l'accélération mesurée du 1^{er} niveau et l'accélération de la table.

Figure 4.17 : Emplacement de l'accéléromètre au 2^{ème} niveau.

Figure 4.18 : Variation de l'accélération mesurée du 2^{ème} niveau et l'accélération de la table.

Figure 4.19 : Emplacement de l'accéléromètre au 3^{ème} niveau.

Figure 4.20: Variation de l'accélération mesurée du 3^{ème} niveau et l'accélération de la table.

Chapitre 05

Figure 5.1 : Modèle numérique du spécimen établi par SAP2000.

Figure 5.2 : Modes propres obtenu à travers le modèle numérique.

Figure 5.3 : Période et Fréquence propre obtenu à partir du modèle numérique.

Figure 5.4 : Configuration des paramètres de l'histoire temporelle dans SAP2000.

Figure 5.5 : Cas d'analyse sous déplacement harmonique par intégration directe.

Figure 5.6 : Taux d'amortissement imposé.

Figure 5.7 : Variation temporelle de déplacement du 1^{er} niveau obtenue par SAP2000.

Figure 5.8 : Variation temporelle du déplacement du 2^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

Figure 5.9 : Variation temporelle du déplacement du 3^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

Figure 5.10 : Variation temporelle de l'accélération du 1^{er} niveau obtenue par SAP2000.

Figure 5.11 : Variation temporelle de l'accélération du 2^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

Figure 5.12 : Variation temporelle de l'accélération du 3^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

Figure 5.13 : Participation massique modal.

Figure 5.14 : Comparaison des accélérations calculées au premier niveau utilisant 3 approches différentes et leurs écarts en pourcentage.

Figure 5.15 : Comparaison des accélérations calculées au deuxième niveau utilisant 3 approches différentes et leurs écarts en pourcentage.

Figure 5.16 : Comparaison des accélérations calculées au troisième niveau utilisant 3 approches différentes et leurs écarts en pourcentage.

Figure 5.17 : Comparaison des méthodes d'analyse dynamique : accélération aux trois niveaux du spécimen.

Chapitre 06

Figure 6.1 : Schéma d'un Amortisseur Visqueux Linéaire sous une Force Externe.

Figure 6.2 : Boucle d'Hystérésis Force-Déformation et Dissipation d'Énergie Inélastique.

Figure 6.3 : Variation des pics successifs.

Figure 6.4 : Relations exactes et approximatives entre le décrétement logarithmique et le taux d'amortissement. Essais de vibration libre.

Figure 6.5 : Enregistrement d'accélération d'un système vibrant librement.

Figure 6.6 : Exemple de Valeurs imposés en vibration harmonique.

Figure 6.7 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai01).

Figure 6.8 : Exemple d'annulation de fréquence qui entraîne les vibrations libres.

Figure 6.9 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 01).

Figure 6.10 : Variation de l'accélération en vibrations libres (Test 01).

Figure 6.11 : Variation de l'accélération en vibrations libres (Test 02).

Figure 6.12 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 02).

Figure 6.13 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 02).

Figure 6.14 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

Figure 6.15 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

Figure 6.16 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 03).

Figure 6.17 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 03).

Figure 6.18 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

Figure 6.19: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

Figure 6.20 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 04).

Figure 6.21 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 04).

Figure 6.22: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

Figure 6.23: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

Figure 6.24 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 03).

Figure 6.25 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 05).

Figure 6.26 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 05).

Figure 6.27: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

Figure 6.28: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

Figure 6.29 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 03).

Figure 6.30 : Comparaison des amortissements obtenus par la méthode des décrets logarithmiques pour les cinq essais.

Figure 6.31 : Courbe de réponse en fréquence pour un système modérément amorti.

Figure 6.32 : Réponse en Fréquence du spécimen au bruit blanc.

Figure 6.33 : La réponse en fréquence pour déterminer le taux d'amortissement pour le premier mode.

Figure 6.34 : La réponse en fréquence pour déterminer le taux d'amortissement pour le deuxième mode.

Figure 6.35 : La réponse en fréquence pour déterminer le taux d'amortissement pour le troisième mode.

Liste des tableaux

Chapitre 01 :

Tableau 1.1 : Facteurs d'échelle entre prototype et modèle.

Chapitre 02 :

Tableau 2.1: Caractéristiques des tables vibrantes opérationnelles dans le monde.

Tableau 2.2: Capacités des actionneurs.

Tableau 2.3 : Caractéristiques principales de la table vibrante de CGS.

Tableau 2.4 : Caractéristiques principales de la table vibrante de laboratoire RISAM.

Chapitre 04 :

Tableau 4.1: Caractéristiques géométriques et le volume de chaque poteau.

Tableau 4.2 : Caractéristiques géométriques et le volume de chaque plancher et masse supplémentaire.

Tableau 4.3: Caractéristiques géométriques et le volume de chaque plaque de renfort.

Tableau 4.4: Caractéristiques géométriques et le volume de chaque tête écrou du boulon.

Tableau 4.5: Les dimensions et la masse volumique de l'échantillon.

Tableau 4.6 : Les masses estimées pour chaque niveau.

Tableau 4.7 : Les caractéristiques de calcul de la rigidité équivalent de chaque niveau.

Tableau 4.8: Caractéristiques dynamiques propres du spécimen.

Tableau 4.9 : Paramètres de calcul des $q_j(t)$.

Tableau 4.10 : Résultats Analytiques des Déplacements et Accélérations Maximaux.

Tableau 4.11 : Présentation des résultats expérimentaux en accélération.

Chapitre 05 :

Tableau 5.1: Déplacement et accélérations maximums obtenus par SAP2000.

Tableau 5.2 : Comparaison des résultats analytique et numérique en pourcentage par rapport à l'approche expérimentale.

Tableau 5.3 : Comparaison des Résultats de participation massique (approche analytique et numérique).

Chapitre 06 :

Tableau 6.1 : Variation de la Fréquence et de l'Amplitude de l'Excitation lors des 5 Essais.

Tableau 6.2 : Calcul des caractéristiques dynamiques obtenu lors de l'essai 01.

Tableau 6.3 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 02.

Tableau 6.4 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 03.

Tableau 6.5 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 04.

Tableau 6.6 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 05.

Tableau 6.7 : Résumé des caractéristiques dynamiques identifiés par la méthode du décrétement logarithmique pour chaque essai

Tableau 6.8 : Résultats de calcul d'amortissement pour chaque mode par la méthode de demi puissance.

Notation

f_s : Vecteur des forces de rigidité.

f_i : Vecteur des forces d'inertie.

f_D : Vecteur des forces d'amortissement.

$P(t)$: Vecteur des forces extérieures.

M : Matrice masse.

K : Matrice de rigidité.

C : Matrice d'amortissement.

\ddot{u} : Vecteur accélération.

\dot{u} : Vecteur vitesse.

u : Vecteur déplacement.

ξ_i : Amortissement modale correspondant au mode i .

ω_i : Pulsation propre du mode i .

f_i : Fréquence propre du mode i .

Δ : Vecteur des coefficients d'influence du déplacement du support sur le DDL

\bar{f} : La fréquence de la sollicitation.

θ : Angle de déphasage (rotation).

ω_D : Pulsation propre amortie du mode i .

δ : Décrément logarithmique.

SPDDL : Système à plusieurs degrés de liberté.

SSDDL : Système à un seul degré de liberté.

λ : Rapport des fréquences relatif au mode i .

u_{g0} : Amplitude de sollicitation

β_j : Le rapport des fréquences.

ω : La pulsation de la sollicitation

D_j : Coefficient d'amplification dynamique.

F_{Ii} : Force d'inertie en DDL i .

F_{Di} : Force d'amortissement en DDL i .

F_{Si} : Force de rigidité en DDL i .

$P_i(t)$: Force extérieure appliquée au DDL i .

k_{ij} : Coefficient d'influence de la matrice de rigidité.

C_{ij} : Coefficient d'influence de la matrice d'amortissement.

m_{ij} : Coefficient d'influence de la matrice masse.

u_g : Déplacement du support.

u_t : Déplacement total.

$P_{eff}(t)$: Vecteur des forces effectives relatives au déplacement de support.

T_i : Période propre du mode i .

\bar{T} : La période de la sollicitation.

C_c : L'amortissement critique.

ϕ_i : Mode propre i .

M_T : Masse totale.

m_j^* : Masse modale.

T_D : La période amortie.

$q_i(t)$: Déplacement en coordonnées modales relatif au mode i .

\mathbf{K}_{eq} : Rigidité équivalente de chaque niveau.

$\mathbf{u}(t)^{(i)}$: Vecteur déplacement en coordonnées modales.

P_j^* : Force généralisée.

K_j^* : Rigidité généralisée.

M_j^* : Masse généralisée.

R_{max} : Réponse maximale.

R_i : Réponse maximale au mode i .

$K_{(i)}$: Rigidité d'un poteau du i niveau.

E : Module de Young.

I : Moment d'inertie.

H : Hauteur du poteau.

b : Largeur du poteau.

h : Epaisseur du poteau.

β_{peak} : Le pic de fréquence.

ρ_0 : Le déplacement statique.

ρ_{max} : L'amplitude de réponse maximale.

P_{avg} : Le taux moyen de la dissipation d'Énergie.

ρ_{β_n} : La puissance moyen absorbée aux rapports de fréquence β_n .

$SRSS$: La racine carrée de la somme des carrés.

N : Nombre de degrés de liberté

N_{mn} : Nombre de modes nécessaire.

Introduction Générale

1 Introduction Générale

Un tremblement de terre est une secousse soudaine et rapide au niveau de la surface de la terre, causée par le mouvement des plaques tectoniques sous la croûte terrestre. Ces phénomènes naturels redoutables peuvent causer des destructions massives sur les structures et infrastructures, exerçant des forces dynamiques sur les bâtiments, ponts, barrages et autres constructions, entraînant des déformations, des ruptures structurelles et des effondrements. Chaque séisme majeur apporte son lot de destruction, interpellant les autorités, la communauté scientifique et les professionnels du génie civil. Comprendre le phénomène du tremblement de terre est donc crucial pour minimiser leurs impacts destructeurs, surtout dans les zones densément peuplées, et il devient impératif de penser à la prévention ou réduction des dommages causés par ces catastrophes naturelles.

En génie parasismique, les études expérimentales conduisant à l'observation et à la mesure des performances des structures sous excitations sismiques sont une condition fondamentale pour progresser dans la conception parasismique. Depuis les années 1970, le domaine du génie parasismique a connu des avancées significatives, notamment grâce au développement de techniques de calcul sur support informatique plus puissantes. Le besoin de valider les méthodes analytiques par l'expérimentation a conduit les chercheurs en génie parasismique à concevoir des outils et des dispositifs d'essai performants, donnant ainsi naissance à des simulateurs de séisme ou tables vibrantes capables de générer des excitations sismiques artificielles ou de reproduire des accélérogrammes sismiques tout en optant pour des modèles réduits appelée aussi spécimen.

Au cœur des recherches en génie parasismique, se trouve l'utilisation essentielle de la table vibrante, un équipement de laboratoire crucial pour simuler les effets des vibrations sismiques sur les structures. Cet outil permet de reproduire de manière contrôlée les conditions des séismes, offrant ainsi la possibilité d'étudier les réponses dynamiques des matériaux et des systèmes structurels. Cette méthode expérimentale est indispensable pour évaluer et améliorer la résistance des structures aux séismes, contribuant ainsi à la sécurité et à la fiabilité des ouvrages. En effet, les observations post-séismes et les simulations numériques ne suffisent pas à identifier avec suffisamment de précision et de réalisme le comportement dynamique des structures face aux excitations sismiques. En raison de la

complexité des phénomènes en jeu, des approches expérimentales complémentaires sont nécessaires pour comprendre de manière détaillée les interactions et les réponses structurelles lors des séismes. La table vibrante joue donc un rôle clé dans la bonne compréhension du comportement dynamique réel des structures soumises à chargement sismique.

Dans ce mémoire, nous nous concentrons sur l'étude des paramètres dynamiques des structures en génie civil. A cet effet, un spécimen en acier à trois degrés de liberté a été élaboré et utilisé pour les différents essais expérimentaux.

La campagne expérimentale s'est déroulée en utilisant la table vibrante uni axiale du laboratoire de recherche RISAM de l'université de Tlemcen. Nous examinons en détail les différentes étapes et protocoles d'utilisation de cette table vibrante pour l'identification des paramètres dynamiques en particulier l'amortissement et les périodes amorties. Cela comprend la préparation minutieuse des essais, la sélection judicieuse des capteurs de vibration et l'analyse rigoureuse des résultats obtenus. En suivant une structure méthodique, nous veillons à ce que chaque partie de ce mémoire corresponde aux objectifs fixés, assurant ainsi clarté et cohérence tout au long de notre étude.

En matière d'analyse structurale, il a été démontré que la combinaison de la méthode modale temporelle et de la méthode de la racine carrée de la somme des carrés est essentielle pour étudier la réponse temporelle maximale d'un spécimen. Nous avons également utilisé des méthodes numériques telles que la méthode de superposition modale et la méthode d'intégration directe en utilisant le logiciel SAP2000. Ces résultats seront ensuite validés par des essais expérimentaux, ce qui permettra d'évaluer de manière précise le comportement vibratoire réel des structures étudiées.

L'amortissement du spécimen en acier est calculé en adoptant deux méthodes. La méthode de décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance ont été adoptées pour l'estimation de l'amortissement du spécimen. En premier lieu, un signal harmonique est appliqué au spécimen à travers la table vibrante. Ensuite, le signal harmonique est annulé afin d'imposer des vibrations libres. Ainsi, l'amortissement du spécimen peut être calculé en utilisant les résultats obtenus en vibrations libres.

Afin d'utiliser la seconde méthode celle de demi-puissance, un signal en bruit blanc de faible intensité est appliqué au spécimen afin déblayer l'ensemble des fréquences. Un signal en accélération est enregistré et transformé du domaine temporel au domaine fréquentiel. Sur la base de ce signal résultant, la méthode de demi-puissance est appliquée. Il en résulte le taux d'amortissement déduit à partir de cette méthode. Les résultats de deux méthodes sont comparés et discutés.

Le contenu de ce mémoire est réparti en six chapitres :

L'introduction générale : Elle présente le contexte général du mémoire, les motivations et les objectifs du présent travail.

Le premier chapitre : Dans ce chapitre, nous allons explorer une revue bibliographique sur divers aspects de domaine, notamment l'utilisation des tables vibrantes, l'amortissement et la fréquence, ainsi que les lois de similitude entre maquette et prototype. La première partie se concentre sur les tables vibrantes comme outil crucial pour étudier les caractéristiques dynamiques des structures, en utilisant des méthodes expérimentales, numériques et théoriques. La deuxième partie examine l'amortissement et la fréquence, en mettant en avant les méthodes pour mesurer et optimiser l'amortissement, ainsi que l'impact de la fréquence de résonance. La troisième partie traite des lois de similitude, essentielles pour valider les essais sur modèle réel et transposer les résultats au spécimen.

Le second chapitre : Dans cette partie, l'histoire et l'évolution des tables vibrantes au sein de l'ingénierie sismique est présenté. Nous explorerons leur développement depuis leur origine au Japon jusqu'à leurs applications modernes, mettant en avant les avancées technologiques et les innovations qui ont façonné leur évolution. Nous accorderons également une attention particulière aux installations spécifiques en Algérie, telles que la table vibrante de Chlef, celle du Centre de Recherche Appliquée en Génie Parasismique à Alger (CGS), ainsi que la table vibrante du laboratoire de recherche RISAM (Risk Assessment and Management) de l'université de Tlemcen.

Le troisième chapitre : Le comportement dynamique des systèmes structuraux soumis à diverses forces externes telles que les vibrations, les charges sismiques et les forces transitoires est entrepris dans ce chapitre. Ce dernier se divise en deux parties principales : La première partie se concentre sur les systèmes à un seul degré de liberté, un modèle

simplifié utilisé pour analyser le comportement dynamique des structures. Et la deuxième partie aborde les systèmes à plusieurs degrés de liberté, représentant des structures complexes avec plusieurs masses.

Le quatrième chapitre : Dans ce chapitre, nous nous pencherons de manière détaillée sur l'étude du spécimen en acier à 3 degrés de liberté pour analyser son comportement vibratoire. Nous commençons par une description approfondie des caractéristiques géométriques essentielles. Par la suite, nous aborderons l'approche analytique employée pour prédire le comportement vibratoire du spécimen. Simultanément, nous examinerons les essais expérimentaux réalisés sur ce spécimen à l'université de Tlemcen, utilisant une table vibrante de RISAM.

Le cinquième chapitre : Nous abordons une analyse approfondie des caractéristiques dynamiques du spécimen à 3 degrés de liberté en utilisant une approche numérique avec le logiciel SAP2000. Ensuite, nous effectuons une comparaison approfondie entre les trois approches adoptées ; à savoir, l'approche analytique, l'approche expérimentale, présentée dans le chapitre précédent, et l'approche numérique exposée dans ce chapitre.

Le sixième chapitre : Dans ce chapitre, nous allons nous concentrer sur l'évaluation de l'amortissement du spécimen à travers une étude expérimentale approfondie. L'objectif sera de mesurer et d'analyser l'amortissement du spécimen lors de différents essais de vibrations libres en utilisant la table vibrante pour générer des mouvements harmoniques à différentes amplitudes et fréquences. Les réponses du spécimen seront enregistrées en termes d'accélération, et les résultats obtenus seront utilisés pour calculer le taux d'amortissement et les paramètres dynamiques amortis du système. Une comparaison du taux d'amortissement issus des deux méthodes est établie. En plus, les paramètres dynamiques amortis ont été vérifié avec ceux issus analytiquement.

Finalement, des conclusions sur l'intérêt de ce travail et les résultats obtenus sont établies. Également, quelques perspectives sont dressées pour les futurs travaux dans ce domaine.

Chapitre 01.

Revue Bibliographique, Analyse de Fréquence et Amortissement et Lois de Similitude

1 Introduction

La recherche en génie parasismique représente un domaine essentiel pour comprendre et améliorer la résilience des structures face aux tremblements de terre. Une revue bibliographique détaillée est plus que nécessaire en se basant sur plusieurs travaux menés par de nombreux étudiants et chercheurs. Ces travaux explorent divers aspects de ce domaine, en se concentrant notamment sur l'utilisation des tables vibrantes, l'amortissement et la fréquence, ainsi que les lois de similitude entre maquette et prototype.

Dans la première partie, nous examinerons en détail l'utilisation des tables vibrantes comme outil crucial dans l'étude des caractéristiques dynamiques des structures parasismiques. Nous analyserons les différentes méthodes expérimentales, numériques et théoriques utilisées pour déterminer ces caractéristiques, et mettrons en évidence l'importance de cette approche dans le processus de conception et d'évaluation des structures.

Dans la deuxième partie, nous nous pencherons sur l'amortissement et la fréquence, deux paramètres fondamentaux dans la dynamique des structures parasismiques. Nous passerons en revue les différentes méthodes utilisées pour mesurer et optimiser l'amortissement, ainsi que l'impact de la fréquence de résonance sur le comportement des structures sous des excitations sismiques.

Enfin, dans la troisième partie, nous aborderons les lois de similitude entre maquette et prototype. Nous expliquerons en quoi ces lois sont essentielles pour garantir la validité des essais sur maquette et pour transposer les résultats à l'échelle du prototype, tout en mettant en lumière leur rôle crucial dans la conception et l'évaluation des structures parasismiques.

2 Étude des Structures Parasismiques avec Tables Vibrantes

Liao et coll., (2004), ont analysé un dispositif amortisseur de friction (FDD : friction damped device) équipé d'une charpente en acier contreventée à trois étages sous excitation sismique dans l'installation d'essais à grande échelle du centre national de recherche sur l'ingénierie sismique (NCREE), à Taiwan [1]. La principale raison de l'essai de dispositifs

de dissipation d'énergie dans la charpente d'un bâtiment est de réduire les déplacements et les dommages dans la charpente. La réduction des déplacements est obtenue en ajoutant de la rigidité et/ou une dissipation d'énergie (amortissement) à la charpente du bâtiment. Les dispositifs de rendement métallique, de friction et de dissipation d'énergie viscoélastique introduisent généralement à la fois de la rigidité et de l'amortissement, les amortisseurs visqueux ne feront qu'augmenter l'amortissement dans la charpente d'un bâtiment [1].

Un autre objectif était de comparer le déplacement prédit par les résultats des tests avec celle obtenue par la procédure d'analyse Pushover non linéaire. Pour un bâtiment, l'analyse statique Pushover est utilisée pour trouver la courbe de capacité et la convertir en spectre de capacité. La structure d'essai était une charpente en acier de trois étages avec une hauteur d'étage de 3 m et une travée de 4.5 m dans le sens des secousses, et le poids total de l'ensemble de la charpente était d'environ 34 tonnes. Deux FDD ont été installés à chaque étage. Trois enregistrements ont été utilisés comme mouvement du sol d'entrée pour le test de la table vibrante : le tremblement de terre d'El Centro (EW) de 1940, celui de Kobe de 1995 et celui de Chi-Chi de 1999. Avec différents niveaux de PGA (Peak Ground Acceleration) de chaque enregistrement sismique ont été utilisés pour effectuer l'excitation sur la table vibrante, 14 tests ont été réalisés dans le cadre de ce programme [1].

Le programme informatique DRAIN-2DX [1] a été adopté dans cette étude pour la simulation de la réponse dynamique des cadres primaires et amortis par frottement (simulation numérique), La réponse sismique a été évaluée à l'aide d'une table vibrante, simulant les mouvements du sol de type champ lointain et proche de la faille du tremblement de terre. Une simulation numérique de la réponse sismique des cadres de test a également été réalisée, montrant un bon accord avec les résultats des tests, ce qui est précieux pour la conception d'un bâtiment réel et l'étude des paramètres du FDD. Le déplacement sismique prévu du cadre amorti par la méthode de spectre de capacité est comparé aux résultats des tests et montre un bon accord pour l'entrée du séisme d'El Centro, mais sous-estime les réponses de déplacement pour l'entrée des tremblements de terre de Kobe et de Chi-Chi. Ces deux enregistrements de séismes appartiennent au séisme de type quasi-faille, qui est beaucoup plus destructeur que le séisme en champ lointain [1].

D'une part, Talbi et Benlalam ont présenté un mémoire de master en génie civil concernant le sujet documenté ci-dessus à l'université de Blida en 2013. En effet, depuis les années 1970, le domaine du génie parasismique a bénéficié de progrès significatifs, notamment grâce au développement de techniques de calcul sur support informatique plus puissantes. Ces avancées ont été essentielles pour comprendre et atténuer les effets des tremblements de terre sur les structures, notamment grâce à l'utilisation de simulateurs de séisme ou tables vibrantes. Le besoin de corroborer les méthodes analytiques avec l'expérimentation a conduit à la conception d'outils performants, comme les tables vibrantes, initialement destinées à des essais de qualification sismique dans des industries telles que le nucléaire [2].

Le laboratoire national de recherche appliquée en génie parasismique (CGS) a installé une table vibrante en 2002 pour reproduire les effets des tremblements de terre sur les ouvrages de génie civil. La table vibrante est composée de trois parties principales : un système mécanique, un système hydraulique et un système électronique. La transmission des vibrations au sol est un phénomène critique dans diverses constructions du génie civil. Les vibrations peuvent mettre en danger la stabilité du sol de fondation et de la structure elle-même, nécessitant une compréhension approfondie de l'interaction sol-structure [2].

L'étude de la réponse dynamique de la masse de réaction d'une table vibrante implique l'élaboration de modèles analytiques et numériques pour identifier ses caractéristiques. Les méthodes de modélisation varient en fonction des objectifs de l'étude, avec des considérations telles que la représentation des vibrations complexes générées par la masse de réaction. Les résultats des modèles analytiques et numériques doivent être comparés pour optimiser la modélisation et calibrer les paramètres. Des études expérimentales peuvent également être menées pour valider les modèles numériques [2].

Comme résultats de ce mémoire, on conclut que la propagation des ondes émises par le système sur le sol environnant est négligeable, donc il n'y a pas de perturbation notable pour le voisinage. Les réponses du système aux vibrations sont très faibles pour les deux modèles en éléments finis. Une étude dynamique avec des vibrations harmoniques a permis d'identifier les zones à risque de résonance [2].

Donc, l'étude de la masse de réaction des tables vibrantes implique une approche multidisciplinaire, combinant des techniques de modélisation avancées avec des essais expérimentaux pour comprendre et atténuer les effets des vibrations sur les structures de génie civil. Les perspectives futures incluent le développement de nouvelles méthodes de modélisation et la comparaison avec des résultats expérimentaux pour améliorer la précision des prédictions [2]

D'autre part, Dans la pratique courante de l'utilisation des tables vibrantes, des modèles réduits sont souvent employés pour représenter fidèlement le comportement dynamique des structures réelles. Cependant, après notre recherche profonde en découvrir le développement d'une table vibrante à grande échelle, conçue pour accueillir des modèles à l'échelle réelle de structures. Oleson (2014) [3], examine l'importance des tables vibrantes à grande échelle dans la recherche en génie parasismique, il explore l'évolution des tables vibrantes depuis leur développement initial au Japon à la fin du 19^{ème} siècle jusqu'aux installations modernes comme E-Defense au Japon et l'Université de Californie à San Diego. L'article met en évidence l'importance de ces installations pour tester des bâtiments de taille réelle dans des conditions sismiques simulées, permettant ainsi aux ingénieurs de construction parasismique. Des exemples d'expériences réalisées sur ces tables vibrantes sont présentés, mettant en lumière les avancées significatives dans la conception de bâtiments résistants aux séismes. Enfin, l'article souligne le rôle crucial de ces outils dans la préparation aux futurs tremblements de terre et dans la réduction des risques pour les populations et les infrastructures [3].

De plus, L'identification des systèmes (IS) est le domaine qui traite le problème de la construction des modèles mathématiques des systèmes dynamiques en se basant sur des données observées à partir des systèmes étudiés. L'IS est une technique qui permet à l'ingénieur de détecter les caractéristiques dynamiques réelles d'une structure et de contrôler par la suite l'état de sa « santé » ainsi que son niveau d'endommagement. Le contrôle de la santé de la structure n'est que la comparaison des résultats de l'identification de la structure durant le cycle de vie de l'édifice. Hamdaoui, Boumechra et Ayad (2018) [4], ont réalisé une application expérimentale basée sur la détection de la signature

vibratoire d'un portique en acier par la technique d'identification appelée «input-output». Cette technique est proposée pour extraire les caractéristiques dynamiques d'un portique métallique composé de trois niveaux, testé sur une table vibrante. Ce système avait un poteau du premier niveau supposé endommagé et ceci en libérant volontairement son ancrage horizontal à la base. A travers cette contribution, l'identification des caractéristiques dynamiques (fréquences, périodes et modes propres) d'un portique en acier, le poids total de la structure est de 150 Kg réalisé au laboratoire, Le test expérimental a été effectué sur une table vibrante d'une dimension de $1 \times 1\text{m}^2$ au laboratoire de mécanique structurelle de l'université de Pavie en Italie. Le modèle réduit a été sollicité par une excitation sinusoïdale avec trois différentes amplitudes (0,5 ; 1 et 2 m/s^2). La signature vibratoire ainsi définie servira comme base pour la construction et la calibration d'un modèle en éléments finis. La concordance entre les résultats numériquement trouvés et ceux du test expérimental permettra de valider la technique de l'identification des systèmes dite « input-output » (input : excitations dynamique, output : réponse enregistrée). L'approche input-output nécessite l'utilisation d'une chaîne d'instrumentation pour l'excitation de la structure afin de mesurer la vibration, acquérir les données et traiter le signal. La réponse du modèle a été enregistrée en utilisant les trois accéléromètres uniaxiaux de type Episensor ES-U2 placés sur chaque niveau du modèle. L'analyse des résultats, par le logiciel MATLAB, Le modèle en éléments finis a été construit en se basant sur le résultat expérimentalement détecté pour un calage modal. Le taux d'erreur relevé était assez faible. Ce travail est introductif à d'autres travaux dans le domaine du contrôle de la santé des structures réelles ainsi que dans celui de la détection des changements ou endommagements dans les éléments structuraux [4].

En outre, Dans une étude menée par Li et coll., (2019) de l'Université de Technologie de Luoshi Road en Chine afin de mettre l'accent sur l'évaluation des performances sismiques d'un immeuble de grande hauteur développé par le groupe Wuhan Shimao à Wuhan, en Chine. Ce bâtiment de 56 étages près du fleuve Yangtze présente une structure en béton armé caractérisée par un plan de type T non régulier et une hauteur de 179.6 m, dépassant ainsi les restrictions spécifiées par les normes techniques chinoises pour les structures en béton des bâtiments de grande hauteur. Pour enquêter sur ses performances sismiques, un

test sur table vibrante avec un modèle à l'échelle 1/30 est réalisé au laboratoire de structure de l'université de Wuhan. Les caractéristiques dynamiques et les réponses du modèle soumis à différentes intensités sismiques sont étudiées à travers l'analyse des données d'essai de la table vibrante et des motifs de fissuration observés sur le modèle à l'échelle. De plus, une analyse par éléments finis du modèle de table vibrante est réalisée, montrant une concordance avec les résultats des tests [5].

En 2020, les auteurs Snous et Hamdoun [6] de l'université Abou-Bekr Belkaid de Tlemcen ont étudié expérimentalement et numériquement une maquette en acier formé à froid. L'évolution du domaine de construction s'accompagne d'un besoin de caler des modèles et leur paramètre. Alors, dans ce contexte de leur mémoire, leur but était d'essayer de comprendre le principe de fonctionnement en faisant démarre l'équipement acquis par le laboratoire RISAM, et d'étudier le comportement de la section transversale où les dimensions sont $H = 150$ mm ; $B = 70$ mm et l'épaisseur $t = 2$ mm de leur spécimen sera un poteau de longueur $L = 1.50$ m sous l'action d'un chargement dynamique. Dans ce mémoire les auteurs ont utilisé le logiciel l'ANSYS afin de procéder à une analyse dynamique numérique du spécimen en acier formé à froid. Ils sont présentés également les étapes qui permettent de mener une analyse sur ANSYS. Il est à noter que la partie de l'analyse expérimentale sur table vibrante de leurs éléments de structure n'a pu être réalisée étant donné la situation sanitaire de cette période en Algérie [6].

Comme une autre base de données, le travail de Hajduk (2020) [7], qui a été mené à l'université des sciences appliquées, Ferrara en Italie, est décrit ci-dessous. Cette recherche étudie l'application de modèles physiques à l'analyse du comportement dynamique de structures. Les ponts sont utilisés comme un cas d'étude. L'objectif de cette recherche est de déterminer la conception d'un modèle physique d'un système à haubans pont. En raison des spécifications de la table vibrante, les modes de vibration et la fréquence de vibration de ce modèle doivent être inférieurs à 4.8 Hz. Il a dû créer différents designs et les comparer pour sélectionner à la fin le plus optimal. Il a utilisé le design sélectionné de conception pour un test sur table vibrante. Les résultats préliminaires ont focalisé sur la fréquence naturelle d'un phénomène physique. Cette étude souligne la nécessité de prendre

en compte l'impact de la composition du modèle physique sur la réponse dynamique. Cette recherche utilisera une analyse dynamique linéaire dans laquelle les mouvements du sol seront générés par une table vibrante. Les mouvements du sol auront une sorte de chargement harmonique avec la vibration. Il est à conclure que ce travail que le matériel utilisé dans cette recherche a eu un rôle important d'une part, son importance a été démontrée, et d'autre part, il a démontré l'importance du tableau pour connaître la capacité du câble du pont, et qu'il a un rôle majeur dans la connaissance des propriétés du pont ou de n'importe quelle structure [7].

Lee et Ma (2020) de l'université de technologie en Malaisie, ont exploré le développement d'un blockhaus du système de construction industrialisé (IBS) conçu pour offrir une protection robuste contre les catastrophes naturelles, tirant parti des conceptions élaborées pour les abris sécurisés par l'agence fédérale de gestion des urgences (FEMA) aux États-Unis [8]. Cette innovation repose sur l'utilisation de blocs de béton armé préfabriqués, conçus pour être rapidement assemblés et démontés, afin de protéger les occupants contre les événements imprévisibles.

Pour évaluer la performance sismique de ce blockhaus IBS, des tests chronologiques ont été effectués sur une table vibrante, utilisant des modèles réduits à l'échelle 1:5. Les tests ont été réalisés en utilisant le signal sismique du tremblement de terre de Sabah 2015, avec un niveau d'accélération du sol spécifique (PGA) de 0.126 g comme entrée pour simuler des conditions réalistes. Les modèles de colonne et de sous-châssis ont été soumis à des intensités sismiques croissantes pour évaluer leur réponse dynamique et leur comportement structurel [8].

Les résultats des tests ont montré que les deux modèles de blockhaus IBS ont résisté à des niveaux de vibration élevés sans subir de dommages graves, même lorsque la vibration était augmentée jusqu'à un PGA de 1 g. Les analyses des données des tests ont inclus l'évaluation des réponses d'accélération, de déplacement et d'hystérésis, ainsi que l'observation des motifs de fissuration des modèles à l'échelle. De plus, une comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux de l'analyse par éléments finis (FEA) a montré un

bon accord, validant ainsi la fiabilité des tests chronologiques et de l'analyse numérique pour évaluer les performances sismiques du blockhaus IBS [8].

Cette étude met en lumière l'importance des tests dynamiques et de l'analyse par éléments finis dans la compréhension approfondie du comportement des structures sous chargement sismique réel. Elle démontre également la capacité du blockhaus IBS à offrir une protection efficace contre les catastrophes naturelles, tout en soulignant les avancées significatives dans le domaine de la construction préfabriquée pour la sécurité et la résilience des habitations [8].

Dans une étude menée par Cornejo (2021), l'accent est mis sur la préparation du terrain pour la conception, la construction et l'exploitation d'une table vibrante à axe unique pour l'université d'état de San Francisco, en Californie [9]. Divisé en deux parties principales, l'article commence par une analyse détaillée de la conception physique de la table vibrante et de ses composants, suivie d'une description de la simulation informatique de la table et de ses résultats. L'objectif principal de cette recherche est de fournir une base pour une simulation hybride en temps réel de la table vibrante conçue. La simulation informatique évalue les capacités de la table vibrante et met en lumière ce qui est réalisable avec sa conception. Elle se concentre sur trois composants principaux du système : le système de contrôleur FlexTest 60, l'actionneur et le système servo-hydraulique, ainsi que l'éprouvette et la table elle-même. En utilisant MATLAB/Simulink, le système de contrôleur et l'actionneur sont simulés à l'aide d'un modèle modifié par MTS. Tandis qu'un modèle d'espace est ajouté pour simuler la plate-forme et un échantillon de test simplifié. De plus, une méthode de compensation de retard, connue sous le nom de séries temporelles adaptatives, est intégrée au modèle pour tenir compte des retards inhérents lors des tests de sous-structure. L'étude aborde en détail la conception proposée de la table vibrante, ainsi que chaque pièce et composant nécessaires à sa réalisation. Les processus de fabrication avec Maxx Metals et les recommandations d'assemblage sont également discutés. En outre, l'acquisition d'équipements nécessaires pour le transfert, le déplacement et le levage des pièces les plus lourdes de la table est soulignée comme impérative. Une simulation informatique est également développée pour mieux comprendre les capacités de la table

vibrante, contribuant ainsi à la simulation hybride en temps réel du système. L'inclusion du compensateur ATS est notée comme un élément essentiel pour assurer un contrôle précis du système [9].

Par ailleurs, Un tremblement de terre est un phénomène aléatoire dans son intensité et sa fréquence. Puisque le tremblement de terre est un signal contenant une bande de fréquences, chaque fréquence a une énergie différente. Cela signifie que la réponse des bâtiments aux tremblements de terre dépend non seulement de l'intensité du séisme, mais également de sa fréquence. Dans cette étude, Dows et Al-Baghdad (2023) à l'université de Baghdad en Irak ont utilisé deux approches différentes [10]. La première est l'approche déterministe qui est l'analyse temporelle pour montrer comment l'intensité des tremblements de terre affecte la réponse du bâtiment, est une technique analytique dynamique dans laquelle les structures peuvent être analysées de manière linéaire et non linéaire. La seconde est l'approche non déterministe des vibrations aléatoires, qui consiste à clarifier la réponse dans le domaine fréquentiel et à montrer l'effet des fréquences dominantes du séisme. Un prototype et un modèle à l'échelle 1 : 6 ont été utilisés pour simuler un bâtiment en acier à deux étages. Dans la partie expérimentale, une table vibrante a été utilisée pour simuler un séisme. Le mouvement de la table vibrante a une excitation horizontale unidirectionnelle uniquement avec la capacité d'inclinaison du modèle à l'échelle 1 : 6 comme excitation de base avec différentes intensités (0.05, 0.15 et 0.32 g). Dans la partie théorique, le comportement des structures en acier sous chargements dynamiques pour les deux approches, déterministe et non déterministe, le logiciel Abaqus a été adopté pour simuler le modèle numérique du bâtiment. Les résultats ont montré que l'analyse des structures dans le domaine fréquentiel est plus claire que dans le domaine temporel, donnant une idée des fréquences de la structure impliquées dans la formation de la réponse. La modification de l'intensité du séisme n'affecte pas le comportement de la réponse du modèle, mais uniquement l'intensité de la réponse. Le changement de la fréquence naturelle du bâtiment d'une direction à l'autre rendra la réponse de la structure déférente en termes de comportement ainsi que d'intensité et que l'approche déterministe peut être une approche non conservatrice [10].

3 Analyse de Fréquence et Amortissement

Les vibrations ambiantes, appelées aussi bruit de fond sismique, sont des vibrations provenant de différentes sources, telles que la marée, les vagues des mers et des océans, le vent, les machines industrielles, les voitures, les trains, l'activité humaine, etc. Une revue détaillée sur les vibrations ambiantes est présentée dans le travail de Bonnefoy-Claudet et coll. (2006) [11]. La gamme de fréquence que contiennent ces vibrations peut être classée en fonction des sources : les fréquences inférieures à 0.2 Hz sont d'origine naturelle, alors que celles supérieures à 1 Hz, sont essentiellement d'origine urbaine. Leurs variations journalières et hebdomadaires sont corrélées avec l'activité humaine [12], avec une baisse d'amplitude la nuit, les fins de semaine et les congés (voir Fig. 1.1) [11].

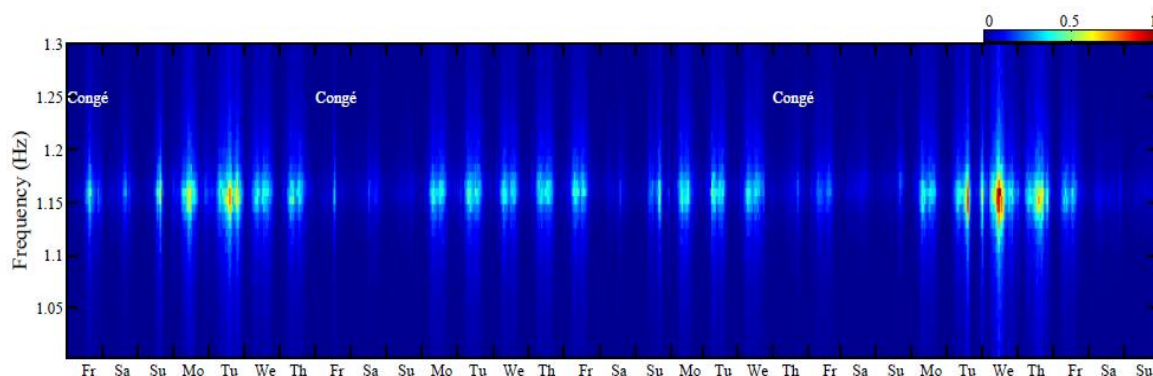


Figure 1.1 : Aspect journalier du bruit de fond au sommet d'hôtel de ville de Grenoble, en mai 2009 composante longitudinale [11].

Les vibrations ambiantes sont utilisées pour l'identification des structures de génie civil depuis les années 30 en Californie. Carder (1936) réalisa un grand nombre de mesures dans les bâtiments Californiens et proposa ensuite une relation entre hauteur et période de vibration des bâtiments, relation encore utilisée dans les codes de génie parasismique américains [13]. Cette utilisation s'est intensifiée à partir des années 70. Ivanovic et coll. (2000) résument les tests réalisés sur des structures de génie civil [11].

3.1 Amortissement : Origine Physique et Modélisation

Dunand (2005) a étudié l'amortissement en faisant des mesures d'amortissement et de fréquence sur plusieurs bâtiments à Grenoble et à Nice, et en comparant les résultats à ceux d'un modèle théorique prenant en compte l'interaction sol-structure [14]. Il a observé en particulier une relation entre la fréquence et l'amortissement qu'il relie à l'interaction sol-structure, avec un amortissement radiatif. Alors que le modèle théorique indiquait une dépendance entre l'amortissement et la fréquence pour des sols mous, Dunand l'a observé également quelles que soient les conditions du sol de fondation.

L'origine de l'amortissement mesure sous vibrations ambiantes reste incertaine. Pourtant, dans l'étape du dimensionnement des bâtiments de génie civil, et contrairement à la masse et à la rigidité, le niveau d'amortissement à prévoir reste une tâche compliquée, puisqu'il varie avec l'amplitude de la sollicitation et dépend de plusieurs mécanismes méconnus [11]. Sa prise en compte par des modèles théoriques, et souvent simplifiés, a été abordée dès les années 30. Jacobsen (1930) a d'abord identifié trois types d'amortissement dans les structures [15] :

- Le frottement constant qui se produit dans presque toutes les structures mécaniques, appelé aussi l'amortissement de Coulomb ;
- Le frottement visqueux qui est proportionnelle à la vitesse du mouvement ;
- Le frottement proportionnel à la n ième puissance de la vitesse du mouvement et que l'on retrouve dans les systèmes hydrauliques.

Il a ensuite introduit une approximation qui regroupe tous les types d'amortissement en un seul terme appelé *l'amortissement visqueux équivalent*, pour résoudre le système à un degré de liberté soumis à une sollicitation harmonique externe. La solution approximative proposée dépend, en plus de la vitesse du mouvement, de la fréquence et de l'amplitude x de la sollicitation.

Le cas (C) représente le cas général, ou la force d'amortissement F_d s'écrit comme suit :

$$F_{dn} = c_n \left(\frac{dx}{dt} \right)^n \quad (1.1)$$

Où :

c_n est le coefficient d'amortissement

n est la puissance de la vitesse du mouvement $\frac{dx}{dt}$

Le principe consiste à remplacer la force F_{dn} par la force F_{d1} proportionnelle à la vitesse du mouvement :

$$F_{d1} = c_1 \frac{dx}{dt} \quad (1.2)$$

Où : c_1 est le coefficient d'amortissement visqueux équivalent qui s'exprime par la formule:

$$c_1 = c_n \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma\left(\frac{n+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n+3}{2}\right)} X^{n-1} \omega^{n-1} \quad (1.3)$$

Où est la fonction Gamma, une fonction spéciale :

$$\Gamma(n) = \int_0^{\infty} t^{n-1} e^{-t} dt \quad (1.4)$$

L'amortissement de Coulomb correspond à $n = 0$ pour lequel le coefficient d'amortissement équivalent devient :

$$c_1 = \frac{4c_0}{\pi X \omega} \quad (1.5)$$

Pour l'amortissement quadratique, correspond à $n = 2$, le coefficient d'amortissement équivalent devient :

$$c_1 = \frac{8c_2 X \omega}{3\pi} \quad (1.6)$$

La figure (3.2) illustre la forme sinusoidale de la force d'amortissement visqueux en fonction du temps et de la puissance n de la vitesse. Cet amortissement est en effet le rapport entre l'énergie dissipée et l'énergie emmagasinée par cycle, soit :

$$\xi_{eq} = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{\text{Energie dissipée par cycle } (\Delta E)}{\text{Energie potentielle emmagasinée par cycle } (E)} \quad (1.7)$$

L'amortissement matériel contribue avec la friction de Coulomb et l'interaction Sol-Structure à l'amortissement global de la structure. Crandall (1970) discute la nature et les mécanismes de l'amortissement matériel et la dépendance de la fréquence et de l'amplitude de la sollicitation [11].

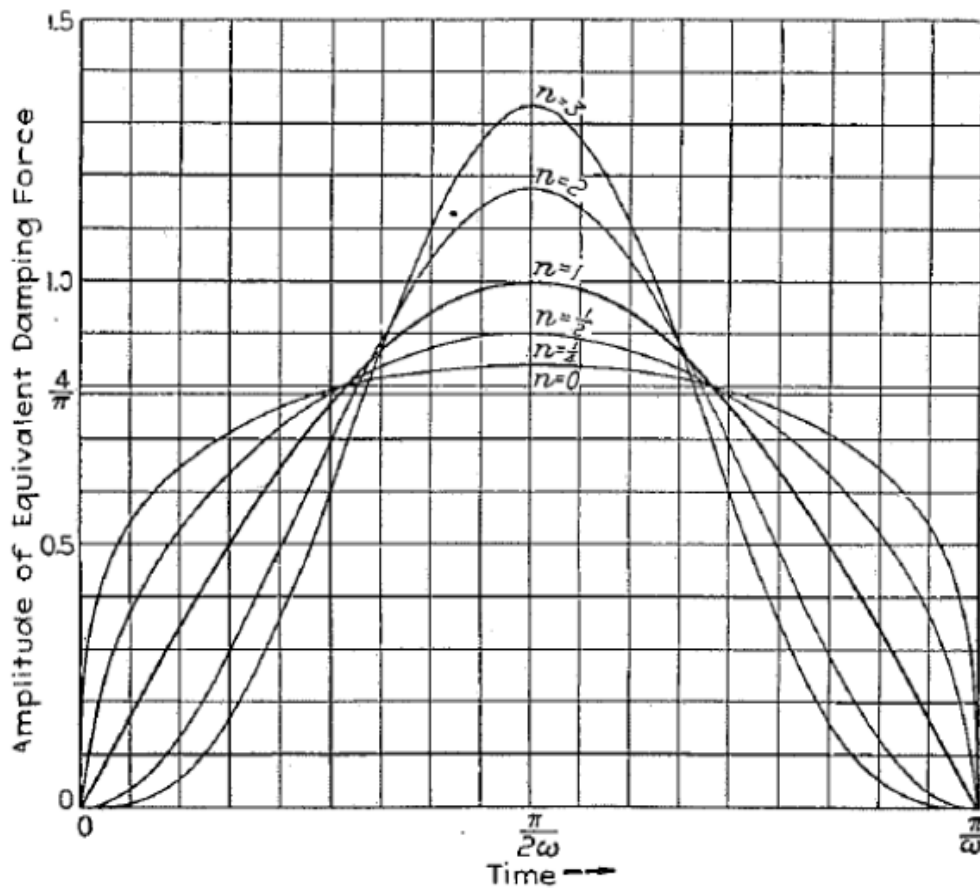


Figure 1.2 : Evolution de l'amortissement visqueux équivalent en fonction du temps : une droite parallèle à l'axe du temps correspond à l'amortissement de Coulomb $n = 0$. Une forme sinusoïdale correspond à l'amortissement visqueux $n = 1$. Pour $n = \infty$, la courbe devient une droite perpendiculaire à l'axe du temps [15].

Seulement lorsque le système est complètement linéaire, l'amortissement est indépendant de l'amplitude de sollicitation mais il reste très dépendant de la fréquence de sollicitation. Par exemple, pour l'aluminium en flexion, le mécanisme linéaire dépend de la température ambiante T , du coefficient de dilatation thermique α , de la conductivité thermique k , de la capacité thermique C_v , de l'épaisseur de l'élément h , du module de Young E et de la fréquence d'oscillation f [11].

La modélisation traditionnelle par un amortisseur, proportionnel à la vitesse du mouvement, est basée sur le fait que l'amortissement est significatif dans la zone de résonance. C'est seulement au voisinage de la résonance que ce modèle est représentatif (Figure 1.3). Ce qui veut dire que pour d'autres fréquences que celles de la résonance, l'amortissement ne va pas être pris en compte correctement [11].

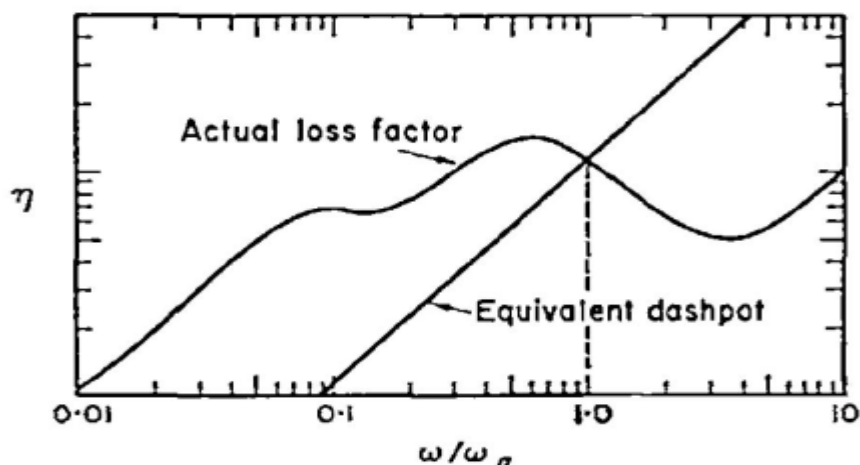


Figure 1.3 : Evolution de l'amortissement en fonction de la fréquence [11].

On a souvent recours à une approche vibratoire modale pour évaluer la réponse d'un système oscillatoire à plusieurs degrés de liberté. La prise en compte numérique de l'amortissement se fait par l'amortissement proportionnel appelé aussi l'amortissement de Rayleigh, qui est proportionnel à la masse et à la rigidité. Une approche de propagation d'ondes de cisaillement peut être utilisée, dans laquelle la structure est considérée comme la continuité d'un sol stratifié, et chaque étage est considéré comme une couche

supplémentaire. La réponse de la structure sera ainsi déterminée en utilisant le temps de parcours τ que met le signal pour traverser la structure, et l'amortissement est exprimé en termes de facteur de qualité Q (Knopoff, 1964), pour un amortissement visqueux [11]:

$$\frac{1}{Q} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\Delta E}{E} = 2\xi \quad (1.8)$$

Le fait que l'amortissement dépend de l'amplitude de la sollicitation et de la fréquence du bâtiment a été largement étudié [16 17 18]. L'amortissement décroissant avec l'amplitude et croissant avec la fréquence a été observé dans toutes les études. Satake et coll. (2003) ont étudié une large gamme de bâtiments au Japon comprenant plusieurs types de construction et de fondation [11]. La figure (1.4) montre que pour le premier mode de vibration, l'amortissement augmente avec la fréquence quel que soit le type de construction,

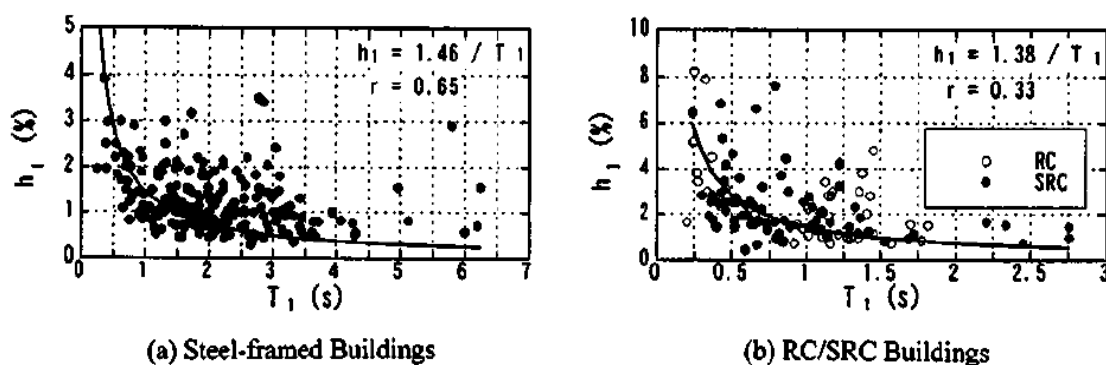


Figure 1.4 : Evolution de l'amortissement en fonction de la période de vibration.

(a) construction en acier ; (b) construction en béton armé et mixte acier béton armé [11]

Jeary (1986) a proposé une première expression de l'amortissement dépendant de l'amplitude de sollicitation, applicable aux bâtiments de grande hauteur à l'étape du dimensionnement [17]:

$$\xi_j = \xi_{0j} + \xi_{Ij} \frac{[x_H]}{H} \quad (1.9)$$

Où :

ξ_j : est l'amortissement du mode j à prendre en compte pour l'amplitude x_H

ξ_{0j} : est l'amortissement à basse amplitude, et vue sa corrélation avec la fréquence du mode f_0 , Jeary propose la formule empirique suivante :

$$\xi_{0j} = f_0 = \frac{46}{H} \quad (1.10)$$

ξ_{Ij} : est le taux de croissance d'amortissement avec l'amplitude :

$$\log_{10} \xi_{Ij} = \frac{\sqrt{D}}{2} \quad (1.11)$$

H : est la hauteur du bâtiment ;

D : est la dimension du bâtiment dans le sens du mouvement.

Ce modèle donne des valeurs d'amortissement différentes de la réalité en cas de forte présence d'Interaction sol-structure. Lagomarsino (1993) a proposé une expression d'un amortissement dépendant uniquement de la fréquence [19]:

$$\xi_{Ia}(\%) = \frac{0,72}{f_0} + 0.70f_0 \quad (1.12)$$

Dunand (2005) a montré qu'il surestimait l'amortissement pour les basses fréquences ($< 1Hz$) et sous-estimait l'amortissement pour les hautes fréquences ($> 4Hz$) (voir Figure 1.5) [14]. Satake et al. (2003) ont également proposé une expression d'amortissement dépendant à la fois de l'amplitude de sollicitation et de la fréquence propre f_0 du bâtiment [11] :

$$\xi_{sa}(\%) = 1.4f_0 + 47000 \frac{x}{H} - 0.18 \quad (1.13)$$

Cette relation est applicable pour des rapports entre l'amplitude en haut du bâtiment x et sa hauteur H : $\left(\frac{x}{H}\right)$ inférieurs à 2×10^{-5} avec $10m \leq H \leq 130m$. Cette relation est à comparer avec celle de Dunand (2005) qui ne prend pas en compte l'amplitude de la sollicitation des vibrations ambiantes utilisées pour la mesure de fréquence et d'amortissement, soit [14] :

$$\xi_{sa} = e^{-0.22+0.42f_0} \quad (1.14)$$

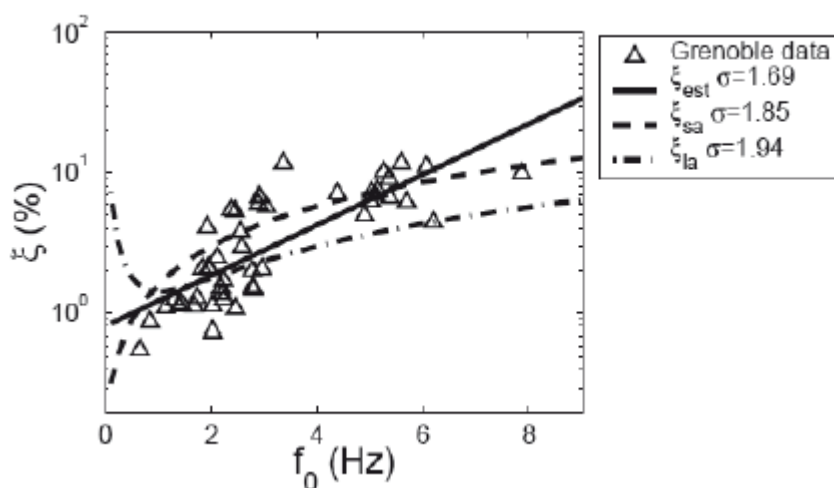


Figure 1.5 : l'amortissement en fonction de la fréquence pour des bâtiments à Grenoble. Comparaison avec l'expression de Satake ξ_{sa} et celles de logomarsino ξ_{la} et Dunand ξ_{est} [14]

Jeary (1997) [11] explique l'origine de l'amortissement dans les structures de génie civil par la mobilisation des imperfections des matériaux de construction. Ce sont les imperfections structurelles les plus grandes qui seront mobilisée avec les petites amplitudes de sollicitation, ce qui donne un amortissement dit à une amplitude nulle (zero amplitude damping). C'est lorsque la sollicitation excite les petites imperfections matérielles, que l'amortissement entre dans la phase de non-linéarité, pour atteindre ensuite un niveau constant lorsque toutes les imperfections sont mobilisées. Ce type d'amortissement est intrinsèque à la structure. Il existe d'autres types de déperdition d'énergie, tels que la diffraction interne similaire à ce qui se passe avec les ondes sismiques se propageant dans la croûte terrestre, la radiation d'ondes et l'effet de l'interaction sol-structure significative sur l'amortissement des structures reposant sur des sols peu rigides [14 20 21]. Pour les structures de grande hauteur, l'amortissement aérodynamique contribue également à l'amortissement global [11].

3.2 Amortissement et fréquence : Détection d'endommagement

Les changements des paramètres modaux, c'est-à-dire la fréquence, l'amortissement et les déformées modales, sont de plus en plus étudiés, car ils sont considérés comme des indicateurs d'endommagement ou des variations des caractéristiques de la structure. Salawu (1997) revient sur les méthodes du suivi des changements de fréquence utilisées pour évaluer l'état de la structure. Il recommande celles qui ne requièrent pas de modèles théoriques préalables d'endommagement, car cela peut introduire des incertitudes aux résultats des mesures. Il rappelle que le suivi des variations de fréquence uniquement n'est pas suffisant pour l'identification et surtout pour la localisation d'endommagement, parce que des fissures ayant la même longueur et pas le même emplacement peuvent causer le même changement de fréquence [11].

Clinton et coll., (2006) résument les changements des fréquences fondamentales Est-ouest et Nord-sud de la bibliothèque de Millikan en Californie depuis sa construction en 1967 (Figure 1.6), mettant en évidence des chutes de fréquence dues aux événements sismiques plus ou moins forts. Une baisse permanente des fréquences (21.4% sur la composante Est-ouest et 12.1% sur la composante Nord-sud) indique la perte en rigidité de la structure [11].

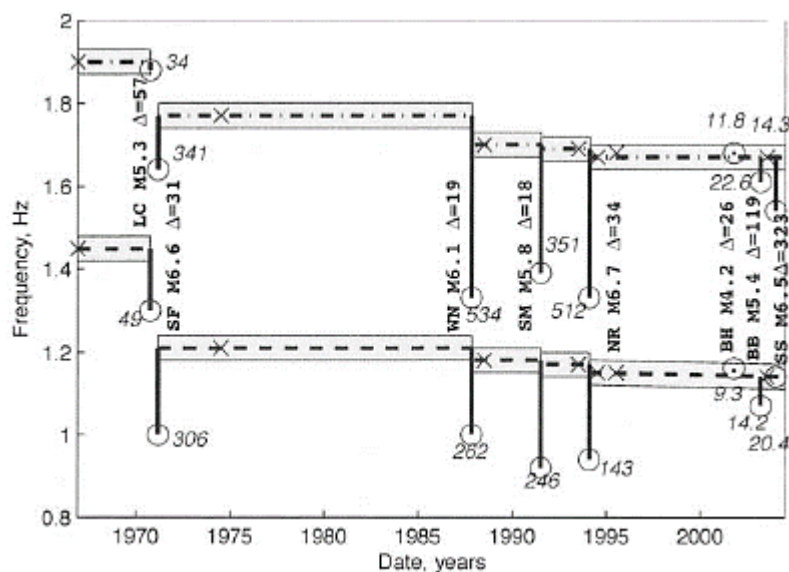


Figure 1.6 : Fréquences fondamentales Est-ouest (tirets) et Nord-sud (tirets pointillés) de la bibliothèque de Millikan, Californie, entre 1967 et 2004. Les mesures de fréquences pendant les événements sismiques sont en cercles avec les pics en accélération au niveau du dernier étage [11].

Le retour à une fréquence pré-sismique peut être partiel ou total et prendre plus ou moins longtemps en fonction de l'événement sismique. Ce retour pourrait prendre des semaines voire des mois pour des événements majeurs comme le séisme de San Fernando ($M = 6.6$ du 09/02/1971), à quelques minutes pour un séisme moins fort comme Big Bear ($M = 5.4$ du 22/02/2003) sur le même bâtiment de la bibliothèque de Millikan. Michel & Guéguen (2010) ont étudié la variation de la fréquence fondamentale de Millikan pendant le séisme de San Fernando avec la méthode de réallocation pseudo-Wigner-Ville (voir Figure 1.7) [11].

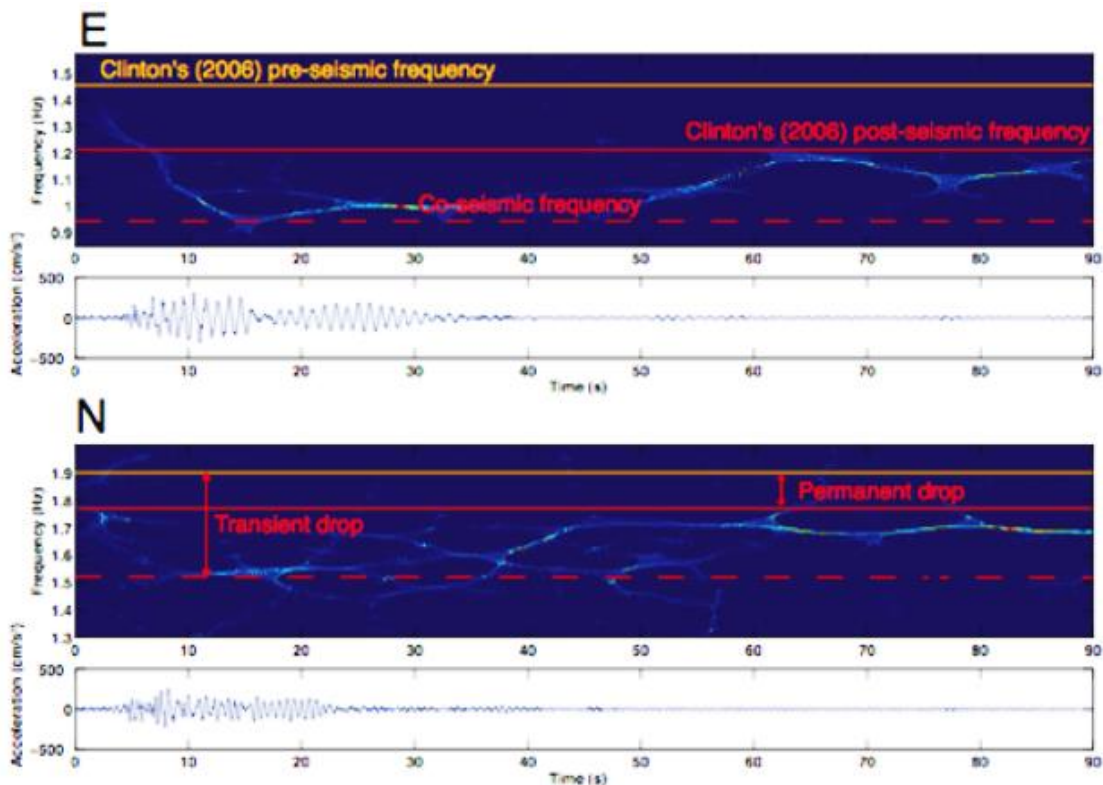


Figure 1.7 : Signaux et spectrogrammes (par réallocation pseudo-Wigner-Ville) du séisme de San Fernando, enregistrés en haut la bibliothèque de Millikan : Composante Est-ouest (haut), Composante Nord-sud (bas) [11].

La fréquence Est-ouest chute de 1.45 Hz préalable au séisme à un minimum de 0.94 Hz, 5 secondes après le pic d'accélération, et retourne à la fréquence post sismique de 1.15 Hz. Michel & Guéguen (2010) constatent cependant une légère baisse de fréquence après 70 secondes, alors que le maximum de déplacement avait été atteint [11]. Ils attribuent cette baisse à la source sismique plutôt qu'à la baisse de rigidité de la structure [11]. La figure (3.6) ne prend pas en compte les variations dues aux conditions climatiques, elles sont considérées uniquement dans la barre d'erreur de ± 0.03 Hz. Mais Clinton et coll., (2006) ont notamment observé qu'une précipitation intense de pluie a augmenté la fréquence fondamentale Est-ouest et la fréquence de torsion de l'ordre de 3% pendant quelques heures [11]. Le retour à la fréquence précédant la pluie prenait une semaine. Cela peut être expliqué par la saturation du sol et aussi le gonflement du sol qui exerce une pression sur les fondations réduisant ainsi le mouvement du basculement et le mouvement de translation. Concernant la structure elle-même, la pluie mouille le béton et le gonfle, ce qui presse sur les joints des fenêtres et rend la structure encore plus rigide. Clinton a aussi étudié l'effet du vent, et trouve qu'avec les fortes rafales de vent, la fréquence chute de 3% et cela sans avoir de la pluie (Figure 1.8). L'effet de la température a été uniquement lié aux variations journalières, plus significatives, en été atteignant jusqu'à 3%. La possibilité de variations saisonnières liées à la température a été écartée. [11].

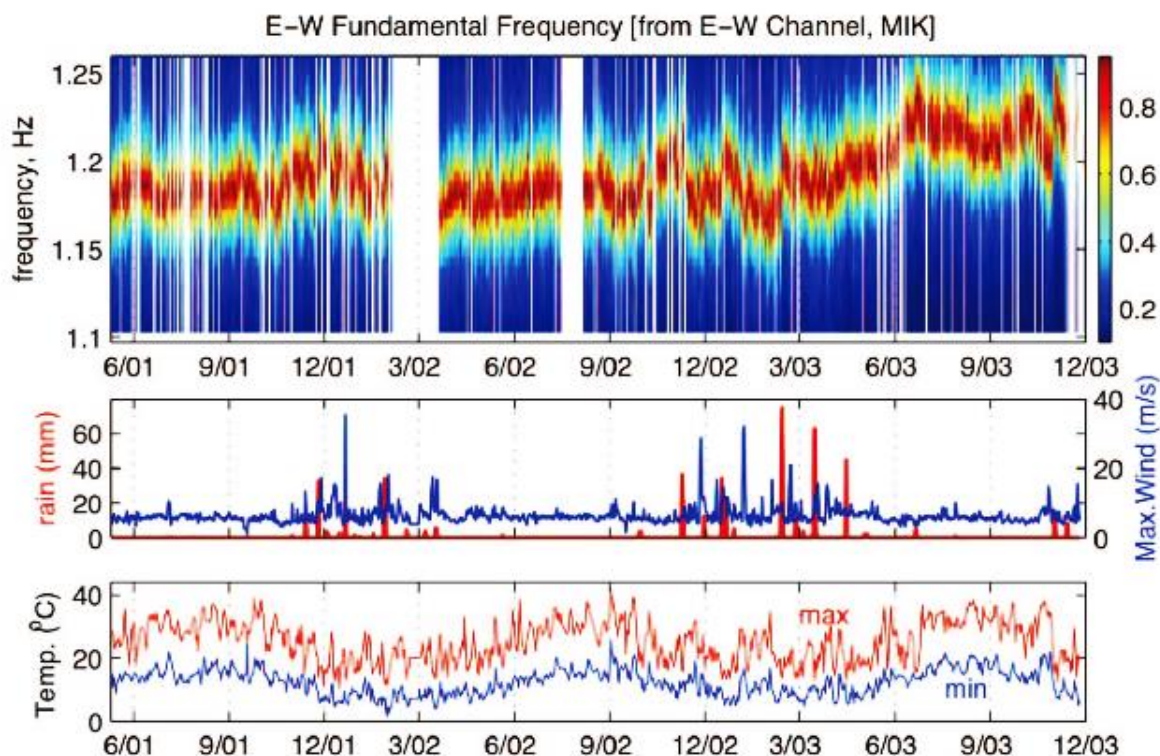


Figure 1.8 : Spectrogramme de la fréquence fondamentale Est-ouest de Millikan Library, Californie, sur 2.5 ans d'enregistrement de bruit de fond. Comparaison avec la température, le vent et la pluie [11].

Pour expliquer cette croissance de fréquence due à la pluie, Todorovska & Al Rjoub (2009) proposent un modèle théorique basé sur les principes de la poroélasticité [11]. L'étude montre que la rigidité et l'amortissement horizontal et vertical sont influencés par la teneur en eau, surtout lorsque les fondations sont imperméables. Pour les basses fréquences, la rigidité des fondations est plus grande avec le sol saturé et inversement avec les hautes fréquences. Concernant la fréquence apparente, elle augmente avec la teneur en eau, encore plus avec une fondation imperméable [11].

Les méthodes d'évaluation d'endommagement ne prennent pas en compte l'effet de l'environnement, et les études quantitatives entre les changements de paramètres dynamiques et les différents facteurs environnementaux sont rares. Yuen & Kuok (2010) proposent un modèle pour quantifier la part de la température et de l'humidité dans les

variations de la fréquence [22]. Les enregistrements de vibrations et de température ont été effectués pendant un an et durant la nuit pour exclure les variations journalières, les variations de fréquence allant jusqu'à 5% ne signifient pas forcément la présence d'endommagement dans la structure [11]. Ce niveau de variations peut être ramené aux conditions climatiques, comme la température et l'humidité. Wahab & De Roeck (1997) ont montré qu'un changement de température de l'ordre de 15% °C peut causer des changements de fréquence entre 4 et 5%. Farrar et al. (1997) et Sohn et al. (1999) ont étudié le pont Alamosa Canyon, Nouveau-Mexique. Ils reportent une variation de fréquence d'environ 5% sur 24 heures [11].

Avant d'utiliser les fréquences observées comme indicateur d'endommagement structurel, la part de l'interaction sol-structure est aussi à quantifier. Trifunac et coll., (2001a) rappelle que la chute de fréquence observée au cours des séismes ne peut pas seulement être due à l'endommagement dans la structure elle-même [23]. Elle est aussi influencée par l'interaction sol-structure et la non-linéarité du sol. Sur les 12 événements étudiés et des tests de vibrations ambiantes, la fréquence du système a varié de la plus haute, avec les vibrations ambiantes, à la plus basse, avec les événements sismiques, avec un facteur de 2,2 à 3,5. Ces variations dépendent de l'amplitude de sollicitation et diffèrent d'un séisme à l'autre. Cependant, Gandomzadeh (2011) a récemment montré sur des modèles numériques que l'effet du non linéarité des sols dans l'interaction sol-structure augmentait essentiellement dissipation (amortissement) de l'énergie, tandis que la variation des fréquences apparaissait comme un indicateur non fiable pour quantifier l'Interaction Sol-Structure non linéaire [11].

Trifunac et coll., (2001a) et Todorovska (2009a) font la distinction entre la fréquence du système sol-structure ou f_{sys} . estimée par les méthodes classiques de l'analyse de Fourier, la fréquence à base fixe f_1 qui concerne uniquement la structure, la fréquence horizontale des fondations f_H et finalement la fréquence du rocking (basculement) du corps rigide f_R qui concerne la part du sol dans la réponse du système [23 24]. L'utilisation de la fréquence apparente pour évaluer l'endommagement conduit à sous-estimer la rigidité de la structure.

Seulement la fréquence à base fixe f_1 peut-être un indicateur fiable de l'état de la structure [11].

La fréquence à base fixe f_1 suppose qu'une structure repose sur un sol infiniment rigide. Par contre, la fréquence du rocking f_R correspond à une structure infiniment rigide reposant sur un sol flexible. En réalité, on ne retrouve pas ces cas extrêmes [23].

Dans une structure avec interaction sol-structure, le déplacement global X au sommet comprend trois composantes :

X_0 : La translation des fondations avec une raideur k_H ;

X_1 : L'effet d'inertie de la structure à base fixe avec une raideur k_1 ;

$\phi \times h$ Rocking (basculement) de la fondation avec une raideur k_R et h étant la hauteur de la structure.

Puisque le déplacement total X est égal à la somme des trois composantes soit :

$X = X_0 + X_1 + \phi \times h$, et selon la loi de Hooke: $P = -k \times x$, la raideur totale du système k_{sys} s'écrit :

$$\frac{1}{k_{sys}} = \frac{1}{k_H} + \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_R} \quad (1.15)$$

En multipliant les deux termes de l'équation (1.15) par la quantité $4\pi^2 m$, avec m étant la masse de la structure :

$$\frac{4\pi^2 m}{k_{sys}} = \frac{4\pi^2 m}{k_H} + \frac{4\pi^2 m}{k_1} + \frac{4\pi^2 m}{k_R} \quad (1.16)$$

Pour un système non amorti à un seul degré de liberté, de masse m et de rigidité k :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow \frac{4\pi^2 m}{k} = \frac{1}{f^2} \quad (1.17)$$

En substituant dans l'équation (1.16), on obtient :

$$\frac{1}{f_{sys}^2} = \frac{1}{f_H^2} + \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_R^2} \quad (1.18)$$

En présence d'amortissement dans le système, la relation entre les différents types de fréquences est [24] :

$$\frac{1}{f_{sys}^2} \approx \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_R^2} + \frac{1}{f_H^2} \quad (1.19)$$

Dans le cas où les fondations sont infiniment rigides ($f_H \rightarrow \infty$): $f_{sys} \rightarrow f_{app}$ appelée fréquence apparente, et l'équation 3.13 devient [23]:

$$\frac{1}{f_{1,app}^2} \approx \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_R^2} \quad (1.20)$$

Lorsque l'on fait l'hypothèse que la structure se déforme en cisaillement et que la masse et la rigidité sont réparties de façon uniforme sur toute la hauteur de la structure, la fréquence à base fixe peut être calculée par la formule [23] :

$$f_1 = \frac{1}{4r} \quad (1.21)$$

Où r est le temps de parcours du signal entre le haut et le bas de la structure [11].

L'amortissement a aussi été considéré comme indicateur d'endommagement [11] présentent des résultats expérimentaux sur des plaques de béton préfabriqué. Ils ont montré que les fissurations, notamment celles qui sont invisibles, apportent des variations négligeables à la fréquence mais des variations allant jusqu'à 50% à l'amortissement. Ils supposent que les variations d'amortissement en torsion sont différentes de celles d'amortissement en flexion [11].

En se basant sur des mesures de vibrations ambiantes, Frizzarin et al. (2008) [11] démontrent que l'on peut distinguer, à partir de la signature du décrément aléatoire, entre l'amortissement visqueux et l'amortissement de frottement, soit :

$$\alpha(t) = x_0 \left[\left(1 + \frac{\gamma}{\xi}\right) e^{-\xi\omega t} - \frac{\gamma}{\xi} \right] \quad (1.22)$$

Où :

ω est la pulsation propre de la réponse libre

$\alpha(t)$ est l'enveloppe de la réponse libre de la structure passant par ses maximas.

ξ est le coefficient d'amortissement visqueux.

γ est le coefficient d'amortissement de frottement. Il est considéré comme indicateur d'endommagement : lorsqu'il est supérieur à zéro, cela indique la présence des fissurations dissipant de l'énergie par friction. Lorsque $\gamma = 0$, l'amortissement est principalement visqueux [11].

Le concept d'amortissement dit instantané est présenté comme un meilleur indicateur d'endommagement que la fréquence, notamment lorsque les fissures ne changent pas la fréquence, car il représente l'effet non-linéaire et dissipatif des fissurations [11]. L'approche présentée est basée sur l'analyse des ondelettes qui permet de calculer les fréquences et les amortissements instantanés [11].

4 Loi de similitude

4.1 Introduction

Les maquettes (ou modèles) ne peuvent être utilisées qu'à la condition de pouvoir calculer leurs dimensions et leurs paramètres de fonctionnement, compte tenu des dimensions et des conditions réelles de fonctionnement du système réel (prototype) à construire ; ce n'est que dans ces conditions que des essais représentatifs sur modèles pourront être entrepris. Cela ne peut se faire qu'à la condition de connaître les lois de similitude entre maquette et prototype et ces mêmes lois permettent également de faire des essais représentatifs, sur une machine donnée, à puissance réduite.

Dans les essais sur tables vibrantes de tailles moyennes et petites, on utilise des prototypes à échelle réduite ou spécimen.

L'objectif de cette partie est d'illustrer la plus-value de l'analyse dimensionnelle pour transposer des résultats d'une échelle à une autre, notamment pour prédire le comportement d'un procédé à l'échelle industrielle (prototype) à l'aide d'essais conduits sur un équipement de taille réduite (maquette) ; on procède alors à une réduction (scale-down).

À cette fin, nous allons :

- Tout d'abord énoncer le principe et les règles découlant de l'analyse dimensionnelle à respecter afin de réussir le changement d'échelle d'un procédé
- Puis illustrer comment appliquer ces règles au travers de plusieurs exemples guidés [25].

4.2 Historique

En 1687, Newton discutait de conditions similaires pour le mouvement fluide dans son livre principes mathématiques de la philosophie naturelle [26]. Les lois de similitude ont été étudiées dans différents domaines. Elles ont été développées principalement en mécanique des fluides et en aérospatial. Par la suite, d'autres domaines connaissent l'émergence des lois de similitude, notamment le transport terrestre, et enfin le Génie Civil. Depuis la fin des années 1960. C'est seulement vers la fin du 20^{ème} siècle qu'elle suscita l'intérêt dans le domaine du génie civil (solides et structures). Une recherche bibliographique montre en effet quelques utilisations et développements de la théorie des similitudes, pour les constructions métalliques ou en béton armé [27].

4.3 Domaine d'application en Génie Civil

D'abord, on note depuis l'émergence des lois de similitude dans les structures du Génie Civil, parmi lesquelles les bâtiments et ponts, les domaines d'étude sont principalement le comportement dynamique des structures. Pour cela des lois de similitude usuelles ont été établies, à partir de la méthode DA (dimensional analysis). Parmi ces lois usuelles, on note celles (Mass Based et Acceleration Based). Néanmoins ces lois usuelles présentent quelques inconvénients pour la réalisation des essais à l'échelle réduite [27]:

- La loi « Mass Based » nécessite de modifier la gravité, ce qui est techniquement impossible,
- La loi « Acceleration Based » ne permet pas de conserver par changement d'échelle la masse volumique des matériaux.

Certains auteurs utilisent les lois de similitude usuelles ou la méthode DA, pour des structures en béton et des structures en acier sans toutefois y apporter de développements majeurs. Ces auteurs soulèvent néanmoins la difficulté de conserver par changement d'échelle, le matériau et la géométrie. Cela peut causer des erreurs dans l'estimation du comportement de l'échelle. Ils montrent ensuite que ces erreurs peuvent être réduites si les lois de similitude sont établies sur la base de paramètres globaux. Ces derniers sont les caractéristiques mécaniques des sections, voire la raideur de la structure ou de ses composants. Pour les structures en béton, certains auteurs ont apporté des développements aux lois de similitude, en particulier pour la prise en compte des non-linéarités matérielles. Néanmoins, les nouvelles lois de similitude comportent des facteurs dépendants du temps, notamment celui sur la masse. Cela complique fortement les essais à l'échelle réduite [27].

Ce problème de la similitude est bien connu des équipes qui font des essais sismiques et le choix de la règle de similitude dépend des phénomènes qui interviennent dans la réponse. Lorsque la gravité a de l'importance sur le comportement de la structure à expérimenter, la loi généralement admise est la loi dite "similitude d'accélération" qui respecte le rapport entre les forces d'inertie et de pesanteur, mais qui oblige à changer la densité du matériau [27].

4.4 Modèles et simulations

4.4.1 Du modèle à la simulation

L'observation n'est pas toujours possible ni suffisante pour étudier un phénomène réel. Les causes principales en sont le manque de moyens techniques, financiers ou théoriques. La simulation est alors d'un grand secours pour approfondir l'étude. La simulation est l'expérimentation sur un modèle du phénomène que l'on veut étudier. Le modèle sur lequel

s'appuie une simulation est fondé sur une théorie, c'est-à-dire une description abstraite de la réalité. Dans le cas où le problème physique est basé sur une théorie reconnue et éprouvée, la simulation sert à évaluer ou à vérifier le comportement de l'objet d'étude. De tels modèles servent à dimensionner des ouvrages ou à établir des essais de laboratoire en génie civil par exemple. Quand la théorie n'est pas assurée, la simulation permet, par confrontation avec la réalité, de tester sa validité. Les modèles sont de deux types, numérique et analogique. De tels modèles existent dans beaucoup de disciplines mais nous nous limiterons ici à la description des simulations des phénomènes physiques [28].

4.4.2 Réalisation du modèle

Pour un modèle numérique, aussi bien que pour un modèle analogique, la forme des équations issues de la théorie, donne avant toute résolution numérique et analogique, des renseignements sur les relations entre les variables du problème. L'étude de ces relations fait l'objet de l'analyse dimensionnelle, qui elle-même est à la base des théories de la similitude dimensionnelle [28].

4.4.3 Analyse dimensionnelle

L'analyse dimensionnelle est l'étude de la forme générale des équations régissant un phénomène physique. Elle s'intéresse aux dimensions des variables intervenant dans les équations scientifiques. La propriété d'homogénéité des équations, c'est-à-dire leur indépendance par rapport au système d'unité, permet, à partir des relations entre les variables dimensionnelles de former un système équivalent de variables sans dimensions qui sont des produits des précédentes. Cette opération permet de réduire le nombre de variables décrivant le problème physique en ne considérant que des paramètres adimensionnels [28].

4.4.3.1 Le théorème de Vaschy-Buckingham (Théorème π)

Selon le théorème de Buckingham 1914, dans un problème comprenant n grandeurs physiques où il y a m dimensions fondamentales, on peut réécrire ces grandeurs physiques en $(n-m)$ paramètres adimensionnels :

$$i = n - m \quad (1.23)$$

Où

i : nombre de groupes adimensionnels nécessaires.

n : nombre de grandeurs physique

m : nombre de dimensions fondamentales

Soient $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ les différentes grandeurs physiques : comme la vitesse, la pression, etc. Entre toutes ces quantités, il y a une relation de la forme :

$$\Theta (A_1, A_2, \dots, A_n) = 0 \quad (1.24)$$

Si $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots$, représentent les quantités adimensionnelles parmi les quantités physiques $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$, on peut alors écrire une équation de la forme :

$$f (\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (1.25)$$

Où :

$$\pi_1 = f (\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (1.26)$$

[28]

4.4.3.2 Similitude dimensionnelle

La similitude dimensionnelle est l'étude des lois régissant le passage entre les grandeurs d'un modèle réduit et celles du prototype associé. L'analyse dimensionnelle est à la base de la détermination de ces lois.

On a vu que l'analyse dimensionnelle utilisait la propriété d'homogénéité des équations de la physique, c'est-à-dire leur indépendance par rapport au système d'unité. Or un problème de similitude revient à un problème de changement d'unité car dans les équations, le facteur d'échelle intervient de la même manière qu'un coefficient de changement d'unité de mesure. Cela implique une première propriété de la similitude [28].

4.4.3.3 Première propriété de la similitude et notation de Mandel

Les différentes échelles de longueur, masse, contrainte, etc., sont liées entre elles de la même manière que les unités de mesure cohérentes (c'est-à-dire permettant l'écriture d'équations homogènes) et elles restent les mêmes quelles que soient les longueurs, masses, contraintes mesurées. On peut donc chercher à définir pour chaque grandeur (et non chaque paramètre dimensionnel) du problème étudié, le facteur d'échelle permettant de passer du prototype au modèle réduit. Nous prendrons comme notation des facteurs d'échelle, celle utilisée par Mandel [28].

Notation de MANDEL : soit U_p une grandeur relative au prototype et U_m la grandeur correspondante pour le modèle réduit. On note alors avec une étoile le rapport de ces deux grandeurs [28] :

$$U^* = U_m / U_p$$

U^* est le facteur d'échelle attaché à la grandeur U .

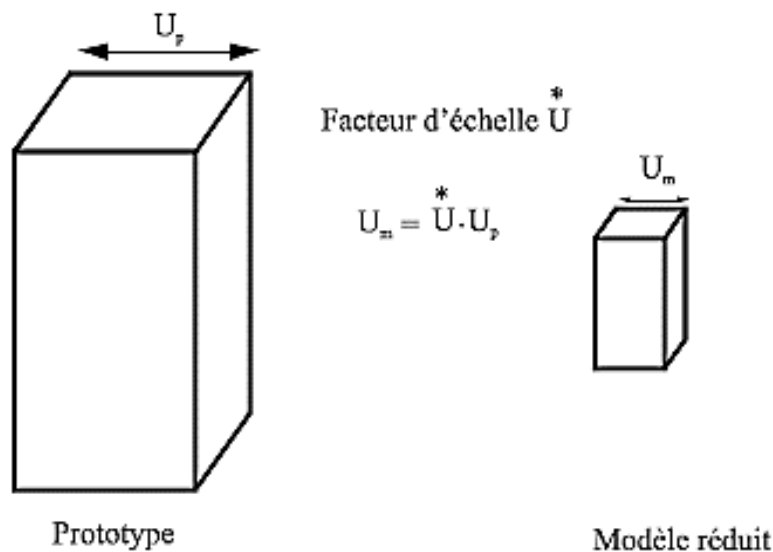


Figure 1.9 : Facteur d'échelle suivant la notation de Mandel.

4.4.3.4 Deuxième propriété et similitude complète

Dans un cas idéal, on déduit du théorème de Vaschy-Buckingham une deuxième propriété qui dit qu'un modèle réduit est représentatif du prototype si les paramètres adimensionnels décrivant complètement les deux systèmes, sont égaux simultanément. On dit dans ce cas que la similitude est complète. [28]

4.4.3.5 Similitude restreinte et effet d'échelle

Il est souvent difficile, et parfois même impossible de réaliser une similitude complète. On est alors amené à négliger certains facteurs au bénéfice d'autres qui paraissent plus importants compte tenu des phénomènes que l'on veut observer. Dans ce cas on réalise une similitude restreinte (partielle) [28].

Il est important de s'assurer pour une similitude restreinte que les phénomènes que l'on néglige aient la même importance dans le prototype et le modèle réduit. En effet, il peut arriver qu'un phénomène soit négligeable à l'échelle réelle et prépondérant à échelle réduite. On appelle effets d'échelle les influences différentes qu'un même phénomène peut prendre suivant les dimensions de l'objet d'étude. Un moyen de diminuer ces effets est d'augmenter le plus possible la taille du modèle réduit [28].

4.4.3.6 Les conditions de similitude

Les résultats des mesures expérimentales et les conclusions établies sur ces maquettes ne sont Transportables de la maquette au prototype que si certaines conditions sont satisfaites :

- **Similitude Géométrique (Formes)**

Le rapport de toutes les dimensions du prototype et de la maquette doit être constant : La maquette doit être à l'échelle exacte du prototype et les différentes dimensions doivent être reliées par le même facteur géométrique [29].

- **Similitude Cinématique (Mouvements, Trajectoires)**

La similitude cinématique est satisfaite si une modification dans le temps des vitesses sur le prototype est accompagnée d'une modification correspondante sur la maquette [29].

- **Similitude Dynamique (Forces)**

Pour avoir une similitude dynamique entre la maquette et le prototype, il faut que le rapport des forces appliquées à des éléments homologues (sur la maquette et le prototype) doit être constant quelles que soient les forces homologues considérées [29].

4.4.3.7 Lois de Cauchy et Froude

Pour un test dynamique réel de modèles réduits sur table vibrante, La loi de Cauchy est adéquate pour les phénomènes dans lesquels les forces de rappel dérivent de relation constitutive contrainte-déformation, tandis que la loi de Froude s'applique aux cas où les forces de gravité sont importants. Ainsi, pour la modélisation réaliste de la réponse dynamique non linéaire de la structure, les lois de similitude doivent être satisfaites [30]. La satisfaction simultanée de Cauchy et Froude conduisent aux facteurs d'échelle représentés dans le tableau suivant. (En supposant que $E_p \div E_m = 1$ c'est-à-dire le modèle et le prototype ont les mêmes propriétés matérielles). L'échelle d'accélération est l'unité tandis que l'échelle de temps est la racine carrée de l'échelle géométrique λ . Cela signifie que dans le modèle, l'échelle de temps est compressée par un facteur $\sqrt{1/\lambda}$ donc les accélérogrammes appliqués à la structure ont des valeurs plus courtes durées, fréquence plus élevée et mêmes accélérations. Une autre conséquence importante de la loi de similitude, est l'augmentation de la masse du modèle par rapport au prototype de référence (ρ devenir inversement proportionnel au facteur d'échelle géométrique λ). Cette relation impose des difficultés liés en termes de recherche de matériaux haute densité non standard ou d'ajout de masse au modèle sans influencer sa rigidité. Dans la présente étude, des masses supplémentaires sont appliquées sur la surface mise à l'échelle [30].

Paramètre	Symbole	Facteur d'échelle (Cauchy)	Facteur d'échelle (Cauchy + Froude)
-----------	---------	----------------------------	-------------------------------------

Longueur	L	$L_p/L_m = \lambda$	$L_p/L_m = \lambda$
Module d'élasticité	E	$E_p/E_m = e = 1$	$E_p/E_m = e = 1$
Masse spécifique	ρ	$\rho_p/\rho_m = \rho = 1$	$\rho_p/\rho_m = \rho = \lambda^{-1}$
Aire	A	λ^2	λ^2
Volume	V	λ^3	λ^3
Masse	m	λ^3	λ^2
Déplacement	d	λ	λ
Vitesse	V	1	$\lambda^{1/2}$
Accélération	a	λ^{-1}	1
Poids	w	λ^3	λ^2
Force	F	λ^2	λ^2
Moment	M	λ^3	λ^3
Contrainte	σ	1	1
Déformation	ε	1	1
Temps	t	λ	$\lambda^{1/2}$
Fréquence	f	λ^{-1}	$\lambda^{-1/2}$

Tableau 1.1 : Facteurs d'échelle entre prototype et modèle [30].

4.5 Méthode de conception de relations de similarité : (essais sur table vibrante)

De nombreux chercheurs dans ce domaine ont effectué de nombreux travaux sur la relation de similarité dans le test du modèle de table. Selon les différents objets de recherche et problèmes pratiques à résoudre, diverses méthodes permettant de déterminer la relation de similarité sont proposées. Quatre méthodes de conception similaires courantes dans les tests sur modèle de table vibrante sont résumées et présentées comme suit [26] :

- Wang et coll., (2021a) et Wang et coll., (2016) ont souligné les lacunes de la méthode traditionnelle d'analyse dimensionnelle dans la conception de la relation

de similarité du test du modèle de table vibrante pour l'interaction de plusieurs structures : il n'est pas possible de distinguer le degré d'importance des différents paramètres du test, la différence de conception de relation similaire de différentes structures, ou le degré d'importance de la même quantité physique à différentes structures du modèle [26]. Par conséquent, de nombreux chercheurs dans ce domaine proposent diverses méthodes de test, parmi lesquelles la méthode de similarité de masse artificielle est largement utilisée.

- La méthode de similarité de masse artificielle est un cas particulier basé sur la loi de similarité cohérente [26]. Cette méthode change la densité de masse du modèle en ajoutant artificiellement des contrepoids au modèle pour le faire satisfaire la relation de similarité. En utilisant la longueur, le module élastique et la densité équivalente comme grandeurs physiques de base, la relation similaire entre d'autres paramètres est dérivée en combinant le théorème II et l'analyse de dimensionnalité [26].
- En plus d'utiliser le modèle de masse artificielle ci-dessus pour résoudre la taille et la capacité portante de la table vibrante, certains chercheurs utilisent également la méthode de conception similaire ignorant la gravité pour guider la recherche expérimentale. Autrement dit, la condition selon laquelle le rapport de similarité de l'accélération d'entrée est égal au rapport de similarité de l'accélération gravitationnelle est ignorée pour que le modèle satisfasse à l'exigence de similarité. En raison de l'absence de contrainte verticale, l'erreur lors de la phase de défaillance du test est importante et l'effet de distorsion gravitationnelle est généré. Cette méthode ne convient donc qu'à la phase élastique. Xie et coll. (2019) ont effectué un test sur modèle de table vibrante de structure à ossature acier-béton avec le modèle de gravité ignoré et ont découvert qu'un effet de distorsion gravitationnelle important existait dans le test sur modèle, entraînant de grandes erreurs dans les résultats des tests [26]. Wang et Li (2010) ont pris la structure à quatre étages comme exemple et ont utilisé le logiciel d'éléments finis SAP2000 pour effectuer une analyse dynamique de l'histoire du temps sur le modèle en ignorant la gravité, et ont vérifié que la méthode pouvait véritablement refléter les

caractéristiques du prototype [26]. Lu et Lu (2001) sont partis de l'équation de Lamé en mécanique des solides et de l'équation de Navierstockes en mécanique des fluides visqueux de Newton [26]. La relation de similarité dynamique du test sur table vibrante du système de couplage fluide-solide est déduite systématiquement, et une méthode de prise de différentes valeurs de direction tridimensionnelle des composants est proposée pour éliminer l'effet de distorsion gravitationnelle [26].

Le modèle de masse artificielle et le modèle ignorant la gravité mentionnés ci-dessus résolvent les problèmes de taille limitée de la table vibrante et de difficulté à obtenir des matériaux à haute densité. Le premier définit la masse artificielle pour simuler l'effet de la gravité totale et de la force d'inertie, tandis que le second ne définit pas la masse artificielle et ignore l'effet de la gravité.

- Zhang (1997) a effectué de nombreuses recherches sur la loi de similarité cohérente, la similarité des modèles à petite échelle et la similarité non linéaire, et a proposé la méthode de masse, la moins artificielle qui permet de concevoir facilement le modèle expérimental avec une masse supplémentaire arbitraire [26]. Dans cette méthode, le poids total du modèle ne dépasse pas la capacité portante maximale de la table vibrante en ajoutant une quantité appropriée de contrepoids, et la méthode consistant à ignorer la conception de similarité gravitationnelle est évitée, ce qui réduit l'erreur de test causée par l'effet de distorsion gravitationnelle. Huang et coll. (1994) ont utilisé deux méthodes pour déduire la relation de similarité dynamique entre le modèle et le prototype dans différentes conditions de contrepoids, afin de fournir une méthode quantitative fiable pour calculer correctement les performances sismiques du prototype dans des conditions de contrepoids insuffisant [26]. Tao et coll. (2010) ont établi l'équation de densité équivalente afin de résoudre le problème du contrepoids structurel lors de l'essai sur table vibrante de la structure du métro et ont étudié l'influence de différentes épaisseurs de sol sus-jacent sur l'effet de gravité en utilisant la méthode de masse moins artificielle [26]. De ne pas modifier la rigidité et les propriétés mécaniques de la structure, l'utilisation de la couche de sol sus-jacente et du poids artificiel dans

la structure peut améliorer la précision des résultats des tests. Yang et coll. (2007) ont pris comme exemple la structure à trois étages, en partant du modèle de masse complet et, compte tenu des limites de la capacité portante de la table vibrante, ils ont ajusté la relation de similarité et ont dérivé la relation de similarité du modèle avec un contrepoids incomplet [26]. En comparant les valeurs dérivées du modèle et les valeurs calculées du prototype lors du test final, on conclut que sous la méthode de masse moins artificielle, le modèle et le prototype ont une bonne similarité dans la période de vibration naturelle, l'accélération maximale de chaque couche, le déplacement latéral et la valeur de cisaillement de la base de la structure au phase élastique, ce qui indique que le modèle de masse moins artificiel peut également refléter fidèlement le comportement sismique du prototype au phase élastique [26].

5 Conclusion

La recherche en ingénierie parasismique, notamment dans l'étude des structures à l'aide de tables vibrantes, a connu des avancées significatives depuis les années 1970. Les progrès dans les techniques d'analyse et de simulation informatique ont permis une meilleure compréhension des effets des tremblements de terre sur les structures. Les tables vibrantes, initialement développées pour des tests de qualification sismique, sont devenues des outils essentiels pour valider les modèles analytiques et numériques.

L'analyse de la fréquence et de l'amortissement des structures est cruciale pour prédire et atténuer les dommages sismiques. Les études sur les tables vibrantes permettent de caractériser ces paramètres, facilitant ainsi la conception de bâtiments résistants aux séismes. De plus, la recherche sur les lois de similitude a permis le développement de méthodes efficaces pour reproduire fidèlement les conditions sismiques en laboratoire, malgré les limitations des tables vibrantes en taille et capacité.

Chapitre 02

Généralités sur les Tables Vibrantes

1 Introduction

Les essais sismiques sont un élément central de l'ingénierie parasismique, essentiels pour évaluer la résistance et les performances des structures face aux contraintes sismiques. Ces tests revêtent une importance capitale pour assurer la sécurité des infrastructures civiles et industrielles, notamment dans les zones exposées aux risques sismiques.

Dans ce chapitre, nous nous penchons sur deux aspects clés : d'une part, l'évolution historique des tables vibrantes dans le domaine de l'ingénierie sismique, et d'autre part, l'examen des installations spécifiques en Algérie, à savoir la table vibrante de Chlef, le laboratoire RISAM de l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, et la table vibrante du Centre de Recherche Appliquée en Génie Parasismique (CGS).

Au cours des dernières décennies, les essais sismiques ont évolué pour devenir une discipline cruciale dans la conception et l'évaluation des structures. Ces tests permettent de simuler les vibrations sismiques afin de comprendre le comportement des matériaux et des systèmes, contribuant ainsi à renforcer la résilience des bâtiments et des infrastructures.

Parallèlement, les tables vibrantes ont joué un rôle essentiel dans cette évolution. Initialement utilisées pour des expériences qualitatives, ces dispositifs ont connu une transformation majeure grâce aux avancées technologiques, notamment dans le domaine du contrôle numérique. Cela a permis d'améliorer la précision des tests et leur capacité à évaluer la résistance sismique des structures.

En mettant l'accent sur les installations en Algérie, nous explorerons la table vibrante de Chlef, réputée pour sa technologie de pointe dédiée à la simulation précise des excitations sismiques en laboratoire. De plus, le laboratoire RISAM et le CGS offrent des capacités uniques avec leurs tables vibrantes uni-axiale et multi-axes, respectivement, permettant des tests approfondis sur une variété de structures.

2 Historique de développement des tables vibrantes

La genèse de la table vibrante remonte à la fin du 19^{ème} siècle au Japon, où la première table, actionnée manuellement, fut construite. Cependant, ce n'est qu'au début du 20^{ème} siècle les développements ont été transférés à l'université de Stanford aux États-Unis avec

l'introduction d'un moteur électrique pour produire un mouvement oscillatoire plus raffiné dans une direction, la réponse de l'éprouvette étant enregistrée mécaniquement par des stylos sur un tambour rotatif. Les tremblements de terre majeurs des années 1920 ont suscité un regain d'intérêt à Stanford, ce qui a abouti à une table unidirectionnelle se déplaçant sur des rails, activée soit par un pendule frappant à une extrémité (l'autre étant combattu par des ressorts), soit par une roue avec une masse excentrique fixée au tableau. Une caractéristique intéressante ici était que la taille de la masse excentrique pouvait varier à mesure que le mouvement harmonique se poursuivait, fournissant ainsi une méthode de contrôle. Dans les années 1950, un pendule similaire était utilisé sur une table construite à l'université de Californie, mais au lieu de rails, il était soutenu par un groupe de barres verticales flexibles dans une seule direction, et la guerre de 1939-1945 avait entraîné la disponibilité d'appareils électriques pour mesurer la réponse. De plus, en Italie, à cette époque, l'utilisation de pendules était renforcée par des dispositifs d'entrée de masse contrarotatifs offrant un meilleur contrôle de fréquence ; des réseaux de plusieurs excitateurs électrodynamiques ont également été utilisés. Au Japon, le mouvement était induit par le relâchement de ressorts comprimés [31].

L'idée de produire un apport par un piston rempli d'huile a été introduite au MIT après le tremblement de terre de Long Beach en 1933 sur une table suspendue au-dessus par des fils. Deux autres innovations revêtent ici la plus grande importance. Le premier était un dispositif analogique permettant d'utiliser un enregistrement réel de tremblement de terre comme entrée, et le second était le contrôle du mouvement par une boucle de rétroaction à commande électrique et pilotée par erreur. Le développement de ces idées dans les tables vibrantes que nous utilisons aujourd'hui a dû attendre le développement général de l'ingénierie de contrôle pendant la guerre de 1939-1945, suivi par des vitesses de plus en plus élevées dans le calcul numérique. Cette histoire se termine (vers 1985) après que la poursuite de ces progrès ait rendu possible un contrôle complet à 6 degrés de liberté à l'aide de nombreux actionneurs remplis d'huile, mais avant qu'ils ne deviennent capables de nous donner un contrôle en temps réel avec les capacités associées d'entrée et de multi-support [31].

2.1 Table vibrant avec un mouvement oscillatoire simple

En 1890, le sismologue britannique John Milne et son collègue japonais Fusakichi Omori ont menés les premiers tests en laboratoire des effets des tremblements de terre sur des modèles structuraux au Japon. Leur dispositif consiste en une plate-forme posée sur des rails (Figure 2.1.) [32].

L'échantillon est monté sur la plate-forme et le mouvement oscillatoire est créé par une tige fixée à une roue de masse excentrique actionnée manuellement par une manivelle. Le mouvement de la plate-forme est enregistré par des crayons collés au tambour.

Après le tremblement de terre de 1906 en Californie, une table similaire alimentée par un moteur électrique qui faisait tourner les roues à une vitesse contrôlée a été construite par le professeur FJ Rogers [32].

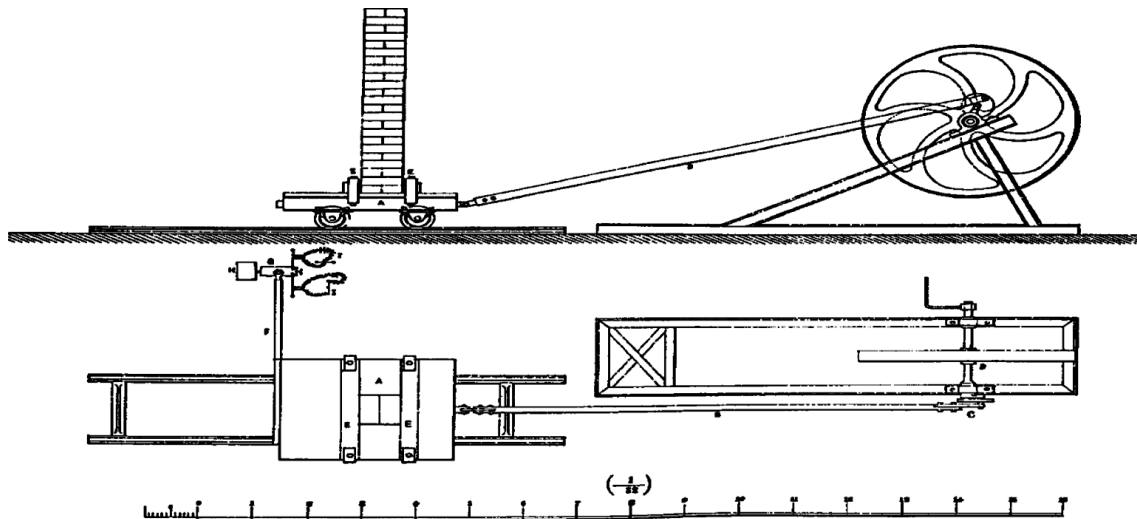


Figure 2.1: Table vibrante de Milne–Omori (1890) [32].

Le schéma général de cette table est donné par la figure 2.2. Sur laquelle, (A) est un moteur à courant continu ; (B) est une roue d'équilibre pesant environ 75 Kg. La tige de liaisons est entraînée par une manivelle réglable (E) qui permet de régler l'amplitude de mouvement à n'importe quelle valeur entre 0 et 100 mm. (C) est une boîte aux dimensions internes de 100 cm x 86 cm x 30 cm. Le corps est placé sur un rouleau en acier (D) de 4 cm de diamètre. La caisse, la roue d'équilibre et le moteur sont montés en une plate-forme rigide est solidement boulonnée au sol. Le papier enroulé autour du rouleau (G), monté sur un support complètement séparé, actionné manuellement, a reçu des traces représentant :

- Déplacement des caisses enregistreuses ;
- Déplacement du bloc (F) enfoui dans le matériau à l'intérieur du caisson ;
- Oscillation d'un électro-aimant relié électriquement au deuxième pendule.

Une troisième trace est effectuée pour corriger les erreurs causées par la rotation manuelle du tambour.

Les expériences consistaient à faire vibrer la caisse de charge à travers l'entraînement, le balancier et la tige, avec des excitations harmoniques d'amplitude et de fréquence variables. Le tambour est ensuite tourné manuellement pour suivre le mouvement relatif du corps et du bloc enfoui dans la charge [33].

Cette table a été utilisée pour étudier les phénomènes observés lors du séisme de 1906, notamment l'effondrement des bâtiments construits sur des fondations en sol meuble. Les tests sont presque limités au sable avec différents degrés de saturation. Néanmoins, l'expérience de Rogers restera strictement expérimentale, car en raison de l'incohérence de ces résultats et de la difficulté mathématique du problème, un modèle théorique pour analyser le phénomène n'a pas encore été développé [32].

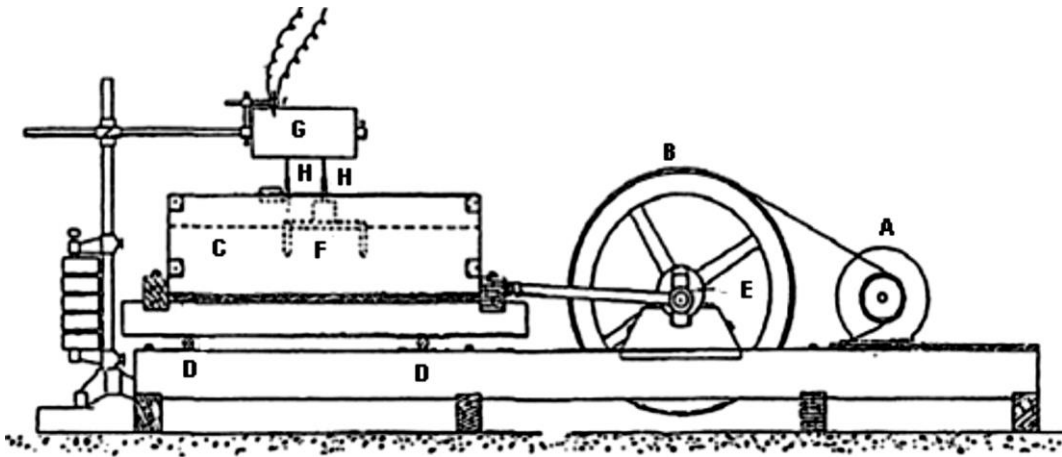


Figure 2.2: La table vibrante conçue et utilisée par F.J.Rogers [32].

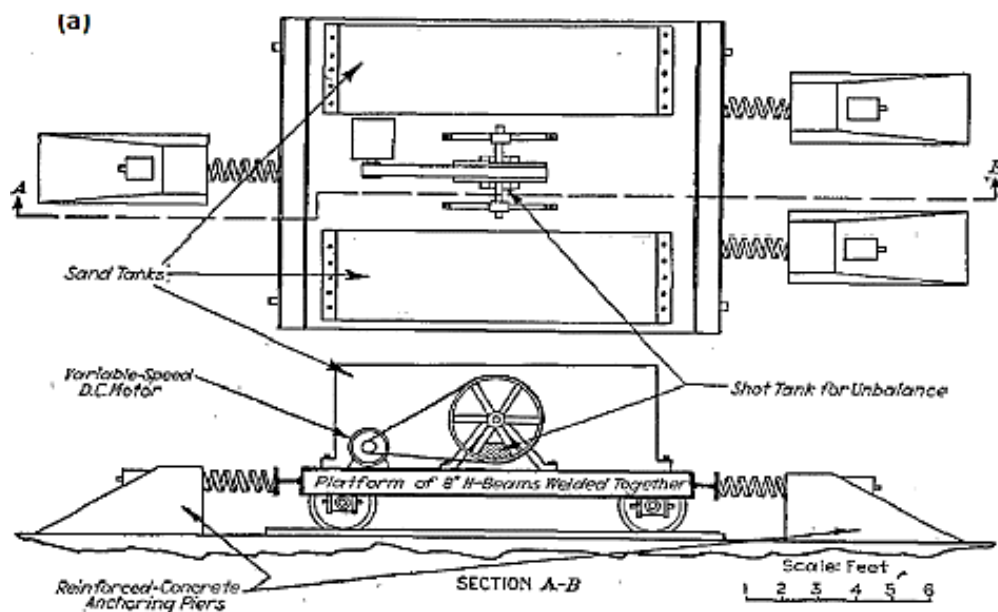
2.2 Table vibrante utilisant un pendule et des ressorts (table type Jacosben)

L'université de Stanford a créé un comité de techniciens et d'ingénieurs pour mener des expériences de vibration sur des modèles structuraux après le séisme de Kanto (1923) qui a

dévasté une grande partie de la ville de Tokyo et le séisme de Santa Barbara aux États-Unis en 1925. Il a été décidé de construire un laboratoire avec une table d'agitation comme dispositif principal. Cette tâche a été confiée au Pr. Jacobsen et ses collègues, qui ont produit une table dont le schéma est présenté à la figure 2.3. La table consiste en une plateforme fabriquée à partir d'une poutre métallique de 20 cm de hauteur de l'âme. Les dimensions en plans de la table sont de 3,05 m × 3,66 m, et son poids total est de 272 Kg. Elle est placée sur des rouleaux, qui sont répartis sur deux rails [32].

Une extrémité de la table est fixée à une base en béton à l'aide d'un ressort hélicoïdal ; la rigidité de ce dernier peut être modifiée pour modifier le comportement (mouvement) de la table. Il y a un bouchon à l'autre extrémité.

Le mouvement se fait via un pendule ou une roue asymétrique solidement fixée à la table. Le pendule frappe une fois le butoir fixé sur la table de travail, ce qui entraîne un impact initial suivi d'un mouvement de vibration libre, comme indiqué dans la partie supérieure de la figure 2.4. À elle seule, la roue asymétrique produit un mouvement harmonique comme indiqué dans la partie inférieure de la figure 2.4. Les détails de la roue sont illustrés dans la figure 2.5, qui montre quatre poids connectés symétriquement et une boîte excentrique contenant du plomb. Une disposition appropriée permet de modifier la fréquence et/ou l'amplitude du mouvement de la table, et ce, en augmentant ou en diminuant la quantité du plomb dans la boîte, même lorsque la roue est en mouvement [32].



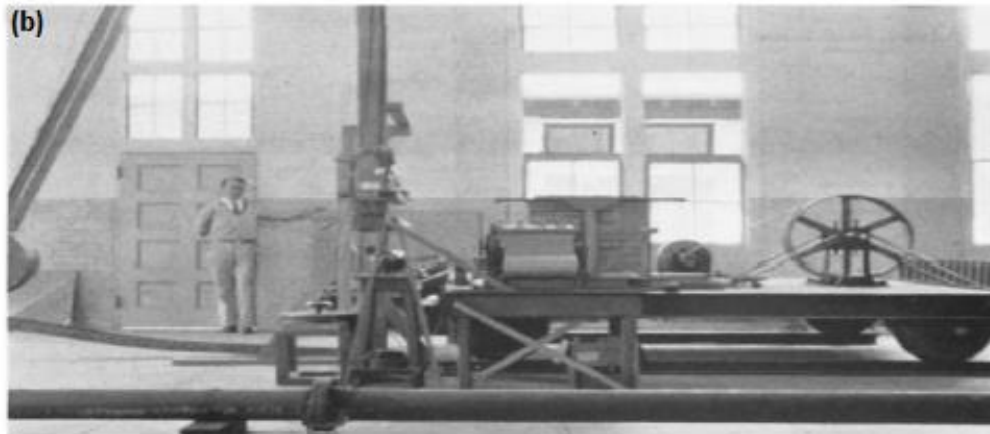


Figure 2.3: Table vibrante de Jacobsen.

(a) Schéma descriptif et (b) Photo du dispositif [32].

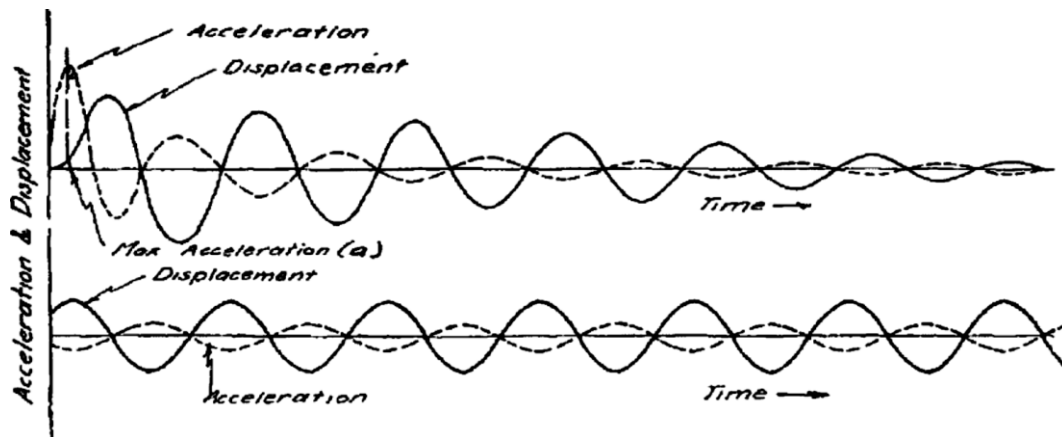


Figure 2. 4: Tracé théorique de deux types d'inputs utilisés dans la table vibrante de Jacobsen [32].

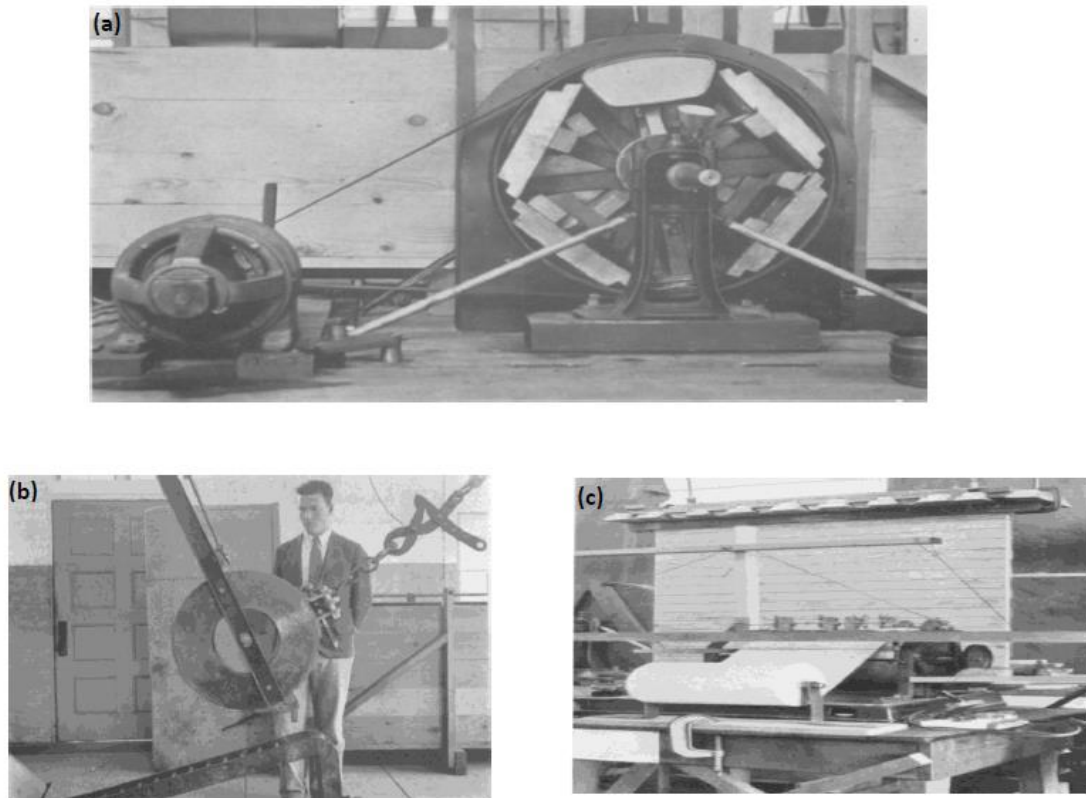


Figure 2. 5 : Détails de la table de Jacobsen.

(a) la roue asymétrique, (b) le pendule et (c) le tambour d'enregistrement [19].

Le modèle de table vibrante de Jacobsen a été reproduit par plusieurs chercheurs à travers le monde. Au Japon, un modèle de barrage en terre à l'échelle 1:100 a été testé en 1936 à l'aide d'une table vibrante avec une excitation harmonique via un générateur de vibrations de masse excentrique. En 1956, Obert a mentionné des tables de type Jacobsen construites à l'ISMES, en Italie, pour tester des conceptions de barrages en Italie, au Japon, en Yougoslavie et aux États-Unis. Une réplique du bâtiment Pirelli à Milan a également été testée. Les dimensions en plan de cette table sont d'environ $3 \text{ m} \times 4.6 \text{ m}$. Il est suspendu par des câbles à un portique très rigide et peut être excité de trois manières : par une combinaison de pendules et de ressorts, par un dispositif à masse excentrique pouvant produire un mouvement horizontal ou vertical, ou par quatre générateurs électromagnétiques synchronisés qui produisent un mouvement harmonique. La Figure 2.6 montre les deux premières options [33].

Au milieu des années 50, une table de type Jacobsen d'environ de 2.13 m × 3 m (7 × 10 ft) a été construite à l'Université de Californie, Berkeley, à l'initiative de Clough et Pirtz. Cette table est utilisée afin d'étudier le comportement du barrage en enrochement. Elle est constituée d'une dalle en béton armé de 20 cm d'épaisseur posée sur quatre pieds en acier, (Figure 2.7), très flexible dans une des directions horizontales seulement. Une extrémité de la dalle est reliée à un ressort très rigide. Le mouvement de la table est provoqué par une masse de 68 Kg, accrochée à un pendule, qui vient percuter l'autre extrémité de la table [33].

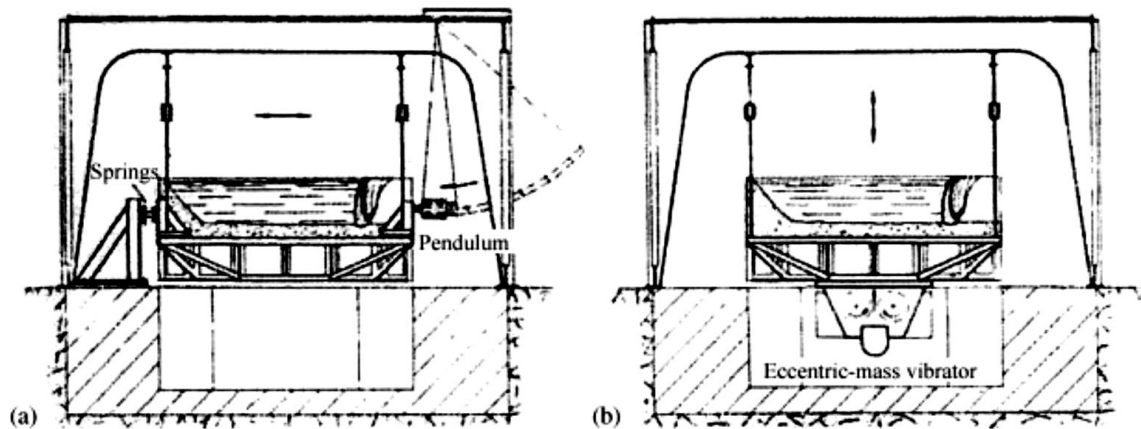


Figure 2.6 : La table du type Jacobsen d'Oberti [32].

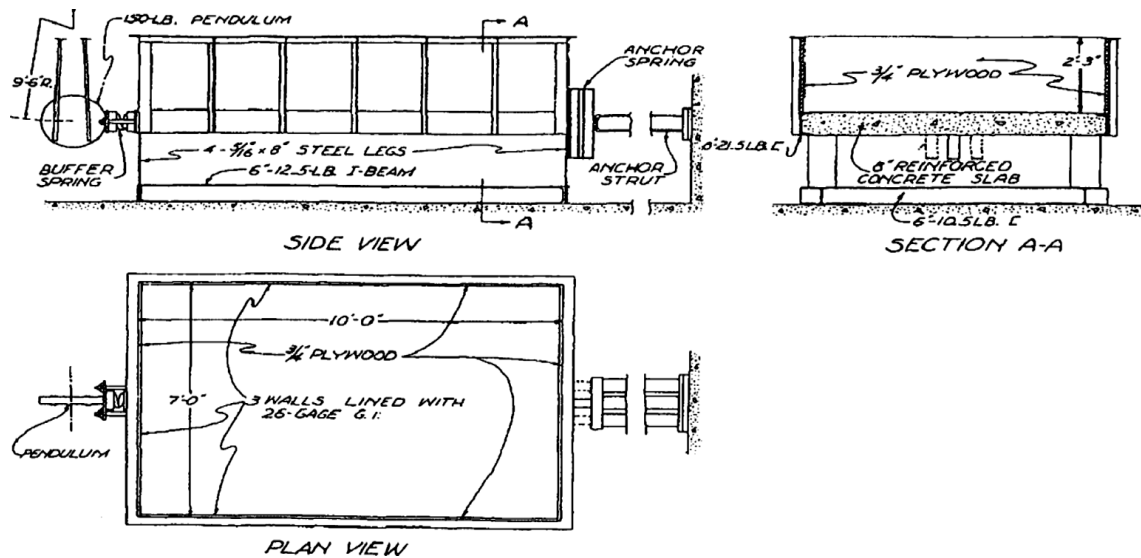


Figure 2.7 : Schéma de la table utilisée par Clough et Pirtz pour tester les modèles de barrages [32].

2.3 Table vibrante utilisant des vérins hydraulique (naissance de la table vibrante moderne)

2.3.1 L'invention de A.C. RUGE

La première table conçue par Ruge, un chercheur associé en sismologie au Massachusetts Institute of Technology (MIT), au début des années 1930, est contrôlée par des ressorts et un système de roue à masses excentrées pour produire un mouvement sinusoïdal. Il a donc développé une nouvelle table qui était en rupture totale avec les anciennes [19].

En effet, au lieu d'utiliser des ressorts, ou pendules ou bien des roues à masses excentrées, Ruge a introduit un vérin hydraulique pour actionner la table, (Figure 2.8) et (Figure 2.9).

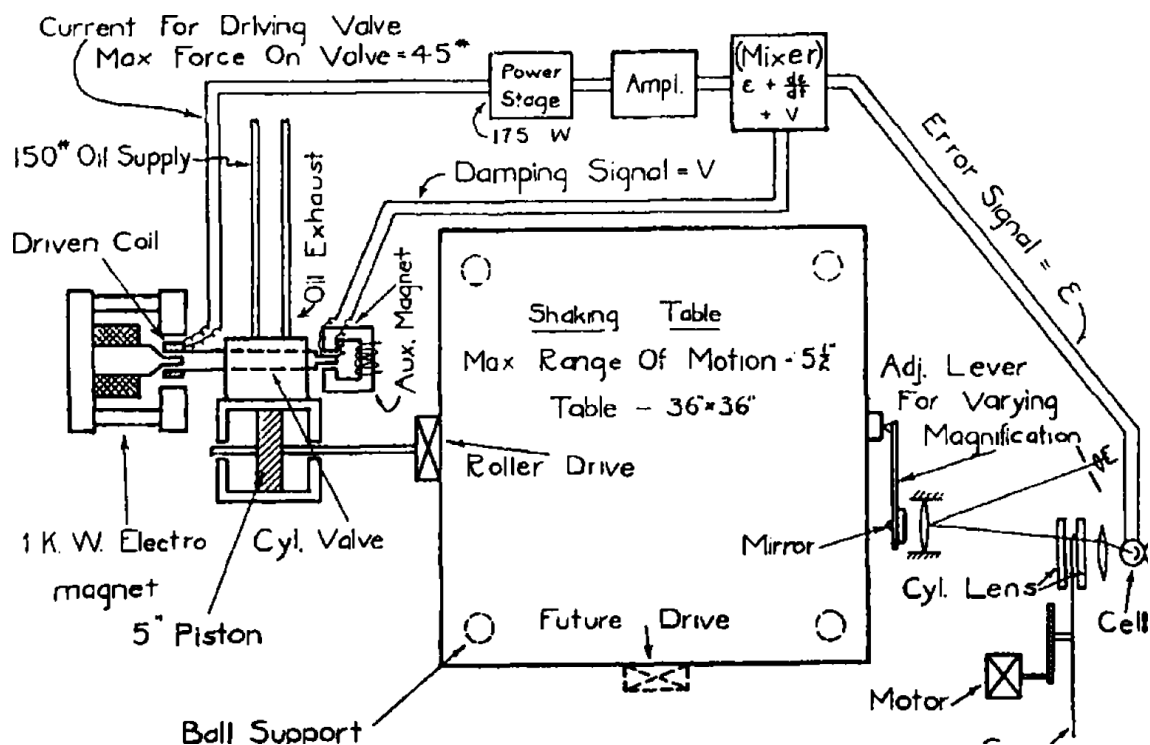


Figure 2 8 : Schéma de la table vibrante de Ruge [32]



Figure 2.9 : Photo de la table en opération [32].

2.3.2 La table supportée par la pression d'eau à JASSY, ROUMANIE

La Seconde Guerre mondiale 1939-1945 et ses conséquences ont interrompu le développement des tables vibrantes, mais une compensation a été l'innovation rapide dans le contrôle des systèmes hydrauliques à des fins militaires, en particulier la technologie des servovalves. Ce dernier fut bientôt appliqué à la construction de tables vibrantes. On peut dire que le bâtiment de l'institut de recherche (Building Research Institute - BRI) de Jassy, en Roumanie, a été le premier à le faire et au début des années 1960, deux vérins électrohydrauliques ont été utilisés pour entraîner une table de 10 m × 10 m avec des accélérations allant jusqu'à 0.4 g. Comme le montre la Figure 2.10 [32].

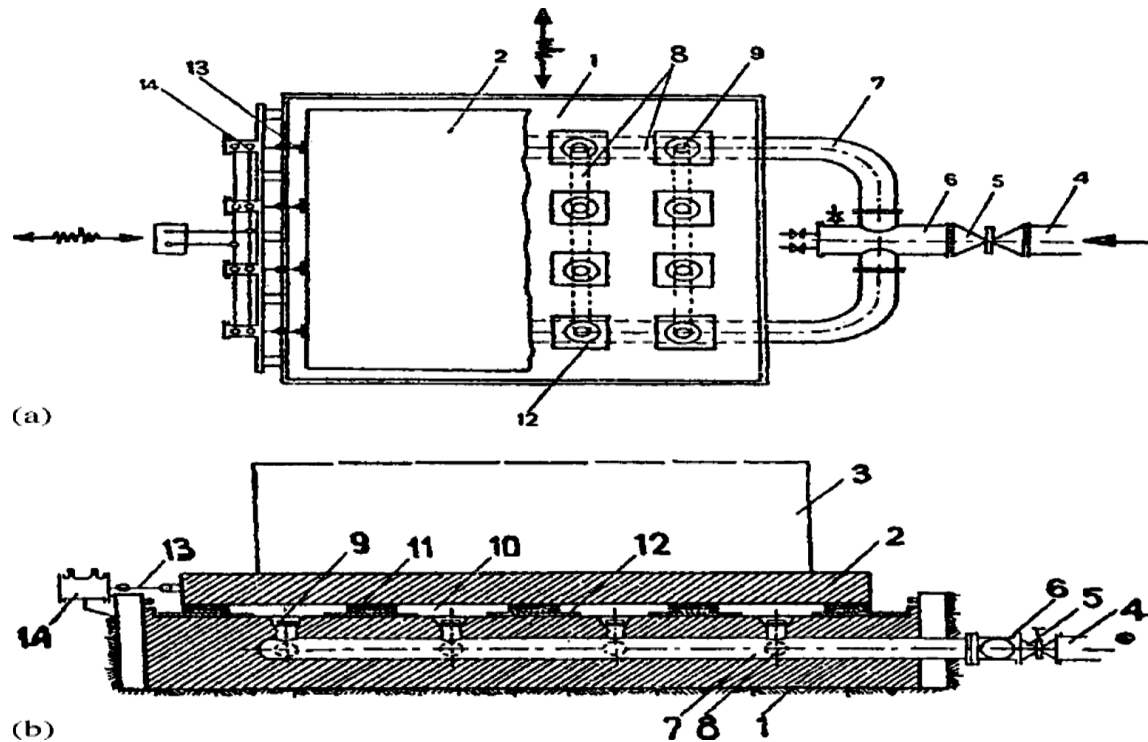


Figure 2.10 : Table vibrante de Jassy, Roumanie (1968) ; (a) vue en plan de la table montrant 8 des 16 compartiments (12) et (b) coupe transversale qui montre la conduite d'eau (9) et la grille en mousse de polystyrène (11) [32].

2.3.3 La table vibrante uni-axiale de l'université de l'ILLINOIS, URBANA

L'agitateur uni-axial de l'Université de l'Illinois a été construit par la société Ormond de Los Angeles en 1967. Sa plate-forme mesure $3.65 \text{ m} \times 3.65 \text{ m}$ en plan et est constituée d'une tôle soudée aux poutres en I de 13 cm de haut du noyau. Dans sa conception, cette table s'inspire de la table Clough et Pirtz construite il y a 10 ans. En fait, la plate-forme est reliée à la base rigide par 16 plaques d'acier avec des "joints flexibles" aux extrémités, qui permettent à la table de se déplacer dans une seule direction horizontale. Contrairement aux tables de Clough et Pirtz qui utilisent un pendule, cette table est commandée par un actionneur électrohydraulique d'une capacité de 333 KN, noté «Ram» sur la figure 2.11 [32].

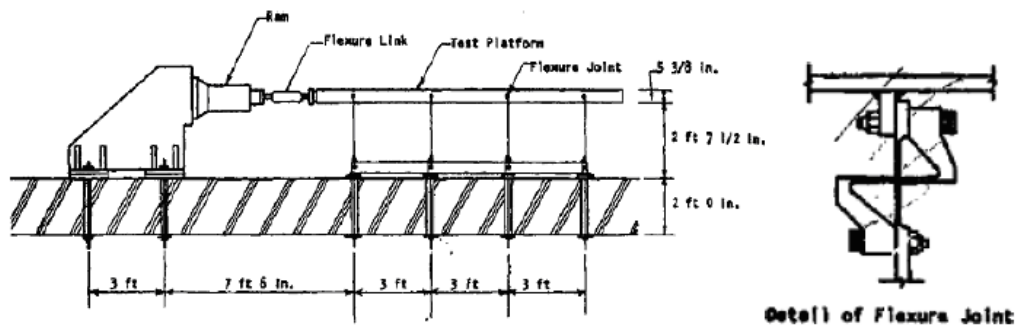


Figure 2.11 : Schéma de la table vibrante de l'université d'Illinois [32].

2.3.4 La table vibrante de PENZIEN et REA de $(30,5 \times 30,5) \text{ m}^2$

En 1965, un groupe de chercheurs de l'université de Californie à Berkeley (UCB), dirigé par le professeur Penzien, a entrepris un projet ambitieux pour étudier la faisabilité d'une table de $30.5 \text{ m} \times 30.5 \text{ m}$ là sont un total de 52 vérins hydrauliques, dont 40 sont disposés dans la direction horizontale et 12 sont disposés dans la direction verticale [19].

La montre prévoit d'utiliser le développement de la technologie de contrôle et du calcul numérique par ordinateur pour introduire le système de contrôle pour la première fois Electro-hydraulique "active". La technique consiste à mesurer et à compenser les mouvements parasites de la table au moyen d'un système d'asservissement en boucle fermée qui apporte les corrections appropriées au signal d'entrée [19].

3 Les tables vibrantes opérationnelles dans le monde

Dans le tableau ci-dessous, nous résumons différentes tables vibrantes existant dans le monde, offrant ainsi une présentation détaillée de leurs caractéristiques essentielles. Chaque table vibrante est examinée selon ses dimensions, sa capacité de charge, ses mouvements possibles, ses vitesses et accélérations maximales, ainsi que d'autres spécifications pertinentes. Cette compilation permettra aux lecteurs de comparer facilement les différentes tables vibrantes et de comprendre leurs capacités et leurs performances, facilitant ainsi le choix de la table la plus adaptée à leurs besoins spécifiques en recherche, en test et en développement dans divers domaines de l'ingénierie et des sciences.

	Institution	Degré de liberté	Charge utile (KN)	Surface (m ²)	Déplacement (mm)	Vitesse (cm/s ²)	Accélération (m/s ²)	Fréquence (Hz)
Caractéristiques des principales tables vibrantes en Europe	Bristol-Univ (U.K)	6	150	9	150	60	75	100
	Cea-Azelee (France)	6	1250	36	125	100	40	100
	Cedex (L'Espagne)	6	100	9	100	/	50	60
	Ckti (Russie)	1	200	5	100	/	10	50
	Izus (Macod)	2	720	25	125	75	10	80
	Enea (Italie)	6	300	16	125	78	78	50
	Esa-Estec (Hollande)	6	225	25	70	80	30	100
	Incerc-A (Roumanie)	1	1400	100	130	80	6	20
	Ismes-Master (Italie)	6	300	16	100	55	50	120
	Ismes-Ariete (Italie)	1	250	10	80	70	25	50
	Koeri (Turquie)	1	100	9	120	120	30	50
	Lnec (Portugal)	3	1000	26	175	70	31	40
	Ntua-Lee (Grèce)	6	200	16	100	100	40	100
	Pavia-Univ (Italie)	1	1030	39	500	220	18	84
	Spoemea (France)	2	300	9	210	60	30	100
Tsnilsk (Russie)	1	1000	24	50	/	20	/	
Caractéristiques des tables vibrantes les plus opérationnelles dans le monde	Cea (France)	6	1250	36	125	100	/	100
	Hazama (Japon)	3	800	24	300	115	/	50
	Incerc (Roumanie)	1	1400	100	100	80	/	20
	Kajima (Japon)	6	500	25	200	100	/	60
	Kumagai-Gumi (Japon)	6	700	25	260	150	/	70
	Lnec (Portugal)	3	1000	26	175	70	/	40
	Mitsubishi Elect (Japon)	2	400	16	100	70	/	30
	Mitsubishi H.Ind (Japon)	3	1000	36	50	150	/	50
	Nat.Inst.Dis.Prev (Japon)	6	12000	300	1000	200	/	15
	Nat.Inst.Dis.Prev (Japon)	1	500	218	220	90	/	50
	Nat.Inst.Dis.Prev (Japon)	3	450	24	150	75	/	40
	Obayashi-Gumi (Japon)	3	500	25	600	200	/	50
	Tsnisk (Russie)	1	1000	24	50	/	/	/
	Berkely-Univ-(Usa)	6	450	37	127	76	/	15
Buffalo-Univ (Usa)	5	500	13	150	125	/	100	

Tableau 2.1: Caractéristiques des tables vibrantes opérationnelles dans le monde [34].

4 Les tables vibrantes en Algérie

4.1 La table vibrante de Chlef

La table vibrante de Chlef est un dispositif de pointe pour la simulation d'excitations sismiques en laboratoire. Son mécanisme complexe intègre des systèmes mécaniques et hydrauliques sophistiqués, avec un contrôle précis. Elle offre une plate-forme robuste et une masse de réaction massive pour des essais précis. Ses systèmes hydrauliques avancés assurent un débit fluide et une pression adaptée. Le contrôle est assuré par un système sophistiqué permettant une programmation dynamique des essais (voir Figure 2.12) [35].

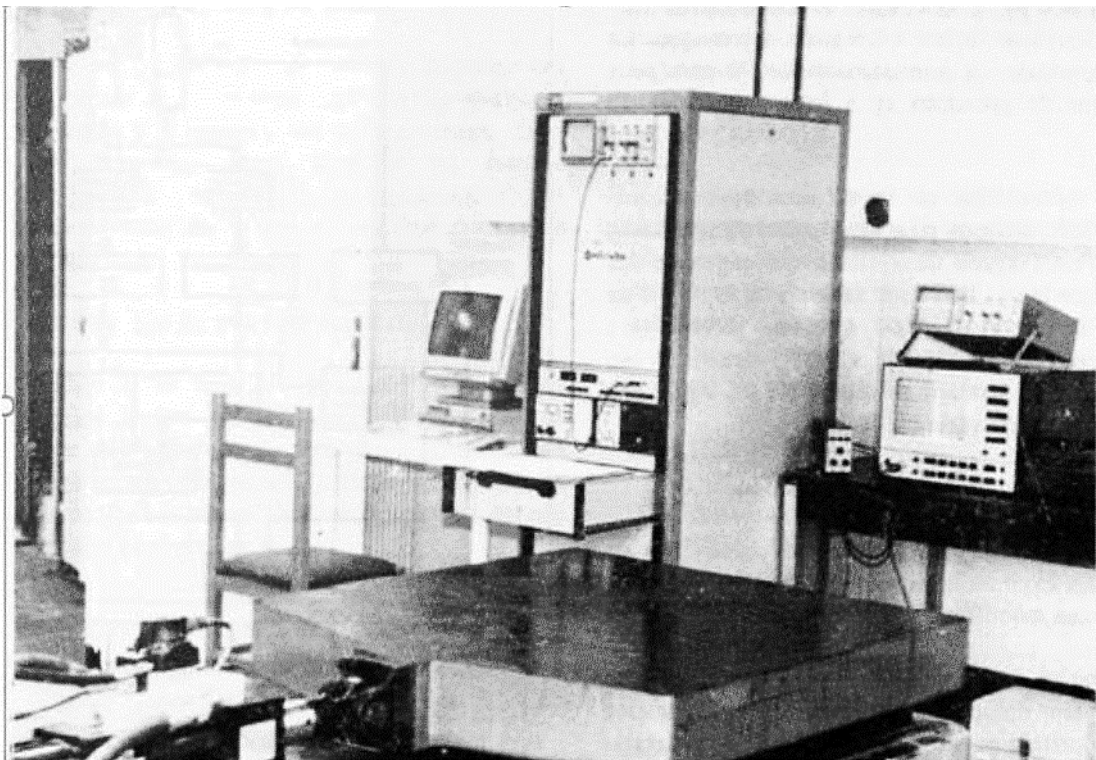


Figure 2.12: Vue globale du système de vibration [35].

4.1.1 Caractéristiques générales de la table vibrante

4.1.1.1 Systèmes mécaniques

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

a) Plate-forme

La plate-forme, d'un format de $1\text{ m} \times 1\text{ m}$, est fabriquée à partir d'une masse d'acier d'environ une tonne, garantissant une rigidité exceptionnelle. Pour simplifier l'installation du spécimen, elle est perforée uniformément sur toute sa surface. Un vérin hydraulique, associé à un système de guidage, assure la liaison avec la masse de réaction, facilitant ainsi le déplacement horizontal fluide de la plateforme [35].

b) Le bloc sismique (masse de réaction)

Le bloc en acier, significativement plus massif que la plate-forme, repose sur quatre isolateurs pneumatiques conçus pour réduire les vibrations [35].

4.1.1.2 Systèmes hydrauliques

Il comporte une unité centrale hydraulique chargée de fournir un débit de fluide hydraulique sous pression pour le système. La pression de refoulement est habituellement ajustée à 210 bars, tandis que le débit de sortie maximal atteint 19.6 litres par minute [35].

a) Accumulateur de charge

Deux accumulateurs de charge sont positionnés entre la centrale hydraulique et le vérin pour alimenter la servovalve en énergie et atténuer les variations et les coups de bélier lors des opérations dynamiques. La pré-charge nominale est généralement de 70 bars pour l'accumulateur de pression principale et de 3 bars pour celui de retour [35].

b) Vérin hydraulique

Le vérin hydraulique, un composant hydromécanique spécifiquement conçu pour les applications à haute fréquence, est l'élément principal du système, générant des forces ou ajustant la position de la table. Il est équipé d'un transducteur de déplacement LVDT et d'une servovalve qui contrôle son fonctionnement en répondant à un signal d'entrée. La capacité maximale du vérin est de 25 KN [35].

La figure (2.13) montre un schéma descriptif du système de vibration.

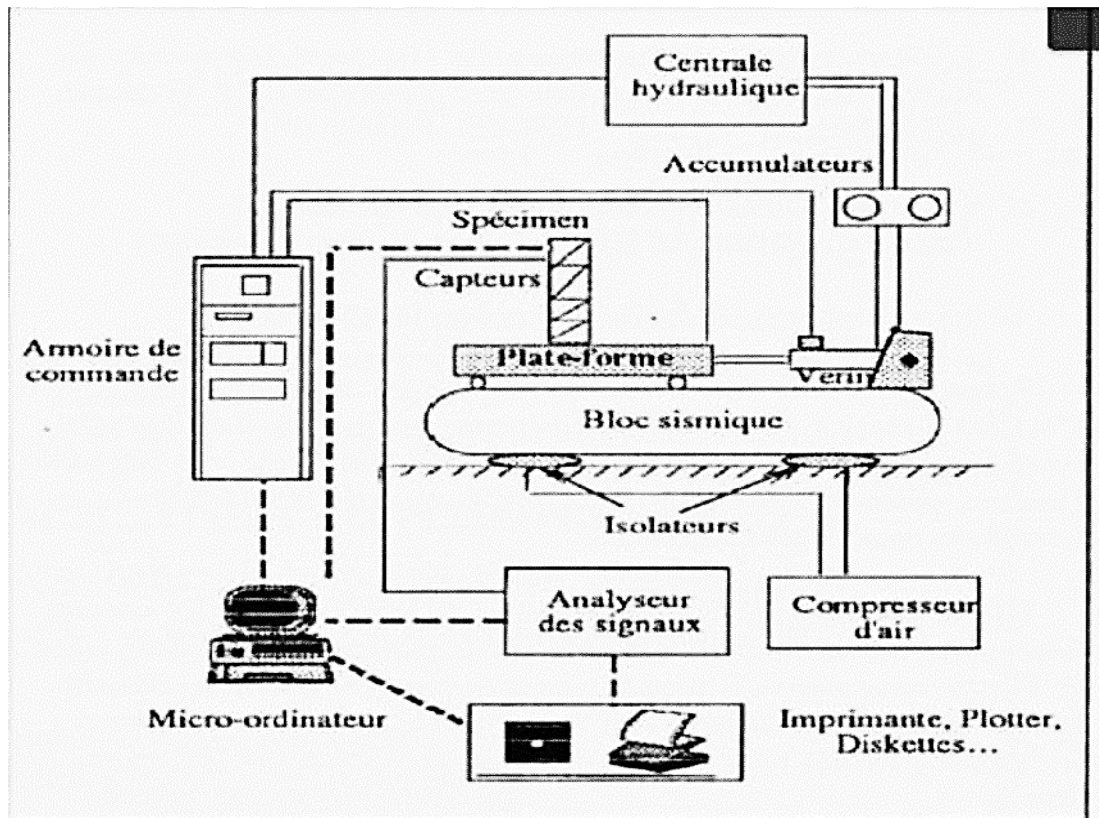


Figure 2.13 : Schéma descriptif du système de vibration [35].

4.1.1.3 Le système de contrôle et d'acquisition

Le système de contrôle de base est limité à la reproduction d'excitations sismiques et ne peut générer que des signaux mono-fréquentiels. La génération des fonctions est principalement effectuée par le générateur numérique des fonctions, offrant diverses options de programmation dynamique des systèmes. L'entrée de référence du système de contrôle représente la force d'excitation désirée qui sera appliquée à l'objet testé. En l'absence d'un niveau minimal de contrôle, les propriétés de l'objet testé peuvent être altérées en raison de plusieurs facteurs [35]:

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

- Pour atténuer ces effets, un système d'asservissement compare le signal de rétroaction avec le signal de commande, générant ainsi un signal d'erreur qui ajuste l'ouverture de la servovalve dans la direction visant à réduire l'erreur.

4.2 La table vibrante du laboratoire de génie parasismique (CGS)

4.2.1 Description du laboratoire

Le laboratoire est situé à SEBALLA, à 10 Km à l'ouest d'Alger. Les principaux équipements de test de ce laboratoire sont : le sol de réaction solide de 32×13 mètres, le mur de réaction de 15 mètres de haut sur 13 mètres de large, la table de secousse de 6,1×6,1 mètres avec 6 degrés de liberté, un système de distribution hydraulique avancé, une série d'actionneurs haute performance, deux ponts roulants de grande capacité et un système d'acquisition de données à 128 canaux [36].

La figure 2.14 montre la vue externe principale du laboratoire tandis que la figure 2.15 illustre la configuration de l'espace interne du laboratoire.



Figure 2.14 : Vues globales du laboratoire [36].

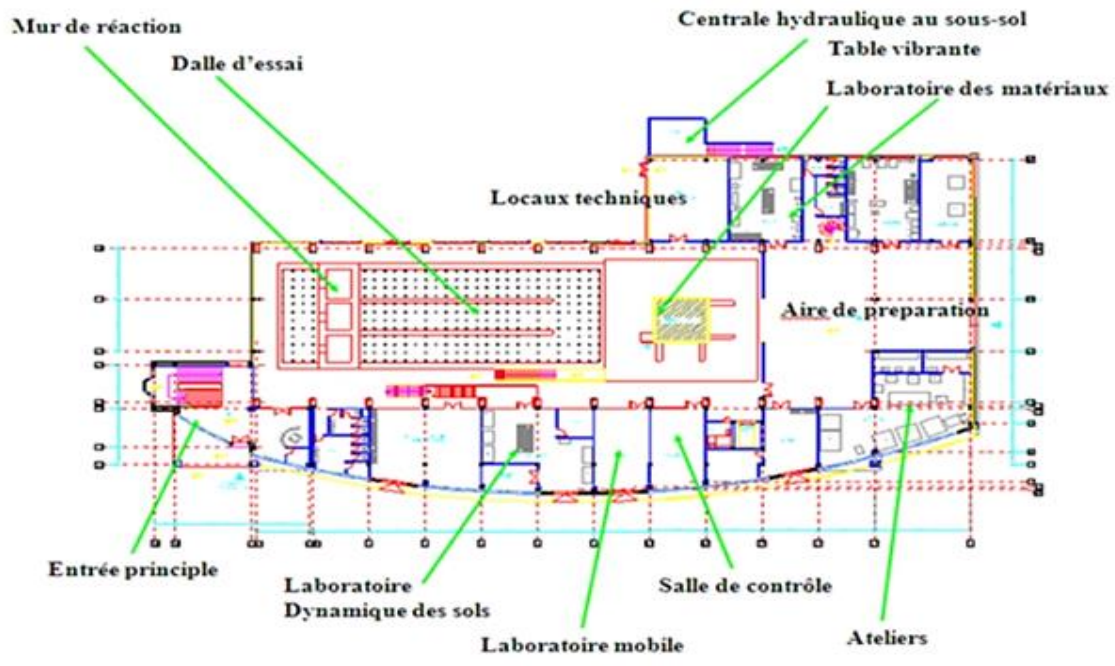


Figure 2.15: Niveau du rez-de-chaussée du laboratoire [36].

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

Le dispositif de la dalle d'essai et du mur de réaction du laboratoire, tel qu'illustré dans la figure 2.16, permet la réalisation d'essais sur des spécimens à échelle réduite ou à pleine échelle en utilisant diverses méthodes expérimentales. Ces méthodes comprennent les essais quasi-statiques traditionnels, les essais cycliques de chargement, les essais pseudo-dynamiques avec des techniques de substructure, ainsi que différentes approches d'évaluation modale et d'identification des systèmes [36].

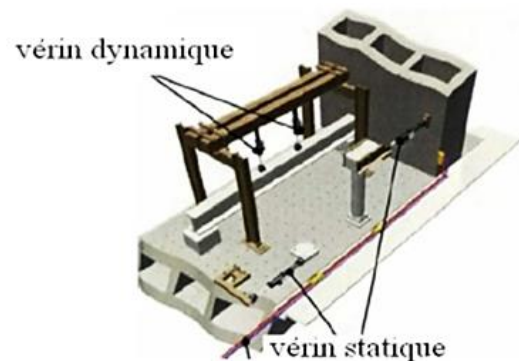


Figure 2.16 : Dispositif d'essai pseudo-dynamique [36].

4.2.2.1 Solide Plancher

Le sol solide se compose d'une dalle en béton armé post-tendu d'une épaisseur de 1 m avec une surface d'essai de 13 m × 32 m. Les trous d'ancrage pour fixer les spécimens sont espacés de 1 mètre sur 1 mètre et ont une capacité de 500 KN en force axiale, La figure 2.17 montre une vue sur dalle d'essais du CGS [36].



Figure 2.17 : Vue sur dalle d'essais du CGS [36].

4.2.2.2 Mur de Réaction

Le mur de réaction se compose d'un mur en béton armé post-tendu de 15 m de hauteur sur 13 m de largeur. Les trous de fixation sont espacés de 1 mètre les uns des autres. Les capacités de charge maximales du mur de réaction sont de 120 MN.m en moment de flexion et de 12 MN en force de cisaillement à la base. La résistance à la compression spécifiée du béton pour le mur de réaction et le sol solide est de 40 MPa [36].

4.2.2.3 Vérins Hydrauliques

Il y a 04 vérins hydrauliques à double effet (poussée et traction), 2 pour les charges dynamiques et 2 pour les charges statiques. Les capacités de ces actionneurs sont répertoriées dans le Tableau 2.2 la figure 2.18 illustre vérins hydrauliques du système d'essai de structure [38].

Type	Actionneur Modèle MTS	Quantité	Course (mm)	Force (KN)	Servovalve (LPM)
Dynamique	244.41S	02	508	±550	1500
Statique	244.41	02	1016	±550	57

Tableau 2.2 : Capacités des actionneurs [38].



Figure 2.18 : Vérins hydrauliques du système d'essai de structure [38].

4.2.2.4 Contrôleur MTS FlexTest™GT

Le système de contrôleur FlexTest™GT est un contrôleur numérique puissant et flexible pour les applications de test générales et comprend un logiciel d'application spécifique pour les applications en génie civil. La configuration actuelle permet jusqu'à 4 actionneurs et 4 postes d'essai indépendants de fonctionner simultanément. Cela signifie que n'importe lequel des quatre actionneurs peut être assigné à l'un ou l'autre contrôleur et être utilisé séparément ou ensemble [37].

4.2.3 Installation de la table vibrante

La table à secousses CGS se compose d'une plateforme en acier de 6.1 m × 6.1 m d'un poids de 40 tonnes, dotée de six degrés de liberté, contrôlés par douze actionneurs. Sa fonction principale est de reproduire en laboratoire des mouvements sismiques réels, des

mouvements de sol artificiels et une large gamme de signaux de vibration pour simuler des vibrations induites, sur un spécimen pouvant peser jusqu'à 60 tonnes. Le système est capable de simuler des événements sismiques et d'autres vibrations du sol avec des déplacements de ± 150 mm et ± 250 mm dans les directions horizontales et de ± 100 mm dans la direction verticale. Des accélérations de ± 1 g pour les directions horizontales et de $\pm 0,8$ g pour la direction verticale sont possibles avec des spécimens de test d'une masse maximale de 60 tonnes. La figure 2.19 montre les composants de la table à secousses et le plateau avant l'installation [33].

La plateforme de la table à secousses, ou plateau, représente une boîte en acier structurale de profondeur variable allant jusqu'à 2.2 m. Le plateau a été conçu pour être très rigide et que la fréquence du premier mode sera au-dessus de la plage de fréquence de fonctionnement souhaitée du système [36].

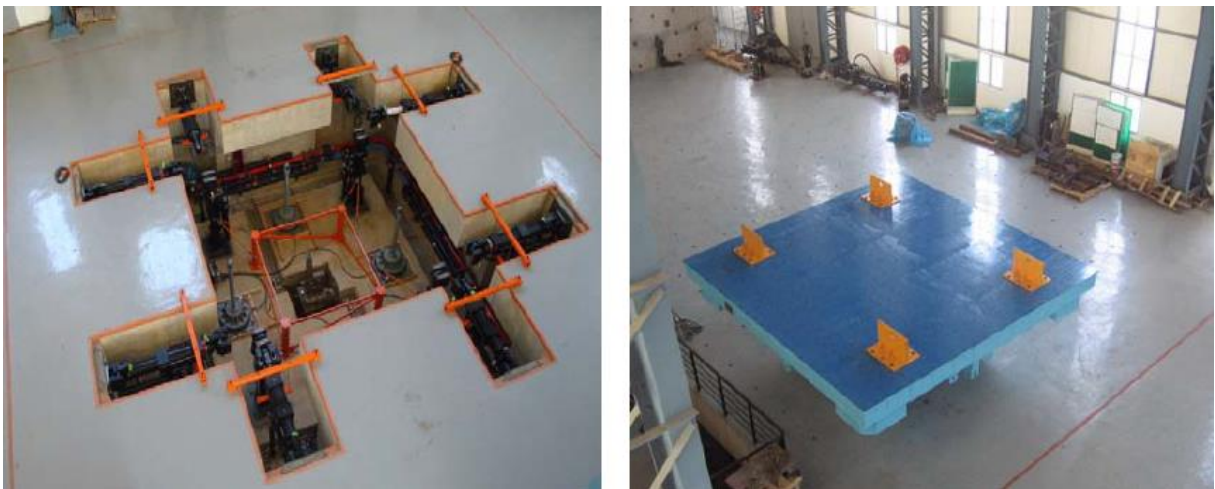


Figure 2.19 : Composants de la table vibrante CGS et plateau [36].

4.2.3.1 Paramètres techniques

Les principales spécifications de la table à secousses sont résumées dans le Tableau 2.3.

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

Tableau 2.3 : Caractéristiques principales de la table vibrante de CGS [38].

4.2.3.2 Contrôleur et logiciel

- **Système de commande digitale MTS 469D**

Cette table vibrante dispose d'un système de commande numérique MTS 469D. Ce contrôleur fournit une boucle fermée de commande du mouvement pour les trois axes principaux de translations et de rotations. Le contrôleur est conçu aussi de sorte que chacun de ces six degrés de liberté puisse être programmé individuellement [37].

- **Sous-ensemble de calculateur numérique STEX3**

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

Le logiciel STEX3 offre beaucoup de possibilités telles que [37] :

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

4.2.4 Autres équipements

4.2.4.1 Alimentation hydraulique

L'alimentation hydraulique des équipements de laboratoire se compose de 6 pompes haute pression pouvant fournir un total de 4200 litres par minute à 20.5 MPa et (8 × 45 litres) d'accumulateurs répartis dans la fosse pour les demandes de pointe. La figure (2.20) montre l'alimentation hydraulique réelle composée des pompes hydrauliques, du réservoir d'huile, du système de refroidissement d'huile et des deux tours pour l'eau de refroidissement [36].





Figure 2.20 : Vue de l'alimentation hydraulique et des systèmes de refroidissement.
(a) Pompes hydrauliques, (b) Réservoir d'huile et système de refroidissement d'huile,
(c) Tours du système de refroidissement à l'eau [36].

4.2.4.2 Système d'acquisition des données

Le système d'acquisition de données se compose de 128 canaux d'entrées conditionnées (conditionneur CC), extensibles. Le système est portable et peut être facilement déplacé avec l'ordinateur STEX vers la zone structurelle lors des tests. Le taux d'échantillonnage maximal par canal simultanément est de 2000 échantillons de données par seconde. Les principales caractéristiques du système d'acquisition sont [37] :

- Panneau d'entrée de signal pour un branchement facile.
- Amplificateur différentiel programmable.
- Filtre anti-repliement programmable.
- Excitation programmable.
- Auto-zéro et équilibre.
- Précision de conversion sur 16 bits.
- Stockage de données jusqu'à 512 ko par canal.

4.2.4.3 Ponts roulants

Deux ponts roulants en hauteur enjambent le laboratoire figure (2.21). Un pont a une capacité de 32 tonnes et l'autre une capacité de 10 tonnes. Les ponts ont une hauteur libre

de 16.5 mètres et se déplacent dans les directions longitudinale et transversale. Ils sont contrôlés à distance et peuvent fonctionner de manière synchronisée ou indépendamment l'un de l'autre [37].



Figure 2.21 : Vue sur le pont roulant du laboratoire du CGS. [37]

- **Zone de fabrication et de mise en scène**

Une zone de fabrication, de mise en scène et de stockage de mille deux cents mètres carrés (1200 m²) est adjacente au bâtiment. Cette zone sera utilisée pour fabriquer les spécimens qui seront testés soit sur la table à secousses, soit sur le sol solide et le mur de réaction [37].

5 Description de la table sismique de RISAM

La table sismique de RISAM est opérationnelle depuis octobre 2019 dans le laboratoire de la Faculté de Technologie de l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, dont la superficie s'étend sur (7.7 m × 15.6 m), comme le montre la figure (2.22) .



Figure 2.22 : Vue extérieure du laboratoire.

Cette table, un modèle uni-axial, présente une plate-forme métallique rigide mesurant 1.5 m sur 1.5 m et repose sur un massif de béton armé de 3 m de profondeur et de dimensions 3.5 m sur 5.5 m, conçu pour résister aux forces sismiques. Son fonctionnement est assuré par un système de distribution hydraulique avancé et elle est connectée à un système de contrôle et d'acquisition de données comprenant 44 canaux, situé dans une salle de commande en face de la table. En outre, le laboratoire est équipé d'un pont roulant à commande à distance d'une capacité de 2 tonnes, la figure (2.23) illustre vue intérieure principale du laboratoire.



Figure 2.23 : Vue intérieure principale du laboratoire.

5.1 Composantes du système de la table vibrante de RISAM

Les tables vibrantes uni-axiales sont idéales pour mener des études fondamentales en sismologie et des tests de qualification dynamique. L'agencement des divers éléments de cette table est illustré par les figures (2.24) et (2.25).



Figure 2.24 : La plate-forme métallique.

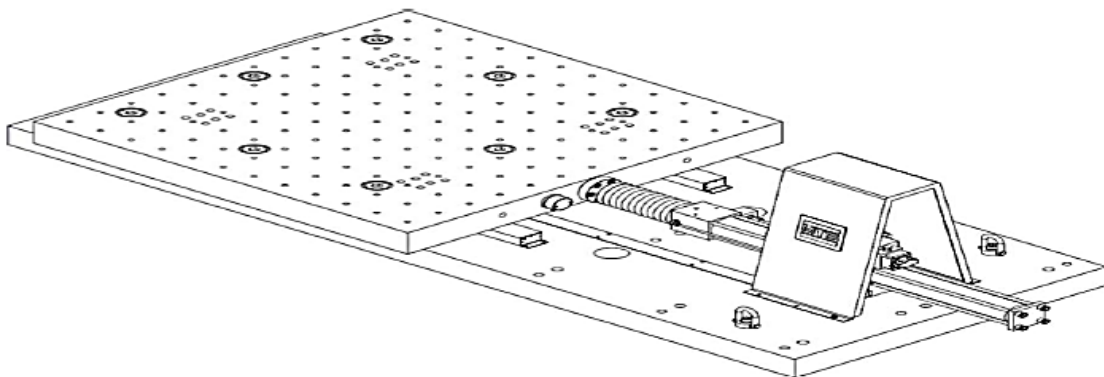


Figure 2.25 : Table vibrante uni-axial [39].

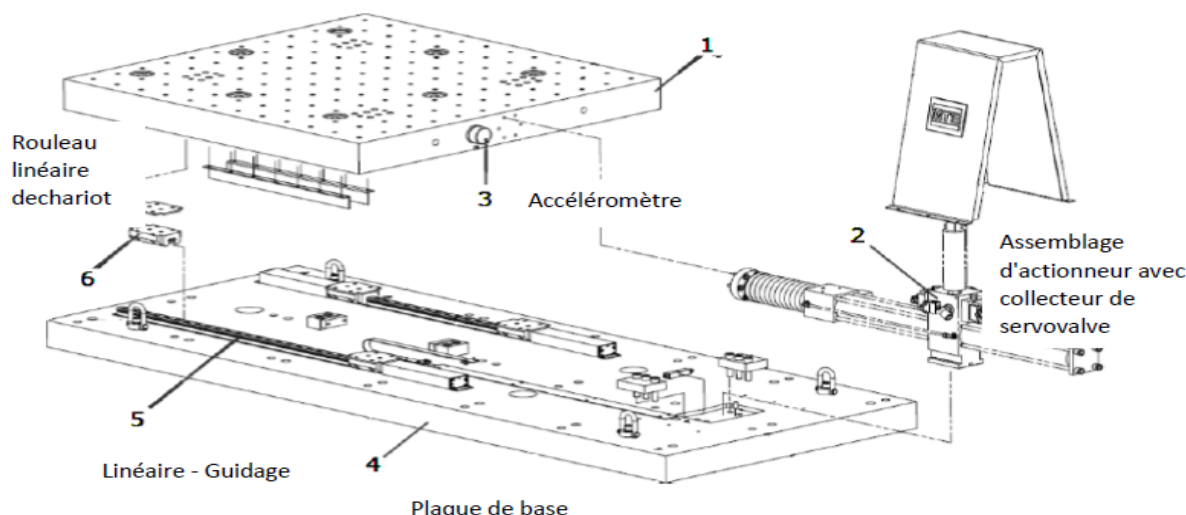


Figure 2.26 : Assemblage mécanique des éléments des tables uni-axiaux [39].

La table vibrante servo-hydraulique uni-axial à un seul degré de liberté de RISAM est opérationnelle sur une bande fréquentielle de 0 à 50 Hz. La plate-forme ou le caisson en acier (voir Figures 2.24 et 2.25) mesure 1.5 m par 1.5 m. Elle peut porter une charge utile maximum de deux tonnes (la masse maximale du spécimen) [33].

Sur la surface de la plate-forme on trouve pour l'emplacement des spécimens à tester un total de 152 trous d'ancrages de diamètre de 16 mm espacés de 19.69 cm dans les deux directions longitudinale et transversale. Le vérin de la table est attaché à une fondation en béton armé conçu pour réduire les vibrations générées par le mouvement de la table vibrante (voir Figure 2.26). Le tableau (2.4) résume les principales caractéristiques de la table vibrante du laboratoire RISAM [33].

Dimensions de la table	1.5 m × 1.5 m
Masse max du spécimen	2 tonnes
Bande passante en temps réel	2048 Hz
Accélération maximale	±1 g
Déplacement maximal	±0.25 m
Vitesse maximale	1 m/s
Force d'actionneur max	42 KN
Moments de renversement max	10 Tm
Fréquence de fonctionnement	0 à 50 Hz

Tableau 2.4 : Caractéristiques principales de la table vibrante de laboratoire RISAM.

La table vibrante de RISAM est constituée de trois composantes : mécanique, hydraulique et électronique, lesquelles sont détaillées ci-dessous.

5.1.1 Partie mécanique

Dans la partie mécanique on trouve principalement la masse de réaction et la plate-forme.

5.1.1.1 Masse de réaction

La masse de réaction est constituée d'un massif en béton armé d'une profondeur de 3 mètres, avec des dimensions planifiées de 3.5 m sur 5.5 m (voir Figure 2.27). Sa partie supérieure se présente sous la forme d'une boîte ouverte, comprenant des réservations et des passages pour la tuyauterie hydraulique et le câblage électrique. La réalisation de ce massif de réaction est illustrée dans la figure (2.28) [33].

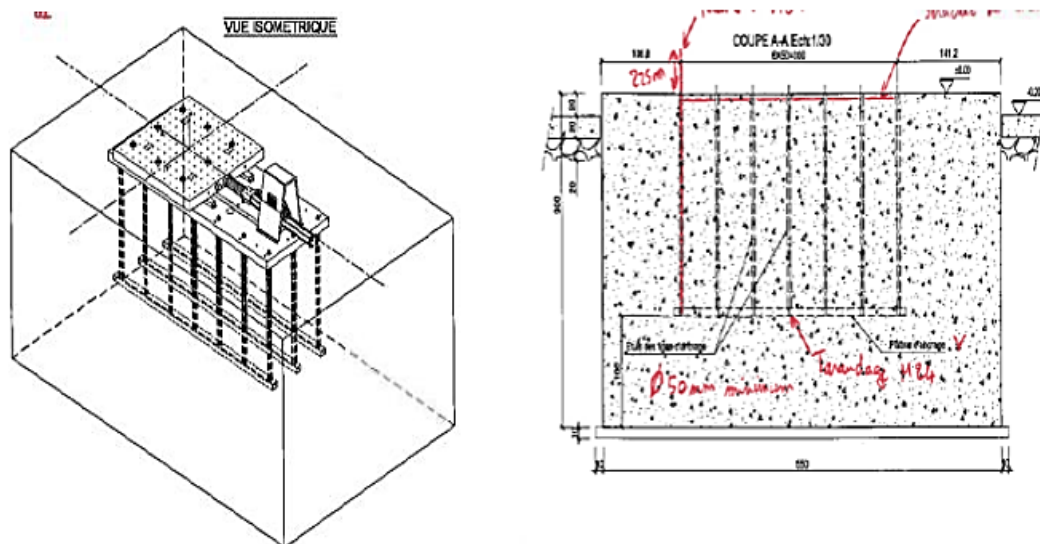


Figure 2.27 : Massif de réaction de la table vibrante de RISAM [33].



Figure 2.28 : Massif de réaction en pendant la réalisation [33].

5.1.1.2 Caisson ou plate-forme

La plate-forme constitue la structure sur laquelle les échantillons à tester sont fixés. Dans l'idéal, cette plate-forme est conçue pour avoir une fréquence fondamentale aussi élevée que possible et un rapport poids propre sur charge utile important. En effet, une plate-forme rigide et robuste réduit au minimum l'interaction entre la table et l'échantillon, ce qui permet un meilleur contrôle de la table. La figure (2.29) illustre la plate-forme de la table vibrante de RISAM.

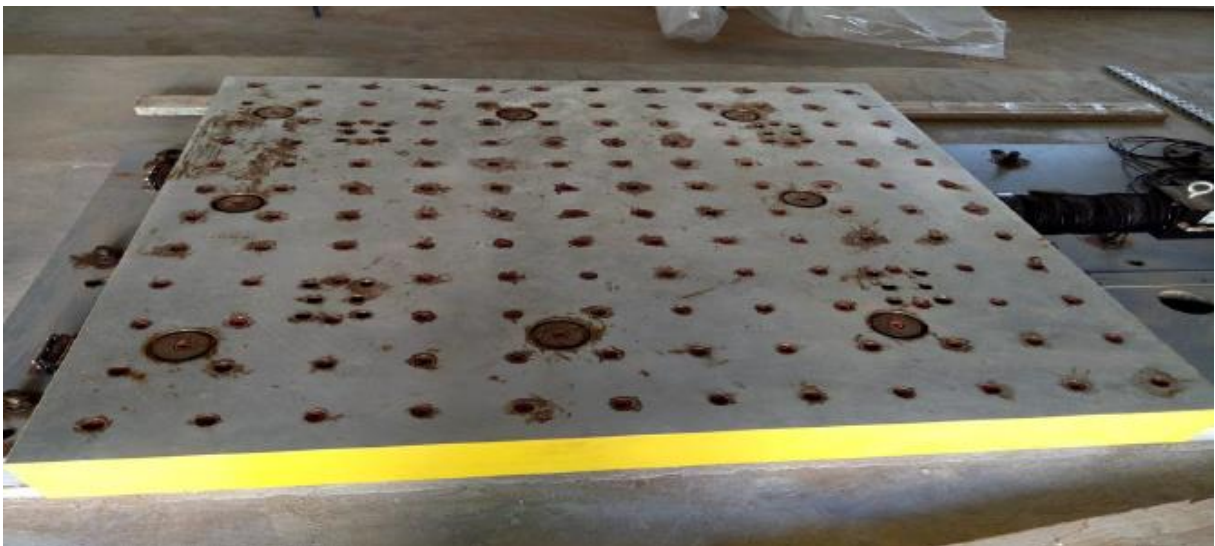


Figure 2.29 : Caisson de la table vibrante de RISAM.

5.1.2 Partie hydraulique

Les éléments centraux du système hydraulique comprennent le groupe hydraulique (HPU) et le collecteur de service hydraulique (HSM). Le fluide hydraulique provenant du HPU est acheminé par le HSM vers la servo-valve, qui contrôle le mouvement de l'actionneur .

5.1.2.1 Le groupe hydraulique HPU

Les figures (2.30), (2.31) et (2.33) montre les composants de HPU et leurs emplacements, fournit le fluide sous pression aux actionneurs. Composé d'un réservoir, de pompes, de moteurs, d'un échangeur de chaleur et de capteurs, il assure le bon fonctionnement (voir Figure 2.32). Les principaux composants incluent la servo-valve (Figure 2.33), l'accumulateur de pression, et la pompe hydraulique. L'échangeur thermique maintient la température du fluide, contrôlée par une vanne de régulation. La filtration garantit la propreté du fluide. Le collecteur combine les sorties des pompes. L'actionneur génère la force et le positionnement, avec un LVDT pour le retour électrique. Le HPU démarre à basse pression pour prolonger la durée de vie des équipements, le fluide retourne au réservoir via le collecteur. La figure (2.31) offre une vue intérieure du HPU, tandis que la figure (2.32) démontre le fonctionnement manuel ou à distance du HPU .



Figure 2.30 : Centrale hydraulique (HPU) de la table de RISAM.



Figure 2.31 : Vue intérieure de HPU.

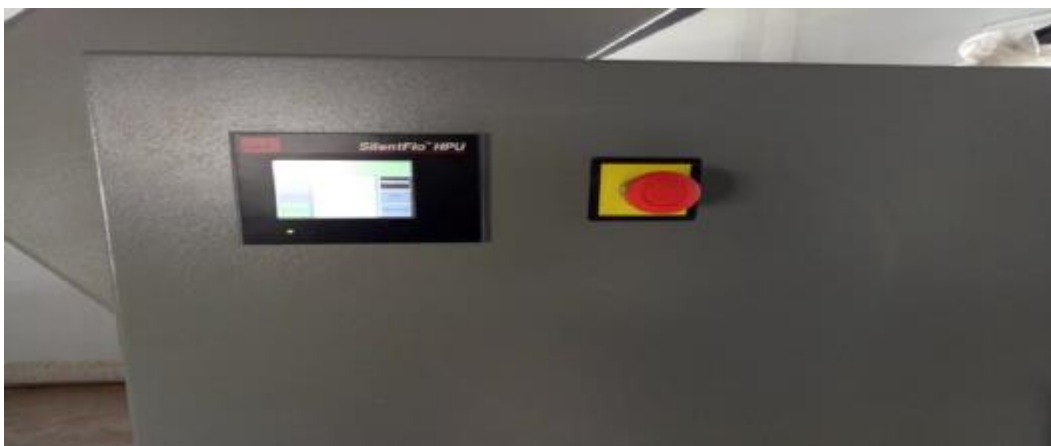


Figure 2.32 : Fonctionnement de HPU manuellement ou à distance.



Figure 2.33 : Servovalve de la table vibrante de RISAM.

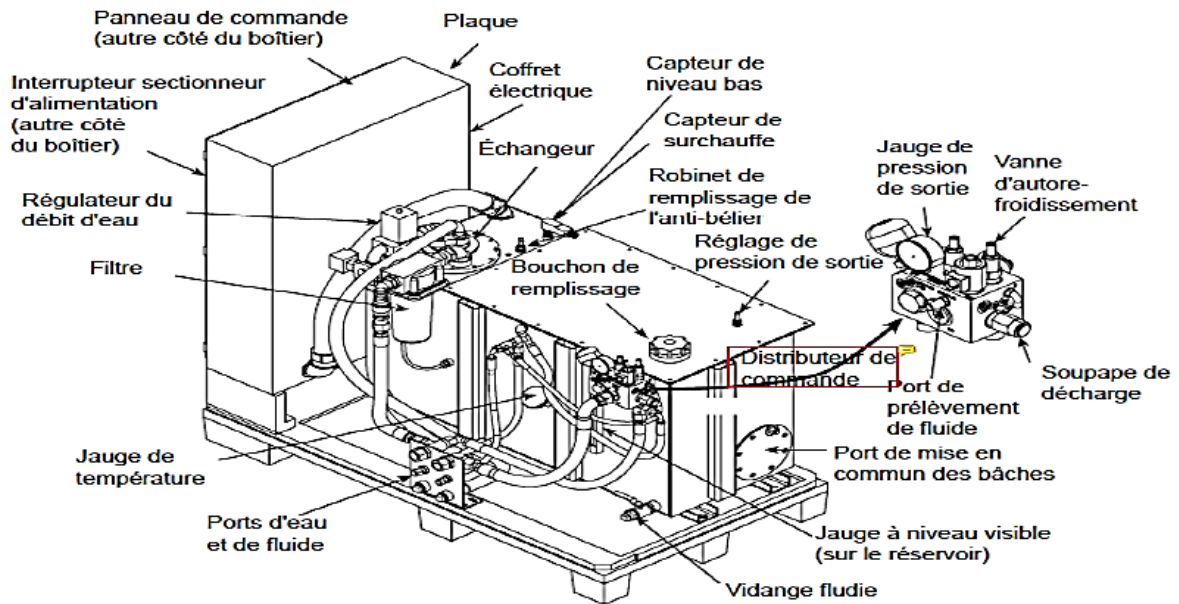


Figure 2.34 : Les composants de HPU et leurs emplacements [33].

5.1.2.2 Le service hydraulique collecteur HSM

Le collecteur de service hydraulique HSM (Figure 2.35), est une composante clé positionnée entre le groupe hydraulique et les servovalves, assurant l'isolement de la ligne et des fonctions de commande spécifiques configurées dans le logiciel. Recevant le fluide hydraulique sous pression par l'orifice d'entrée de pression, le HSM distribue et régule ce fluide via un système de vannes, de clapets anti-retours, de soupapes de surpression et de solénoïdes. Les principaux éléments du HSM (Figure 2.36), décrits ultérieurement, incluent le collecteur principal (1), le collecteur de contrôle (2), les dispositifs de réglage de pression (3), les électrovannes haut/basse pression (4,5), les filtres et les accumulateurs de pression (6, 7, 8, 9). Ce dispositif est conçu pour minimiser les fluctuations de pression et de débit tout en assurant une filtration efficace du fluide hydraulique. Le manomètre intégré indique la pression hydraulique du système tandis que l'indicateur de filtre pilote signale le moment du remplacement du filtre. En somme, le HSM et ses accumulateurs associés garantissent un fonctionnement optimal du système hydraulique en régulant la pression et en filtrant le fluide.



Figure 2.35 : HSM de la table vibrante.

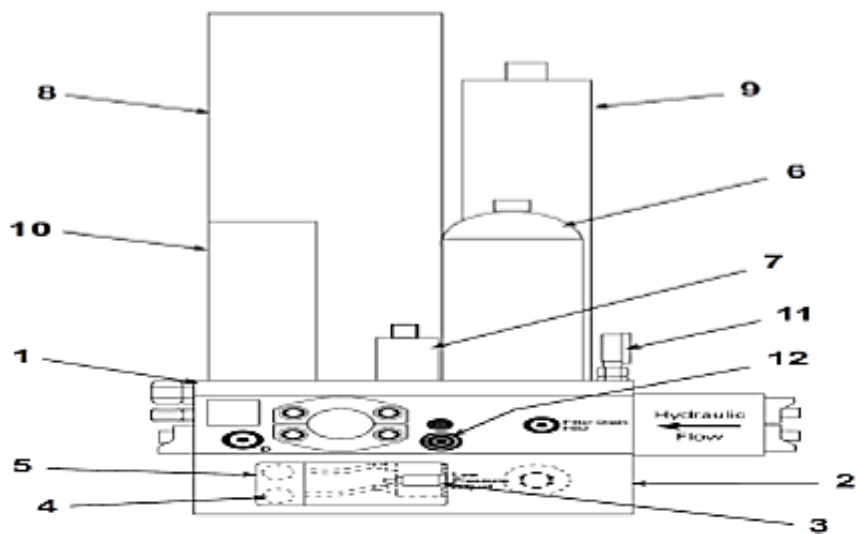


Figure 2.36 : Les principaux composants de HSM [39].

5.1.3 Partie électronique

La composante électronique, représentée dans la figure (2.37), assure la supervision du système pendant son fonctionnement. Elle est intégrée au logiciel du système pour assurer le conditionnement, l'excitation, les communications et le contrôle, selon les besoins de chaque canal. Ces systèmes de contrôle sont hautement adaptables et peuvent être configurés de différentes manières, en fonction des exigences spécifiques du système, du nombre de canaux et du conditionnement du signal requis. Cette section comprend un contrôleur numérique MTS 793 ainsi qu'un système d'acquisition de données Stex-Pro.



Figure 2.37 : Le système électronique.

5.1.3.1 Contrôleur numérique MTS 793

Le contrôleur MTS 793 représente un élément électronique essentiel de la table vibrante. Sa fonction principale consiste à réguler les mouvements de la table vibrante en envoyant des signaux électriques pour commander les actionneurs hydrauliques. De plus, il assure la collecte de données en temps réel pour évaluer les performances de la table vibrante ainsi que de la structure soumise aux essais. [40]

Les contrôleurs de la série MTS 793 sont dotés d'un ensemble d'applications standard qui sont principalement axées sur le maintien de la servocommande du poste. Ces applications comprennent :

- **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. La figure (2.38) montre la fenêtre principale de l'application Station Builder [40].

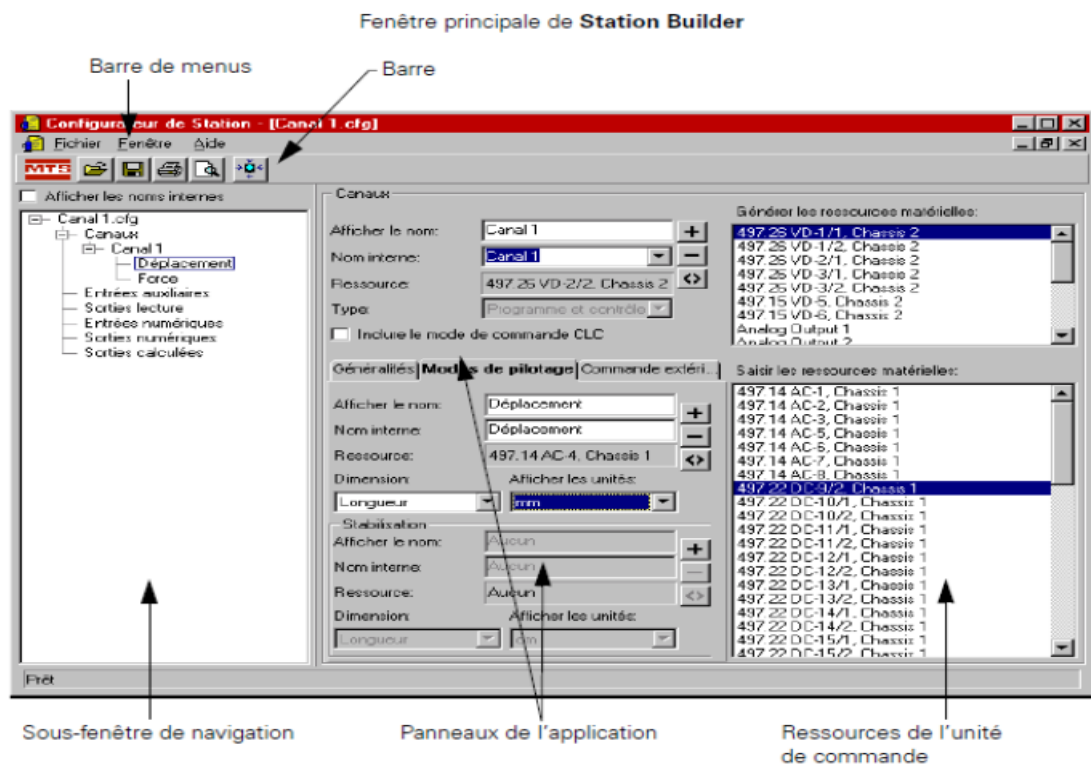


Figure 2.38 : Fenêtre principale de l'application Station Builder.[40]

- **Station Manager**

Cette application représente un contrôleur sophistiqué chargé de superviser la servocommande du poste. Elle permet d'effectuer diverses opérations d'essai, notamment la supervision des dispositifs d'inter-verrouillage et le contrôle de la pression hydraulique ou électromécanique du poste. De plus, elle optimise et contrôle les différents signaux analogiques et numériques reçus par l'unité de commande. Cette application gère également le démarrage, le maintien ou l'arrêt d'un essai, ainsi que la création d'ensembles de paramètres définissant les caractéristiques de fonctionnement des ressources du poste, tels que la plage des détecteurs ou le gain des conditionneurs, dans les fichiers de configuration. La figure (2.39) illustre la fenêtre de gestion de l'essai [40].

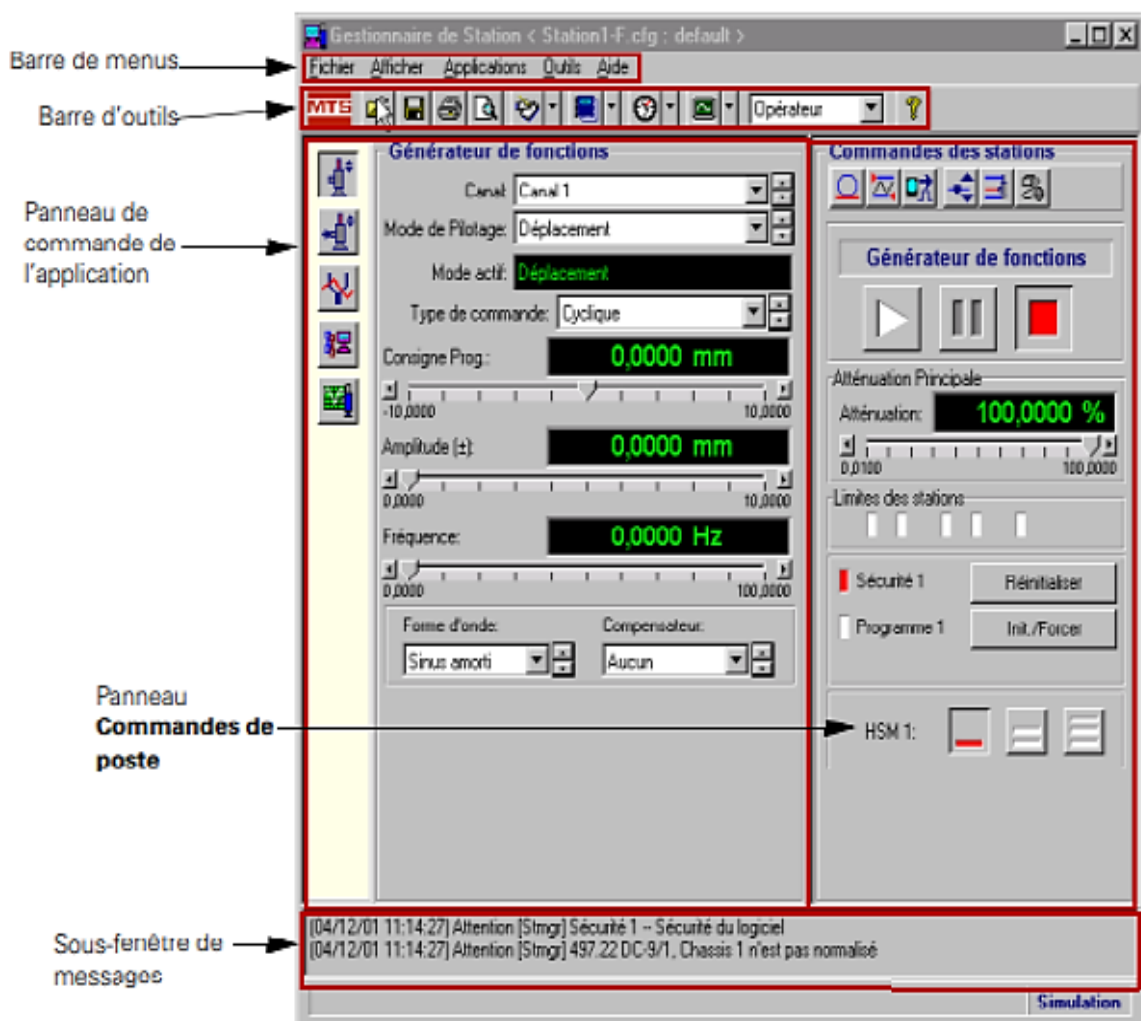


Figure 2.39 : Fenêtre principale de Station Manager [40].

- **Basic Test Ware**

Cette application, simple dans sa conception, permet de créer des essais monotones et cycliques simples, ainsi que de collecter des données [40].

- **Station Desktop Organizer**

Cet outil de gestion d'application est essentiel pour gérer les fenêtres et les affichages associés aux applications du logiciel MTS 793. Son utilité réside dans la capacité à réduire l'encombrement de l'écran lors de la manipulation de plusieurs postes simultanément [40].

5.1.4 Système d'acquisition des données

Le système d'acquisition de données est composé de 44 canaux d'entrées conditionnées, d'un ordinateur, et d'un logiciel à interface graphique nommé STEX-Pro. Ce dernier permet la création de différents types de signaux d'excitation, ainsi que l'acquisition, le traitement et le stockage des données. De plus, le logiciel STEX-Pro peut être associé au contrôleur 793 pour le contrôle et la compensation de la table, agissant comme source primaire d'excitation lors des tests. Ce logiciel est spécifiquement développé pour contrôler la table vibrante de RISAM, permettant de générer et de contrôler les vibrations pour simuler les mouvements sismiques sur les structures à tester. Il offre des fonctionnalités avancées pour la configuration des essais, la surveillance en temps réel des données, ainsi que l'analyse des résultats. Il est également capable de gérer les systèmes de sécurité de la table pour éviter tout dommage ou danger pendant les essais. En outre, le logiciel STEX-Pro est souvent utilisé en combinaison avec d'autres logiciels de simulation de structures pour évaluer la performance des structures soumises à des mouvements sismiques simulés, et il est conçu pour être convivial et intuitif, même pour les utilisateurs novices [41].

6 Conclusion

En conclusion, l'histoire des tables vibrantes en ingénierie sismique montre leur importance croissante depuis la fin du 19^{ème} siècle jusqu'au 20^{ème} siècle. Au début, ces

tables étaient utilisées pour aider à la recherche et à la qualification des produits, mais avec l'avènement des technologies de contrôle et de calcul numérique, leur utilisation s'est révolutionnée, offrant de nouvelles façons d'évaluer les théories.

Par ailleurs, les laboratoires en Algérie, comme la table vibrante de Chlef, le laboratoire RISAM d'Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, et le Centre de Recherche Appliquée en Génie Parasismique (CGS), sont à la pointe de ce domaine. Leurs installations sophistiquées permettent de simuler les conditions sismiques de manière réaliste, renforçant ainsi la sécurité parasismique en Algérie. Ces laboratoires mènent des recherches pour mieux comprendre les effets des tremblements de terre et développer des solutions innovantes pour protéger les structures lors de ces événements dévastateurs.

En mettant l'accent sur la table vibrante du laboratoire RISAM de l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen est l'une des tables sur lesquelles nous effectuons nos essais expérimentaux dans les prochains chapitres.

Chapitre 03

Formulation de Base de L'approche Analytique

1 Introduction

La dynamique des structures est une branche fondamentale de l'ingénierie civile qui étudie le comportement dynamique des systèmes structuraux soumis à des forces externes telles que les vibrations, les charges sismiques et les forces transitoires. Comprendre la dynamique des structures est essentiel pour garantir la sécurité, la fiabilité et les performances des ouvrages dans diverses conditions de chargement.

Elle englobe l'étude approfondie des caractéristiques dynamiques des systèmes, telles que leurs fréquences naturelles, leur amortissement et leurs modes de vibration. Ces propriétés sont cruciales pour appréhender le comportement global d'une structure soumise à des excitations dynamiques. Ce chapitre est structuré en deux parties principales :

La première partie traite des systèmes à un seul degré de liberté, un modèle simplifié utilisé pour étudier le comportement dynamique des structures. Ce modèle consiste en une masse concentrée attachée à un ressort et un amortisseur, permettant d'analyser les réponses dynamiques fondamentales telles que la fréquence propre, l'amortissement critique et la réponse transitoire. Nous présentons les équations de mouvement ainsi que les méthodes d'analyse associées à ce système simplifié.

La deuxième partie aborde les systèmes à plusieurs degrés de liberté, qui représentent des structures complexes avec plusieurs masses interagissant à travers des ressorts et des amortisseurs. L'analyse de ces systèmes implique la détermination des modes propres de vibration, la superposition modale et la résolution des équations matricielles de mouvement. Nous discuterons également des techniques d'analyse modale et de leurs applications pour comprendre le comportement dynamique des structures complexes.

2 Analyse modale

L'analyse modale est le processus de détermination des caractéristiques dynamiques inhérentes des systèmes en forme de fréquences naturelles, de facteurs d'amortissement et de formes de mode ainsi que des facteurs de participation, afin de les utiliser pour formuler un modèle mathématique pour son comportement dynamique. Les formules du modèle

mathématique est appelé la méthode modale du système et l'information pour les caractéristiques sont ses données modales [42].

La dynamique des structures est physiquement composée de deux parties, la fréquence et la position. Ceci est clairement mis en évidence par la solution analytique des équations aux dérivées partielles de système continu tel que les poutres et les cordes. L'analyse modale est fondée sur le fait que la réponse vibratoire d'une constante dans le temps du système dynamique linéaire peut être exprimée comme la combinaison linéaire d'un ensemble de mouvements harmoniques simples appelé modes de vibration naturelles. Ce concept est similaire à l'utilisation d'une combinaison de Fourier (sinus et cosinus) pour représenter une forme d'onde complexe. Les modes propres de vibration sont inhérentes à un système dynamique et sont entièrement déterminée par ses caractéristiques physiques (masse, raideur, amortissement) et leur répartition spatiale [42].

Pour chaque mode propre est décrit en termes de paramètres modaux :

- Période et fréquence naturelle
- Facteur d'amortissement modal
- Facteur de participation modale suivant les directions X, Y, Z
- La masse modale participante (pourcentage) suivant les directions X, Y, Z

La forme du mode peut être réelle ou complexe. Chacun d'eux correspond à une fréquence naturelle. Le degré de la participation de chaque mode naturel dans la vibration globale est déterminé tant par ses propriétés de la source d'excitation (s) que par la forme du mode du système. L'analyse modale englobe les techniques théoriques et expérimentales ancrée sur un modèle physique d'un système dynamique comprenant sa masse, sa rigidité et ses propriétés d'amortissement. Ces propriétés peuvent être données sous la forme d'équations aux dérivées partielles. Les équations du mouvement pour un système à plusieurs DDL non amorti en vibrations libres s'écrivent simplement, établie à partir de sa distribution de masse et des propriétés d'élasticité. La solution de l'équation fournit les fréquences et les modes propres de la chaîne et de ses réponses des vibrations. Cependant, un modèle physique plus réaliste comprend généralement la masse, la rigidité et l'amortissement en fonction de leur répartition spatiale, à savoir les matrices de masses, de rigidités et

d'amortissements. Ces matrices sont incorporées dans un ensemble d'équations différentielles du mouvement normal. Le principe de superposition des systèmes dynamiques linéaire nous permet de transformer ces équations en une valeur propre typique. Sa solution fournit les données modales du système [42].

L'utilisation d'une nouvelle base modale a rendu possible le traitement des non-linéarités. Ce traitement a un prix : les dynamiques des modes deviennent couplées et ce même dans le cas d'un système linéaire [42].

3 Base modale

La base modale est déterminée numériquement à l'aide d'une discrétisation spatiale. Les méthodes classiques (différences finies, éléments finis, volumes finis) sont utilisables pour le calcul des modes. La méthode des éléments finis est la méthode la plus utilisée[42].

Cette méthode est basée sur l'utilisation d'une formulation variationnelle, qui est compatible avec l'utilisation des modes. L'équation d'état est ainsi établie à l'aide de la formulation variationnelle. Le passage de la base modale complète à une base modale réduite dans la formulation variationnelle est très simple. La méthode modale classique est une extension aux géométries quelconques de la méthode de séparation des variables. La méthode de séparation des variables (x, y, z, t) est connue depuis les travaux de Fourier. L'analyse modale classique est une généralisation de cette technique [42].

L'outil informatique a profondément modifié les démarches de conception des ingénieurs. La méthode des différences finies a été rapidement utilisée dans des codes de calculs informatiques. L'idée d'utiliser une méthode de fonctions propres dans un code informatique est plus récente et a été (re)-découverte par de nombreuses personnes dans la période 1975-1985. L'outil informatique permet alors de généraliser la méthode de séparation des variables. Le domaine peut désormais être quelconque, les fonctions propres étant calculées numériquement. Les conditions d'orthogonalité sont systématiques [42].

4 Partie 01 : Système à un degré de liberté

4.1 Equations De L'équilibre Dynamique

L'équation d'équilibre dynamique peut être obtenue à partir de trois méthodes : méthode directe, méthode énergétique et principe des puissances virtuelles. Dans cette partie on s'intéresse sur la méthode directe [43]:

4.1.1 Méthode Directe

Les forces s'exerçant sur l'oscillateur de la figure 3.1 sont :

- La force extérieure appliquée $p(t)$,
- La force de liaison f_S , reliée au déplacement u de la masse ; dans le cas d'un système linéaire, cette force est donnée par l'équation :

$$F = k u \quad (3.1)$$

- La force de liaison f_D reliée à la vitesse u de la masse ; dans le cas d'un amortisseur visqueux linéaire, cette force est donnée par l'équation :

$$F = c \dot{u} \quad (3.2)$$

- Les forces d'inertie f_I s'exerçant sur la masse M égales au produit de celle-ci par l'accélération de la masse [43].

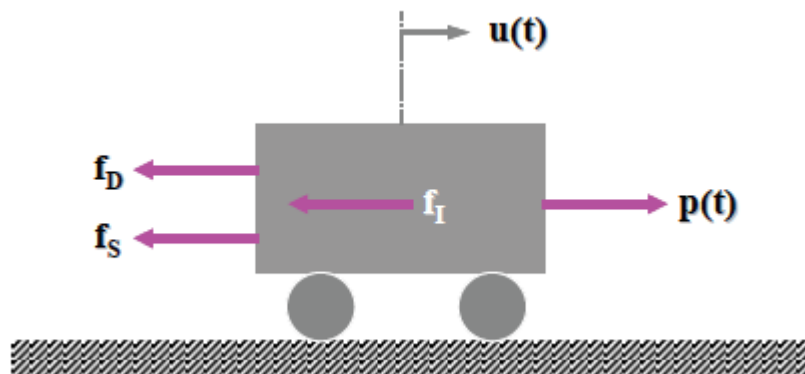


Figure 3.1 : Forces appliquées à l'oscillateur [43].

En écrivant que la résultante de toutes ces forces est nulle :

$$f_s + f_D = P(t) - f_i \quad (3.3)$$

Dans l'équation précédente, on reconnaît le principe d'Alembert ; les forces extérieures sont égales aux forces directement appliquées à la masse, $p(t)$, diminuées des forces d'inertie f_i . Ces forces extérieures sont égales aux forces "intérieures", $f_s + f_D$, se développant dans la liaison [43].

Pour un système visco-élastique linéaire, l'équation (3.3) devient en tenant compte de (3.1) et (3.2) :

$$M\ddot{u}_t + C\dot{u} + Ku = p(t) \quad (3.4)$$

4.1.2 Formulation Réduite De L'équation D'équilibre

La mise en œuvre de l'une des trois méthodes exposées ci-dessus conduit à l'équation d'équilibre (3.4) pour l'oscillateur à 1 degré de liberté. Divisant les deux membres de cette équation par M , on obtient la formulation réduite de l'équation d'équilibre :

$$\ddot{u} + 2\xi\omega\dot{u} + \omega^2u = \frac{P(t)}{M} \quad (3.5)$$

L'écriture précédente montre que l'équation d'équilibre fait intervenir les deux grandeurs fondamentales suivantes caractérisant l'oscillateur :

- **Pulsation propre**

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3.6)$$

- **La fréquence propre**

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3.7)$$

- **La période propre**

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi \sqrt{\frac{M}{K}} \quad (3.8)$$

- **Pourcentage d'amortissement critique**

$$\xi = \frac{C}{2\sqrt{KM}} = \frac{C}{2M\omega} = \frac{C}{C_C} \quad (3.9)$$

Où :

C_C est par définition l'amortissement critique dont la signification physique [43].

4.1.3 Vibrations Libres

Les vibrations libres sont solutions de l'équation :

$$\ddot{u} + 2\xi \omega \dot{u} + \omega^2 u = 0 \quad (3.10)$$

Sous certaines conditions initiales pour la vitesse et le déplacement.

La solution générale de l'équation (3.10) est recherchée sous la forme :

$$u(t) = \lambda e^{st} \quad (3.11)$$

Reportant (3. 10) dans (3.11), l'inconnue s doit satisfaire l'équation :

$$s^2 + 2\xi \omega s + \omega^2 = 0 \quad (3.12)$$

Dont la solution dépend du signe du déterminant :

$$\Delta = \omega^2(\xi^2 - 1) \quad (3.13)$$

Qui lui-même dépend de la valeur de ξ .

On distinguera trois cas possibles :

- Système non amorti $\xi=0$ ou à amortissement sous-critique $\xi < 1$
- Système à amortissement critique $\xi = 1$
- Système à amortissement sur-critique $\xi > 1$

Tout en notant que le cas de l'amortissement sous-critique est celui pertinent pour la majorité des systèmes physiques rencontrés dans la pratique [43].

4.1.3.1 Système Non Amorti $\xi = 0$

L'équation (3.10) se réduit à :

$$\ddot{u} + \omega^2 u = 0 \quad (3.14)$$

Dont la solution s'écrit pour des conditions initiales du déplacement $u(0)$ et de la vitesse $\dot{u}(t)$ [43] :

$$u(t) = \frac{\dot{u}(0)}{\omega} \sin(\omega t) + u(0) \cos(\omega t) \quad (3.15)$$

Ou de façon équivalente :

$$u(t) = \rho \cos(\omega t - \theta) \quad (3.16)$$

ρ désigne l'amplitude de la réponse et θ la phase :

$$\rho = \sqrt{u^2(0) + \left(\frac{\dot{u}(0)}{\omega}\right)^2} \quad (3.17)$$

$$\theta = \arctg \frac{\dot{u}(0)}{\omega u(0)} \quad (3.18)$$

La figure 3.2 représente la vibration du système au cours du temps. Celle-ci se reproduit à l'identique au bout d'un intervalle de temps égal à la période propre $T = 2\pi/\omega$ de l'oscillateur et se prolonge indéfiniment avec une amplitude maximale égale à ρ [43].

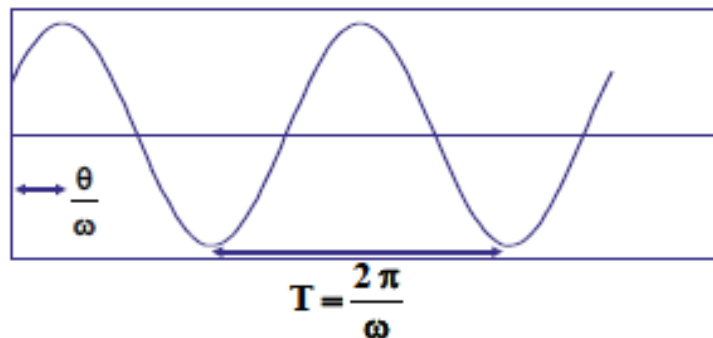


Figure 3.2 : Vibration libre d'un système non amorti [43].**4.1.3.2 Système à Amortissement Sous-Critique**

Ce cas correspond à $\zeta < 1$ et $C < 2M\omega$. La solution de l'équation (3.12) conduit aux deux solutions :

$$s = -\xi\omega \pm i\omega\sqrt{1-\xi^2} \quad (3.19)$$

Introduisant la quantité :

$$\omega_D = \omega\sqrt{1-\xi^2} \quad (3.20)$$

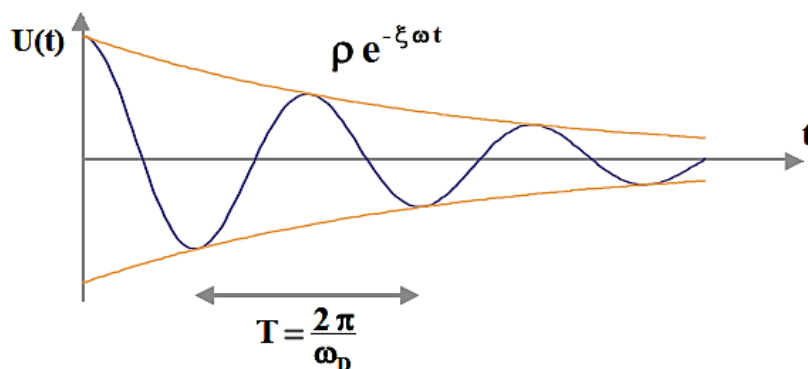
Appelée pulsation propre amortie, la réponse du système soumis aux mêmes conditions initiales s'écrit [43] :

$$u(t) = \left[\frac{\dot{u}(0) + \xi\omega u(0)}{\omega_D} \sin(\omega_D t) + u(0) \cos(\omega_D t) \right] e^{-\xi\omega t} \quad (3.21)$$

La solution (3.21) peut être écrite, de façon équivalente, en introduisant l'amplitude ρ et la phase θ sous la forme [43]:

$$u(t) = \rho e^{-\xi\omega t} \cos(\omega_D t - \theta) \quad (3.22)$$

Elle est représentée sur la figure 3.2 en fonction du temps

**Figure 3.3 :** Vibration libre d'un système à amortissement sous critique [43].

L'examen de la figure 3.3 montre que la réponse passe par des extrema espacés d'un temps $T = 2\pi/\omega_D$; l'amplitude des extrema, égale à $\rho e^{-\xi\omega t}$, décroît en fonction du temps pour tendre vers 0 au bout d'un temps infini. Le système revient à l'équilibre en oscillant autour de la position neutre correspondant à un déplacement nul.

Ce retour à l'équilibre s'effectue d'autant plus rapidement, et avec moins d'oscillations, que le pourcentage d'amortissement critique ξ est élevé (Figure 3.4).

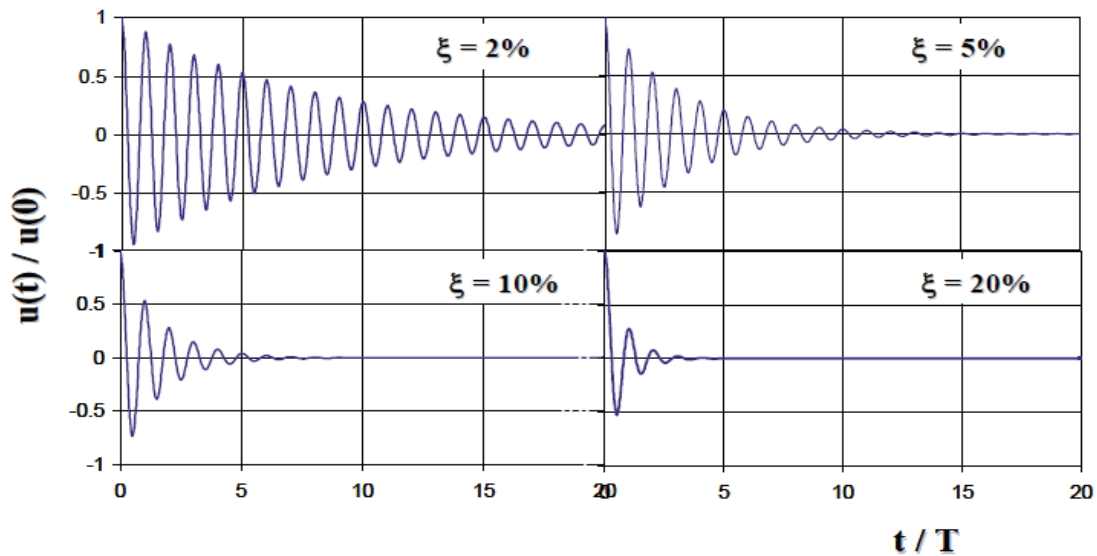


Figure 3.4 : Influence de l'amortissement sur la vibration libre d'un système sous-amorti [43].

Si l'on considère deux extrema successifs, de même signe, dans la réponse vibratoire, le rapport des amplitudes est égal à [43] :

$$\frac{U_{n+1}}{U_n} = e^{-2\pi\xi\frac{\omega}{\omega_D}} \quad (3.23)$$

Prenant le logarithme des deux membres de l'équation (3.23), le pourcentage d'amortissement critique équivalent est égal [43]:

$$\delta = Ln \frac{u_{n+1}}{u_n} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (3.24)$$

Qui pour les faibles valeurs de ξ se réduit à :

$$\delta = 2\pi\xi \quad (3.25)$$

Décroissement logarithmique permet d'accéder au pourcentage d'amortissement critique d'un système, sans nécessairement connaître la valeur de la constante d'amortisseur c . Alliée à la définition du pourcentage d'amortissement critique équivalent d'un système tel qu'il a été défini au chapitre (6), on dispose ainsi d'une méthode expérimentale pour caractériser globalement la dissipation d'énergie dans un spécimen à 3 DDL.

Pour conclure sur l'oscillateur à amortissement sous-critique, on notera que pour les faibles valeurs de ξ (typiquement inférieures à 20%) telles qu'on les rencontre dans la pratique, on peut sans préjudice confondre ω avec ω_D . La figure 3.5 présente la variation ω/ω_D en fonction de ξ qui est représentée par un cercle de rayon unité [43].

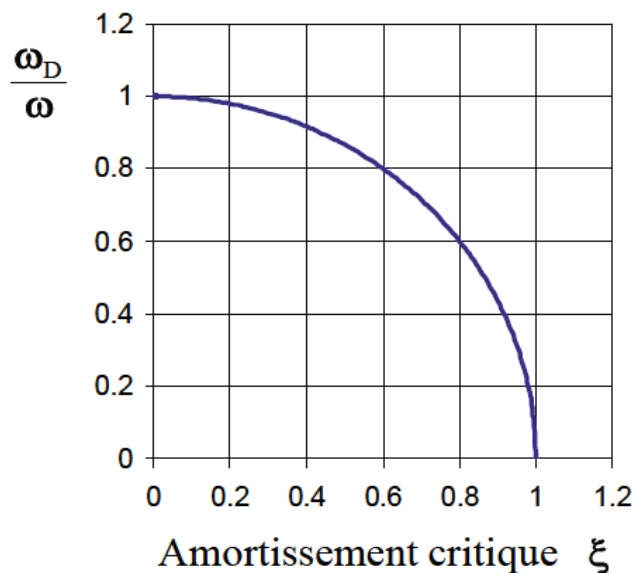


Figure 3.5 : Variation de la pulsation propre amortie en fonction de ξ [43].

4.1.4 Vibrations Forcées

Dans ce paragraphe, on s'intéressera au cas où les vibrations de l'oscillateur simple sont engendrées par une sollicitation $p(t)$ directement appliquée à la masse M . On se restreindra dans la suite au cas d'un système à amortissement sous-critique, seul cas d'intérêt dans la pratique [43].

4.1.4.1 Sollicitation Harmonique

La sollicitation appliquée $p(t)$ est décrite par une expression :

$$P(t) = P_0 \sin(\varpi t) \quad (3.26)$$

L'équation générale dont on recherche la solution s'écrit :

$$\ddot{U} + 2\xi\omega \dot{U} + \omega^2 U = \frac{P_0}{M} \sin(\varpi t) \quad (3.27)$$

La solution générale s'écrit sous la forme de la solution générale de l'équation homogène (Eq.3.21), soit :

$$U(t) = A \cos(\omega_D t) + B \sin(\omega_D t) \quad (3.28)$$

Et d'une solution particulière que l'on recherchera sous la forme :

$$U_1(t) = \lambda \sin(\varpi t) + \mu \cos(\varpi t) \quad (3.29)$$

Reportant (3.29) dans (3.27) et identifiant les constants termes à terme, il vient en posant :

$$\beta = \frac{\varpi}{\omega} \quad (3.30)$$

$$U(t) = e^{-\xi\omega t} [A \cos(\omega_D t) + B \sin(\omega_D t)] + \frac{P_0}{K} + \frac{1}{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2} [(1-\beta^2) \sin(\varpi t) - 2\xi\beta \cos(\varpi t)] \quad (3.31)$$

Le premier terme de l'équation (3.31) constitue la réponse transitoire de l'oscillateur qui a été étudiée au paragraphe 4.1.3.2 et le second la réponse forcée ou stationnaire de celui-ci (Figure 3.6) [43].

La réponse transitoire s'amortit au cours du temps, d'autant plus rapidement que le pourcentage d'amortissement critique est élevé et la réponse tend vers la solution stationnaire. Cette réponse s'effectue alors avec une période $T = 2\pi/\varpi$ égale à celle de la sollicitation [43].

Dans l'équation (3.31), les constantes A et B sont déterminées par les conditions initiales, vitesse et déplacement du système, à l'instant $t = 0$ [43].

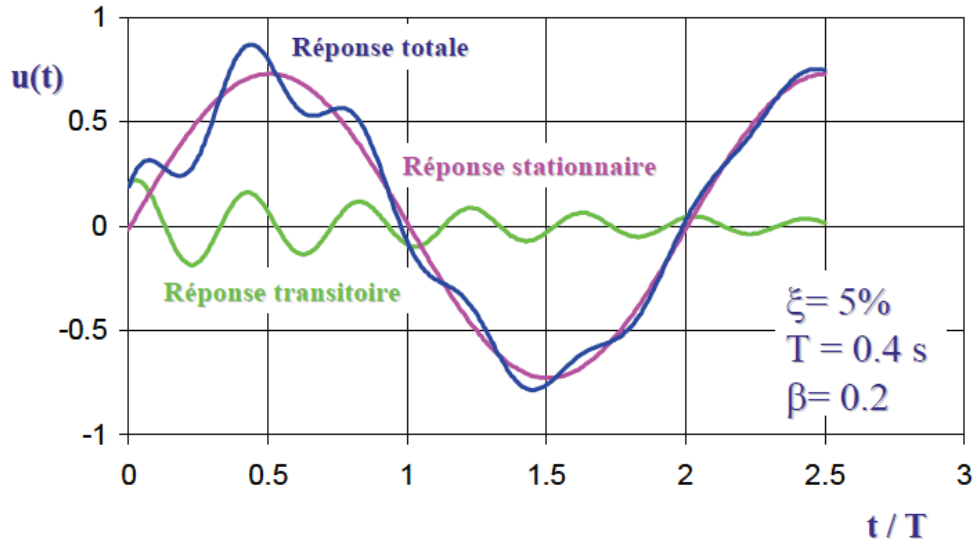


Figure 3.6 : Réponse de l'oscillateur soumis à une sollicitation harmonique [43].

Pour un système même faiblement amorti ($\zeta \approx 5\%$), dès que la durée devient supérieure à 2 fois la période de vibration propre $T = 2\pi/\omega$ de l'oscillateur, la contribution de la réponse transitoire peut être négligée. La réponse stationnaire peut alors s'écrire:

$$U(t) = \rho \sin(\varpi t - \theta) \quad (3.32)$$

Où ρ représente l'amplitude de la réponse et θ la phase qui caractérise le déphasage entre l'effort appliqué et le déplacement résultant [43].

L'amplitude de la réponse est égale à (3.31):

$$\rho = \frac{P_0}{K} \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} = \frac{P_0}{K} D \quad (3.33)$$

P_0/k représente le déplacement statique (à fréquence nulle) de la masse M lorsque la sollicitation vaut P_0 et D le facteur d'amplification dynamique [43].

Ce facteur d'amplification dynamique est représenté sur la figure 3.7 en fonction du rapport β . Il vaut bien évidemment 1 pour un chargement statique. Lorsque ω tend vers l'infini, D tend vers 0 quelle que soit la valeur de ξ . A très haute fréquence, les forces d'inertie deviennent prépondérantes devant les forces élastique f_s et d'amortissement f_D ; elles tendent vers l'infini et s'opposent au mouvement : la masse reste "immobile" [43].

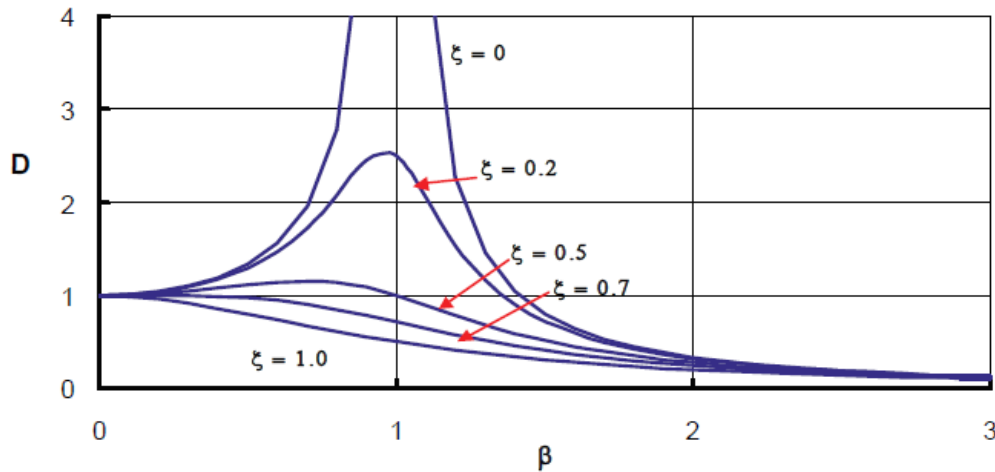


Figure 3.7 : Facteur d'amplification dynamique [43].

Lorsque la pulsation ω de la sollicitation coïncide avec la pulsation propre ω de l'oscillateur, le facteur d'amplification D passe par un maximum égal à :

$$D_{max} = \frac{1}{2\xi} \quad (3.34)$$

Ce phénomène est connu sous le nom de résonance. Lorsque l'amortissement est nul, D_{max} devient infini [43].

Reprenant l'étude de l'équation (3.32), la phase θ est donnée par :

$$\theta = \text{Arctg} \frac{2\xi\beta}{1-\beta^2} \quad (3.35)$$

Elle est représentée sur la figure 3.8 en fonction de β .

A faible fréquence, la phase est nulle ou négligeable : le système répond instantanément à la sollicitation. Lorsque la résonance est atteinte ($\beta = 1$), il se produit un déphasage de 90°

entre force appliquée et déplacement résultant : le déplacement est nul lorsque la force est maximale, et vice-versa. A haute fréquence, le déplacement est maximal, en valeur absolue, au même instant que la force mais se produit dans la direction opposée à la force. Rappelons que corrélativement, comme on l'a vu précédemment, son amplitude tend vers 0 [43].

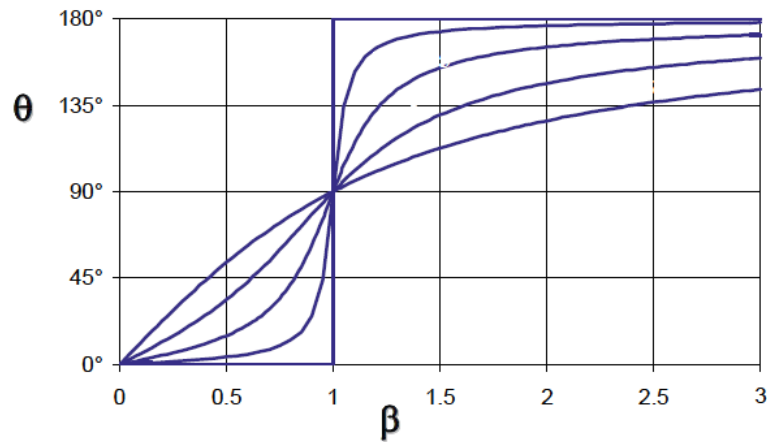


Figure 3.8 : Phase de la réponse stationnaire [43].

5 Partie 02 : Système a plusieurs degrés de liberté

5.1 Formulation des équations de mouvements des systèmes à plusieurs degrés de liberté (SPDDL)

En réalité les structures possèdent une infinité de degrés de liberté (DDL) : possibilité de déplacement. Les DDL sont représentés par les déplacements d'un nombre finis de points de la structure appelés nœuds où sont artificiellement concentrées les masses des éléments de la structure qui sont, toutefois, réellement répartie.

Le nombre de DDL d'un système N est le nombre de composantes de déplacements et de rotations requises pour décrire convenablement le comportement dynamique de la structure. Ces composantes sont évaluées en chacun des nœuds de la structure. Dans le cas général (3DLL), nous avons six (6) DDL par nœud : 3 translations et 3 rotations.

Les inconnus du problème sont alors les translations et les rotations des masses en fonction du temps. Pour les déterminer il faut passer d'abord par la formulation des équations de mouvement des SPDDL, ceci représente l'objectif de cette première section [44].

5.1.1 Approche générale pour les systèmes linéaires

Dans le cas des SPDDL, les équations de mouvement d'un système discret à N DDL peuvent être obtenues par le principe de D'Alembert. Pour chaque DDL i on considère l'équilibre des forces agissantes, les équations de mouvement du système s'expriment alors par l'équation (3.36) ci-dessous [44].

$$F_{Ii} + F_{Di} + F_{Si} = P_i(t) \quad (i = 1, \dots, N) \quad (3.36)$$

Avec :

F_{Ii} : Force d'inertie en DDL i

F_{Di} : Force d'amortissement en DDL i

F_{Si} : Force de rigidité en DDL i

$P_i(t)$: Force extérieure en DDL i

En considérant le principe de superposition, les forces d'inertie, d'amortissement et élastiques sont développées comme suit :

- Les forces élastiques F_{Si} :

$$F_{Si} = k_{i1}u_1 + k_{i2}u_2 + \dots + k_{ij}u_j + k_{iN}u_N = \sum_{j=1}^N k_{ij}u_j \quad (i=1, \dots, N) \quad (3.37)$$

Soit sous forme matricielle :

$$\begin{Bmatrix} F_{S1} \\ F_{S2} \\ \vdots \\ F_{Si} \\ \vdots \\ F_{SN} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1j} & \dots & k_{1N} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2j} & \dots & k_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{i1} & k_{i2} & \dots & k_{ij} & \dots & k_{iN} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{N1} & k_{N2} & \dots & k_{iN} & \dots & k_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_j \\ \vdots \\ u_N \end{Bmatrix} \quad \text{ou } Fs = Ku \quad (3.38)$$

F_S est le vecteur des forces de rigidité. Il donne le produit entre le vecteur déplacement u et la matrice de rigidité du système K . Chacun des coefficients d'influence de rigidité k_{ij} représente la force élastique correspondante au DDL i produite par un déplacement unitaire dans la direction du DDL j quand tous les autres déplacements sont nuls [44].

- Les forces d'amortissement F_{Di} :

$$F_{Di} = C_{i1}\dot{u}_1 + C_{i2}\dot{u}_2 + \dots + C_{ij}\dot{u}_j + C_{iN}\dot{u}_N = \sum_{i=1}^N C_{ij}\dot{u}_j \quad (i=1, \dots, N) \quad (3.39)$$

Soit sous forme matricielle :

$$\begin{Bmatrix} F_{D1} \\ F_{D2} \\ \vdots \\ F_{Di} \\ \vdots \\ F_{DN} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \dots & C_{1j} & \dots & C_{1N} \\ C_{21} & C_{22} & \dots & C_{2j} & \dots & C_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C_{i1} & C_{i2} & \dots & C_{ij} & \dots & C_{iN} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C_{N1} & C_{N2} & \dots & C_{iN} & \dots & C_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \vdots \\ \dot{u}_j \\ \vdots \\ \dot{u}_N \end{Bmatrix} \quad \text{ou } F_D = C\dot{u} \quad (3.40)$$

F_D est le vecteur des forces d'amortissement. Il s'exprime en fonction du vecteur vitesse \dot{u} au moyen de la matrice d'amortissement C . Les coefficients d'influence C_{ij} de la matrice C représente la force d'amortissement correspondante au DDL i , due à une vitesse unitaire appliquée dans la direction du DDL j quand toutes les autres vitesses sont nulles [44].

- Les forces d'inertie :

$$F_{Ii} = m_{i1}\ddot{u}_1 + m_{i2}\ddot{u}_2 + \dots + m_{ij}\ddot{u}_j + m_{iN}\ddot{u}_N = \sum_{i=1}^N m_{ij}\ddot{u}_j \quad (i=1, \dots, N) \quad (3.41)$$

Soit sous forme matricielle :

$$\begin{Bmatrix} F_{I1} \\ F_{I2} \\ \vdots \\ F_{Ii} \\ \vdots \\ F_{IN} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1j} & \dots & m_{1N} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2j} & \dots & m_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ m_{i1} & m_{i2} & \dots & m_{ij} & \dots & m_{iN} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ m_{N1} & m_{N2} & \dots & m_{iN} & \dots & m_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \vdots \\ \ddot{u}_j \\ \vdots \\ \ddot{u}_N \end{Bmatrix} \quad \text{ou } F_I = M\ddot{u} \quad (3.42)$$

F_I est le vecteur des forces d'inertie. Il est relié au vecteur des accélérations \ddot{u} par la matrice masse M . Les composantes de la matrice m_{ij} représentent la force d'inertie

correspondante suivant le DDL i , produite par une accélération unitaire dans la direction du DDL j quand toutes les autres accélérations sont nulles [44].

En conséquence, pour les systèmes linéaires chacune des forces, d'inertie, d'amortissement ou élastiques s'exprime à l'aide des coefficients d'influence traduisant la dépendance de la force en un DDL i sur le mouvement de tous les autres DDL. Ainsi l'Eq. (3.36) peut être écrite sous la forme suivante [44].

$$\sum_{j=1}^N m_{ij} \ddot{u}_j + \sum_{j=1}^N C_{ij} \dot{u}_j + \sum_{j=1}^N k_{ij} u_j = P_i(t) \quad (i = 1, \dots, N) \quad (3.43)$$

Ou bien sous forme de vecteur de forces :

$$F_I + F_D + F_S = P(t) \quad (3.44)$$

Où $P(t)$ est le vecteur des forces extérieures.

L'Eq. (3.44) donne la forme matricielle des équations de mouvement des SPDDL. Il est à noter que ces équations s'expriment par un système d'équations différentielles du second ordre couplées [45].

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = P(t) \quad (3.45)$$

Connaissant les différentes matrices M , C et K ainsi que le vecteur $P(t)$ l'équation de mouvement des SPDDL peut être donc formulée [45].

5.1.2 Développement des caractéristiques des matrices d'une structure

5.1.2.1 Développement de la matrice K

Les caractéristiques élastiques d'une structure peuvent être définies par sa rigidité ou bien par sa flexibilité. La matrice de rigidité peut aussi être déterminée par la méthode des éléments finis. Dans notre essai on a utilisé la méthode directe ou de rigidité, notamment La matrice de rigidité K est déterminée dans ce cas par la définition directe de ses éléments k_{ij} . Ces derniers représentent les forces développées dans la structure suite à l'application d'un déplacement unitaire suivant le DDL j quand les autres déplacements sont nuls (bloqués) [44].

5.1.2.2 Structure de la matrice masse

L'approche par concentration des masses suppose qu'au lieu que la masse soit répartie le long de l'élément, elle est supposée concentrée en un nombre de nœuds adéquatement choisis. Il est évident que cette modélisation n'introduit aucun couplage entre les DDL. Il en résulte une structure diagonale pour la matrice masse (3.46) qui offre des avantages considérables aux calcul numériques des structures [44].

$$M = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_{22} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & m_{ij} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & m_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

5.1.2.3 Caractéristiques d'amortissement

Les caractéristiques d'amortissement sont difficiles à déterminer directement à partir des coefficients d'amortissement C_{ij} comme dans le cas de la rigidité et la masse. En pratique la matrice d'amortissement est évaluée autrement, ceci va être présenté ultérieurement [44].

- **Forces extérieures**

Forces extérieures appliquées aux DDL

Dans ce cas le vecteur chargement est tout simplement constitué des efforts appliqués aux DDL [44].

Forces extérieures non appliquées aux DDL

Si les forces ne sont pas appliquées aux DDL comme, par exemple, pour les forces situées entre deux nœuds ou bien pour les charges réparties, il faut déterminer les forces nodales équivalentes. Pour cela on utilise les règles de la statique [44].

- Forces extérieures induites par déplacements du support

Considérant un système à PDDL soumis à un déplacement du support $u_g(t)$. L'équilibre des forces agissant sur chaque DDL conduit à l'équation différentielle suivante :

$$M\ddot{u}_t + C\dot{u} + Ku = 0 \quad (3.47)$$

Où :

\ddot{u}_t est le vecteur accélération des déplacements absolus (totaux) u_t .

Suivant chaque DDL i la composante du déplacement absolu u_{ti} est égale à la somme du déplacement u_i et de l'influence du déplacement du support. On a alors :

$$u_t = u + \Delta u_g \quad (3.48)$$

Le vecteur Δ est composé des coefficients donnant l'influence du déplacement du support sur le DDL. Ces coefficients sont égaux aux cosinus directeurs des DDL de translation par rapport au déplacement du support. Pour les DDL de rotations ces coefficients sont nuls [44].

Remplaçant l'équation (3.48) dans (3.47) l'équation de mouvement des SPDDL soumis au déplacement du support s'écrit donc :

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = -M\Delta\ddot{u}_g = P_{eff}(t) \quad (3.49)$$

$P_{eff}(t)$ est le vecteur chargement effectif correspondant au déplacement de support.

5.2 Vibrations libres des SPDDL non amorties

Dans cette section on s'intéresse à l'étude des vibrations libres non amorties des SPDDL. Avec cette étude on peut effectuer une analyse modale : détermination des fréquences et modes propres de vibration.

Lorsqu'on impose des conditions initiales adéquates à une structure, il est possible qu'elle oscille selon une des déformés caractérisant le mouvement de la structure. Ces déformés sont appelées modes propres de vibration. Sachant qu'à chaque mode propre correspond un mouvement harmonique de la structure autour de sa position d'équilibre. Les fréquences de vibration sont appelées fréquences propres de la structure.

Dans le cas général, lorsqu'une structure est mise en vibrations libres, son mouvement peut être considéré comme la superposition de vibrations harmoniques selon les différents

modes propres. Le calcul des modes et fréquences propres de vibrations des SPDDL est présenté dans cette section [44].

5.2.1 Détermination des pulsations et modes propres de vibrations

L'équation du mouvement d'un SPDDL non amortis en vibrations libres s'obtient à partir de l'équation (3.45) en considérant que le vecteur des forces extérieures et la matrice d'amortissement sont nuls [45].

$$M\ddot{u}_t + Ku = 0 \quad (3.50)$$

Le mouvement en vibrations libres des SPDDL est donc la solution de l'équation (3.50). On suppose qu'il est harmonique par analogie avec le mouvement en vibration libre des systèmes à un seul DDL (SSDDL). On peut alors écrire :

$$u(t) = A \sin(\omega t + \theta) \quad (3.51)$$

Avec :

A est le vecteur des amplitudes des déplacements a_i .

ω est la pulsation (vitesse angulaire) en rad/s.

θ est l'angle de déphasage.

Les accélérations en vibration libres sont déterminées en dérivant deux fois les déplacements. Ainsi le vecteur des accélérations est donné par [45] :

$$\ddot{u}(t) = -\omega^2 A \sin(\omega t + \theta) = -\omega^2 u(t) \quad (3.52)$$

En remplaçant les vecteurs des déplacements et des accélérations dans l'équation de mouvement on a :

$$-M \omega^2 A \sin(\omega t + \theta) + K A \sin(\omega t + \theta) = 0 \quad (3.53)$$

En divisant cette équation par $\sin(\omega t + \theta)$ et en réarrangeant les termes on obtient la relation suivante :

$$(K - \omega^2 M) A = 0 \quad (3.54)$$

L'équation (3.54) est un système d'équations homogènes avec N amplitudes variables a_i écrites en fonction de la pulsation qui est aussi inconnue. Cette relation algébrique est nommée problème de valeurs propres ω et de vecteurs propres A [44].

5.2.1.1 Les pulsations propres

Le système d'équations (3.54) n'admet de solutions non triviales ($a_i \neq 0$) que si le déterminant de la matrice des facteurs des a_i est non nul. Donc on a :

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (3.55)$$

En développant le déterminant de l'équation (3.55) on obtient un polynôme de degré N en fonction de ω^2 . Ce polynôme est appelé équation caractéristique. Il admet N racines ω_i^2 ($i=1, \dots, N$). Puisque les matrices K et M d'un système stable sont définies positives, les ω_i^2 ($i=1, \dots, N$) sont toujours réelles et positives. Ce sont les pulsations propres du système. Elles sont classées dans un ordre croissant ($\omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_N$). La plus faible pulsation ω_1 est nommée pulsation fondamentale [45].

A partir des ω_i^2 on peut déterminer les périodes propres T_i (Eq.3.56) et les fréquences propres f_i (Eq.3.57).

$$T_i = \frac{2\pi}{\omega_i} \quad (3.56)$$

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (3.57)$$

5.2.1.2 Les modes propres

L'équation (3.54) est donc vérifiée pour les N valeurs propres de ω_i^2 . Ainsi pour chaque pulsation propre est associé un vecteur propre des amplitudes A_i solution de l'équation (3.58) [44].

$$(K - \omega_i^2 M) A_i = 0 \quad (i=1, \dots, N) \quad (3.58)$$

Les systèmes d'équations homogènes (Eq.3.58) admettent une infinité de solutions pour chaque vecteur propre A_i . Ce dernier ne peut donc être déterminé que sous forme de rapports de déplacements. En remplaçant ω_i par sa valeur dans l'équation (3.58) on peut calculer ces rapports de déplacements. Ceci en fixant une composante de ce vecteur, généralement la première ou mieux la plus grande [44].

Les rapports de déplacements relatifs au vecteur propre A_i sont rassemblés dans le vecteur ϕ_i (Eq.3.59). Les vecteurs ϕ_i sont nommés modes propres du SPDDL [44].

$$\phi_i = \begin{Bmatrix} \phi_{1i} \\ \phi_{2i} \\ \vdots \\ \phi_{Ni} \end{Bmatrix} (i = 1, \dots, N) \quad (3.59)$$

L'équation (3.58) peut être alors aussi écrites en fonction des ϕ_i :

$$(K - \omega_i^2 M) \phi_i = 0 \quad (i=1, \dots, N) \quad (3.60)$$

Les vecteurs des modes propres ϕ_i sont rassemblés dans une matrice appelée matrice modale (Eq.3.61). [44]

$$\phi_i = \begin{bmatrix} \begin{pmatrix} \phi_{11} \\ \phi_{21} \\ \vdots \\ \phi_{N1} \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \phi_{12} \\ \phi_{22} \\ \vdots \\ \phi_{N2} \end{pmatrix} & \dots & \begin{pmatrix} \phi_{1N} \\ \phi_{2N} \\ \vdots \\ \phi_{NN} \end{pmatrix} \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

Les modes propres représentent les différentes formes de vibration du SPDDL, ils dépendent de la distribution des masses et des rigidités ainsi que des conditions initiales de vibrations. Les SPDDL possèdent donc N modes propres ϕ_i et N pulsations propres ω_i [44].

5.2.2 Propriété d'orthogonalité des modes propres

Considérons deux modes distincts ϕ_i et ϕ_j avec $\omega_i \neq \omega_j$. On peut donc écrire à partir de l'équation (3.60) [44]

$$K\phi_i = \omega_i^2 M\phi_i \quad (3.62)$$

$$K\phi_j = \omega_j^2 M\phi_j \quad (3.63)$$

Pré multipliant respectivement ces deux équations par ϕ_j^T et ϕ_i^T :

$$\phi_j^T K\phi_i = \omega_i^2 \phi_j^T M\phi_i \quad (3.64)$$

$$\phi_i^T K\phi_j = \omega_j^2 \phi_i^T M\phi_j \quad (3.65)$$

A partir de l'équation $K\phi = M\phi\Omega^2$ l'égalité suivante est par conséquent vérifiée :

$$(\phi_j^T K\phi_i)^T = (\omega_i^2 \phi_j^T M\phi_i)^T \Rightarrow \phi_i^T K\phi_j = \omega_i^2 \phi_i^T M\phi_j \quad (3.66)$$

Par Soustraction des équations (3.64) et (3.65) on a :

$$(\omega_i^2 - \omega_j^2) \phi_i^T M\phi_j = 0 \quad (3.67)$$

Sachant que :

$$\omega_i^2 \neq \omega_j^2 \quad i \neq j$$

On a donc :

$$\phi_i^T M\phi_j = 0 \quad i \neq j \quad (3.68)$$

Ainsi que :

$$\phi_i^T K\phi_j = 0 \quad i \neq j \quad (3.69)$$

On déduit que les modes propres de vibration possèdent la propriété d'être orthogonaux par rapport aux matrices de masse M (Eq.3.66) et de rigidité K (Eq.3.68). Cette propriété constitue la base de la méthode la plus utilisée pour la résolution des SPDDL, la méthode de superposition modale. Cette dernière va être présentée dans la section suivante. [44]

Pour $i = j$:

$$\omega_i^2 = \omega_j^2$$

Par conséquent :

$$\phi_i^T M \phi_i \neq 0$$

$$\phi_i^T K \phi_j \neq 0$$

On peut également écrire à partir de l'équation (3.65) :

$$\omega_i^2 = \frac{\phi_i^T K \phi_i}{\phi_i^T M \phi_i} \quad (3.70)$$

5.3 Vibrations forcées des systèmes à plusieurs degrés de liberté

Nous avons vu dans la première section, que le mouvement des SPDDL s'exprime par un système d'équations différentielles couplées. Pour les résoudre, on peut utiliser les méthodes d'intégration directe pas à pas. Par ailleurs, ces méthodes exigent un volume de calcul important (méthode laborieuse). Pour les systèmes dont le comportement est linéaire, la méthode de superposition modale est préférée du fait de sa simplicité. Cette méthode sera présentée dans cette section [44].

5.3.1 Méthode de superposition modale

5.3.1.1 Principe de la méthode

Dans ce cas, la réponse est déterminée dans la base des modes propres de vibration ϕ_i $i=1, \dots, N$. Cette dernière constitue une base orthogonale complète de l'espace vectoriel d'ordre N . On peut donc faire un changement du repaire pour passer des coordonnées géométriques aux coordonnées modales.

Les déplacements en coordonnées géométriques $u(t)$ peuvent donc être exprimés en fonction des déplacements en coordonnées modales $q_i(t)$ sur cette base par la relation (3.71) [44].

$$u(t) = \sum_{i=1}^N \Phi_i q_i(t) = \Phi q(t) \quad (3.71)$$

Où :

$q(t)$ représente le vecteur des déplacements en coordonnées modales $q_i(t)$.

La réponse est par conséquent exprimée par la superposition des réponses modales $u(t)^{(i)}$:

$$u(t)^{(i)} = \Phi_i q_i(t) \quad (3.72)$$

Le passage des coordonnées géométriques aux coordonnées modales est effectué par la relation suivante :

$$q(t) = \Phi^{-1} u(t)$$

On peut éviter d'inverser la matrice Φ en utilisant la propriété d'orthogonalité des modes propres (Eqs.3.66 et 3.68). En multipliant l'équation (3.71) par $\Phi_j^T M$ on aura :

$$\Phi_j^T M u(t) = \Phi_j^T M \sum_{i=1}^N \Phi_i q_i(t) = \Phi_j^T M \Phi_j q_j(t) \quad (3.73)$$

Ainsi on obtient :

$$q_j(t) = \frac{\Phi_j^T M u(t)}{\Phi_j^T M \Phi_j} \quad (3.74)$$

De même on peut démontrer que :

$$\dot{q}_j(t) = \frac{\Phi_j^T M \dot{u}(t)}{\Phi_j^T M \Phi_j} \quad (3.75)$$

5.3.1.2 Découplage des équations de mouvement : Cas des vibrations forcées non amorties

L'équation de mouvement s'écrit pour les SPDDL non amortis comme suit :

$$M\ddot{u} + Ku = P(t) \quad (3.76)$$

Reportant l'expression (3.71) dans l'équation (3.76) et pré multipliant les deux membres de l'équation (3.76) par Φ_j^T avec $j=1, \dots, N$, on obtient [45] :

$$\Phi_j^T M \sum_{i=1}^N \Phi_i \ddot{q}_j(t) + \Phi_j^T K \sum_{i=1}^N \Phi_i q_j(t) = \Phi_j^T P(t) \quad j = 1, \dots, N \quad (3.77)$$

Tenant compte de la propriété d'orthogonalité des modes propres par rapport aux matrices M et K (Eqs.3.66 et 3.68), l'équation (3.77) devient :

$$\Phi_j^T M \Phi_j \ddot{q}_j(t) + \Phi_j^T K \Phi_j q_j(t) = \Phi_j^T P(t) \quad j = 1, \dots, N \quad (3.78)$$

On pose les notations suivantes :

$$\begin{aligned} M_j^* &= \phi_j^T M \phi_j \\ K_j^* &= \phi_j^T K \phi_j \\ P_j^* &= \phi_j^T P(t) \end{aligned} \quad (3.79)$$

M_j^* , K_j^* et $P_j^*(t)$ Sont respectivement la masse, rigidité et chargement généralisés.

L'équation (3.78) s'écrit alors [45] :

$$M_j^* \ddot{q}_j(t) + K_j^* q_j(t) = P_j^*(t) \quad j=1, \dots, N \quad (3.80)$$

Ou bien sous forme réduite et tenant en compte l'équation (3.69)

$$\ddot{q}_j(t) + \omega_j^2 q_j(t) = \frac{P_j^*(t)}{M_j^*} \quad j=1, \dots, N \quad (3.81)$$

On observe que pour chaque mode j l'équation obtenue (3.76 ou 3.77) n'est autre que l'équation de mouvement d'un SSDDL $q_j(t)$ de masse M_j^* et de rigidité K_j^* soumis à un chargement dynamique $P_j^*(t)$. L'utilisation de la base modale a permis alors de transformer le système d'équations différentielles couplées exprimées en fonction des coordonnées géométriques $u(t)$ en un système de N équations découplées en fonction des coordonnées modales $q_j(t)$ [44].

5.3.1.3 Réponse totale maximale

Pour chacun des modes propres, les maximums des réponses peuvent être calculés selon la démarche citée précédemment, ces maximums par ailleurs sont atteints à des instants différents. Par conséquence la superposition (la somme) des réponses maximales n'est pas forcément égale à la réponse totale maximale, elle constitue, par contre, une enveloppe de celle-ci. La sommation des réponses modales maximales surestime alors la réponse totale.

En pratique, plusieurs formules ont été proposées pour obtenir une approximation adéquate de la réponse totale maximale. On cite, par exemple, la combinaison quadratique où la réponse totale maximale R est la réponse estimée (force, déplacement, accélération...) à

une coordonnée spécifiée et R_i est la réponse maximale du mode « i » à la même coordonnée par la relation suivante, elle est égale à la racine carrée de la somme des carrés (square root of sum of squares SRSS) des contributions maximales modales [44].

$$R_{max} \approx \sqrt{\sum_{i=1}^N (R_i)_{max}^2} \quad (3.82)$$

5.3.1.4 Choix du nombre de modes

Théoriquement le nombre de mode est égale au nombre de degré de liberté N . Ce nombre est très élevé dans le cas des structures réelles. Il est nécessaire, donc, de déterminer les N réponses modales, ce qui n'est pas pratiquement réaliste. Heureusement, l'expérience a montré que les modes supérieures ont une contribution négligeable dans la réponse totale de la structure, cette dernière est réellement contrôlée seulement par les premiers modes de vibration [44].

En effet, on doit avoir un moyen pour identifier le nombre de modes nécessaires $N_{mn} \ll N$ à retenir dans une analyse dynamique par la méthode de superposition modale.

La masse modale m_i^* , définie comme la masse participante pour un mode i est un paramètre qui peut être utilisé pour choisir le nombre de mode à considérer. Cette masse se calcule par le rapport suivant :

$$m_i^* = \frac{L_i^2}{M_i} = \frac{(\Phi_i^T \Delta M)^2}{\Phi_i^T M \Phi_i} \quad (3.83)$$

Lorsque les N modes propres sont considérés, la somme des masses modales est égale à la somme totale M_T de la structure sollicitée dans la direction Δ . On a alors [44]:

$$M_T = \Delta^T M \Delta = \sum_{i=1}^N m_i^* \quad (3.84)$$

En pratique on choisit les modes qui permettent d'avoir une participation de la masse supérieure ou égale à 90 % de la masse totale. Le nombre de modes nécessaire N_{mn} est défini alors par la relation suivante [44] :

$$\sum_{i=1}^{N_{mn}} m_i^* \geq 90\% M_T \quad (3.85)$$

6 Conclusion

Les éléments de base des formulations utilisées dans la dynamique des structures sont présentés dans ce chapitre. Les principes fondamentaux de la dynamique des structures tels que les fréquences naturelles, l'amortissement et les réponses transitoires ont été décrits, ainsi que les méthodes pour les mesurer expérimentalement.

L'accent a été mis sur la nécessité de mener des essais expérimentaux pour déterminer ces caractéristiques dynamiques de manière précise. Dans le chapitre suivant, nous appliquerons ces concepts à un spécimen à trois degrés de liberté (3DDL) pour illustrer concrètement comment ces méthodes sont utilisées dans la pratique.

Chapitre 04

Étude Analytique et Expérimentale du Comportement Dynamique du Spécimen

1 Introduction

La recherche sismique constitue une branche cruciale de l'ingénierie civile, axée sur l'étude du comportement des structures face aux forces sismiques générées par les mouvements de la terre. Ces forces peuvent induire des vibrations et des déformations dans les structures, susceptibles de provoquer des dommages ou des défaillances. L'objectif premier de la recherche sismique est de comprendre comment les structures réagissent aux séismes afin de concevoir des bâtiments et des infrastructures capables de résister efficacement à ces forces naturelles.

Dans ce chapitre, nous nous pencherons de manière détaillée sur l'étude d'un spécimen à 3 degrés de liberté pour analyser son comportement vibratoire. Ceci à travers une analyse analytique et les essais expérimentaux, en mettant l'accent sur ses caractéristiques géométriques, . Notre objectif principal est de déterminer les propriétés dynamiques de cette structure dans le contexte de la dynamique des structures.

Nous débuterons par une description approfondie des caractéristiques géométriques essentielles du spécimen, notamment ses dimensions et sa masse. Ces informations revêtent une importance capitale pour évaluer sa réaction aux vibrations sismiques et pour calculer ses paramètres dynamiques.

Par la suite, nous aborderons l'approche analytique employée pour prédire le comportement vibratoire du spécimen. Cette démarche s'appuie sur des méthodes mathématiques et des analyses théoriques telles que l'analyse modale et la méthode de superposition modale, permettant d'estimer les fréquences naturelles, les modes de vibration et d'autres paramètres dynamiques.

Simultanément, nous effectuons des essais expérimentaux sur ce spécimen à l'université de Tlemcen, en utilisant la table vibrante du laboratoire RISAM. Cette approche pratique consiste à soumettre physiquement la structure à des vibrations contrôlées afin de recueillir des données réelles sur son comportement vibratoire. Ces essais expérimentaux viendront compléter notre compréhension du comportement dynamique de ce spécimen dans des conditions sismiques simulées.

1.1 Objectif des essais expérimentaux

Les essais expérimentaux sur table vibrante visent à étudier de manière approfondie le comportement dynamique d'une structure sous l'effet de charges vibratoires contrôlées. Les objectifs de notre essai peuvent être résumés par les points suivants :

a. Quantification des Paramètres Dynamiques

Elle consiste à mesurer les caractéristiques clés telles que :

- **Rigidité de la structure** : c'est un paramètre qui doit être déterminé dans les différentes directions. Il est important pour comprendre la manière dont la structure résiste aux déformations.
- **Fréquences Naturelles** : Les fréquences naturelles représentent les taux d'oscillation intrinsèques de la structure en l'absence de toute excitation extérieure. Elles sont déterminantes pour comprendre la réponse vibratoire de la structure.
- **Modes Propres** : Les modes propres sont les configurations spécifiques dans lesquelles une structure vibrante peut osciller, correspondant à des formes distinctes de déformation.
- **Amortissement** : L'amortissement mesure la capacité de la structure à dissiper l'énergie vibratoire au fil du temps. Un amortissement adéquat est crucial pour éviter des oscillations excessives et maintenir la stabilité, cette propriété a été bien détaillé dans le chapitre 06.
- **Réponse en Fréquence** : La réponse en fréquence décrit comment la structure réagit à des excitations de différentes fréquences. Cela permet de comprendre comment la structure absorbe ou amplifie les différentes composantes fréquentielles.
- **Déformations Dynamiques** : Ces caractéristiques décrivent la manière dont la structure se déforme en réponse à des charges dynamiques. Elles incluent les déplacements et les accélérations induits par des excitations vibratoires.

b. Identification des Fréquences de Résonance

En mesurant la réponse de la structure sur une plage de fréquences, les essais sur table vibrante permettent d'identifier les fréquences de résonance auxquelles la structure est particulièrement sensible. Cela aide à éviter ces fréquences lors de l'exploitation de la structure pour prévenir les problèmes de résonance indésirables.

c. Validation de l'approche Analytique

Comparer les résultats expérimentaux avec les prévisions du modèle analytique afin de valider leur précision et leur applicabilité.

d. Validation de l'approche Numérique

Comparer les résultats expérimentaux avec la simulation numérique, telle que celle générée par des logiciels comme SAP2000, pour évaluer la fiabilité de cette approche numérique. Cette partie sera développée de manière plus détaillée dans le chapitre 05.

e. Analyser la Réponse Dynamique

Examiner comment la structure réagit sous l'influence de charges dynamiques pour comprendre son comportement vibratoire.

1.2 Présentation du modèle réduit

1.2.1 Caractéristiques géométriques

Dans le présent travail expérimental nous avons utilisé un modèle réduit (spécimen) représentant une structure à 3 degrés de liberté, son schéma est présenté par la figure 4.1.

Après avoir minutieusement mesurer et caractériser le modèle réduit à l'aide d'un pied à coulisse (figure (4.4)), nous avons pu déterminer les dimensions exactes de chacun de ses composants, y compris les poteaux A1, B1, A2, B2, A3 et B3 des différents niveaux, les planchers, les masses supplémentaires et les plaques de renfort à chaque niveau. Ces mesures précises ont permis une représentation fidèle du modèle réduit.

On note que la numérotation des planchers ainsi que celle des poteaux utilisés par la suite est illustrée par la figure 4.1.

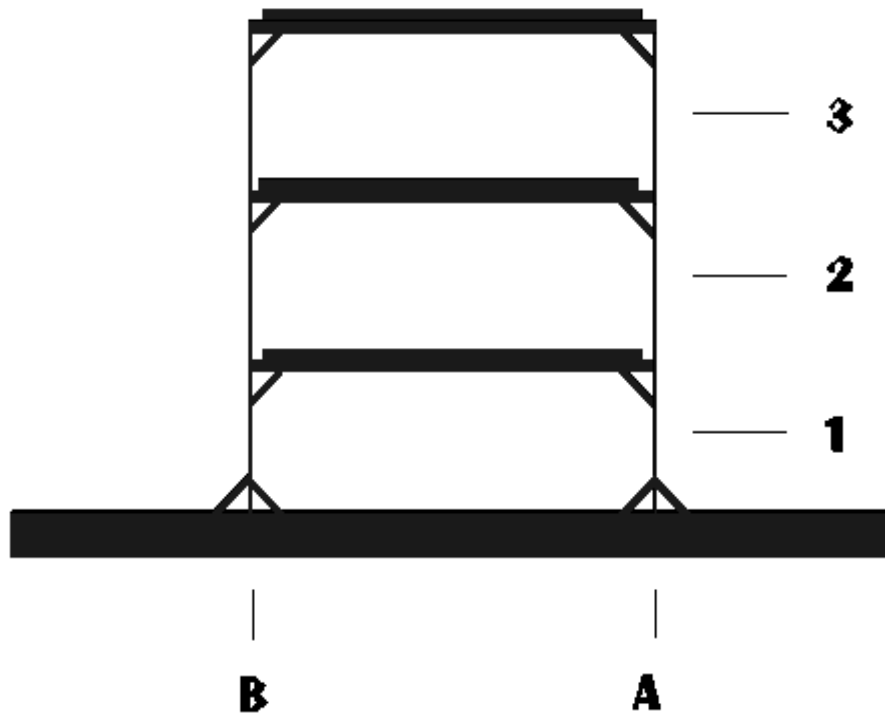


Figure 4.1 : Schéma de Positionnement des Éléments du Spécimen.

Les figures (4.2) et (4.3) montrent des photos du spécimen étudié :



Figure 4.2 : Vue de Face du Spécimen.



Figure 4.3 : Vue de Côté du Spécimen.

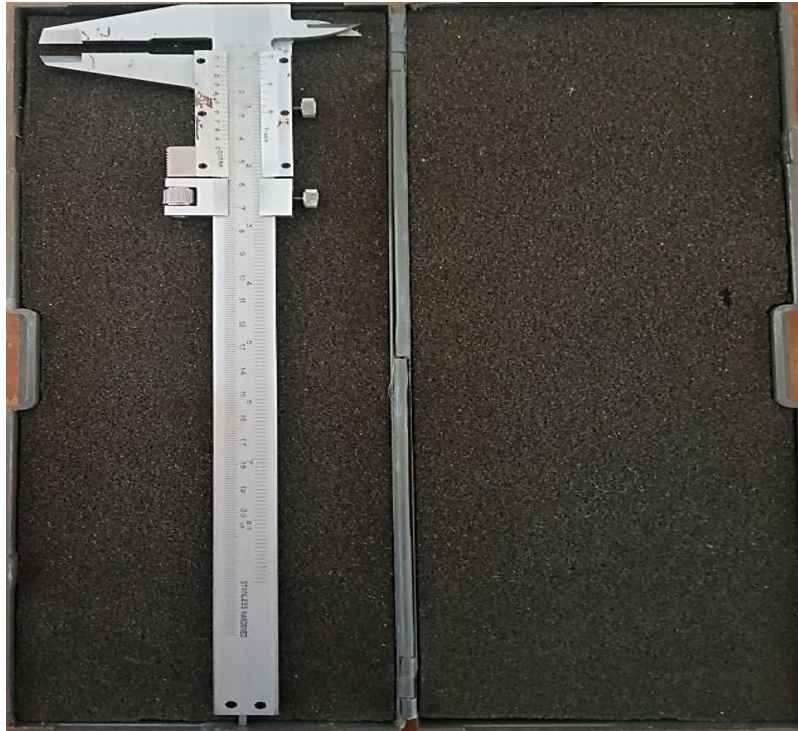


Figure 4.4 : Pied à coulisse.

Les poteaux, de même que les planchers, ont été caractérisés par leur hauteur, leur largeur et leur épaisseur, voir les tableaux (4.1) et (4.2) respectivement. Les planchers, en particulier, ont été équipés de masses supplémentaires (notée Mass supp), fixées avec précision à l'aide de boulons dont les dimensions ont également été mesurées (tableau (4.4)). La figure (4.6) présente la tête écrou du boulon qu'on a mesuré.

		Longueur (mm)	Largeur (mm)	Epaisseur (mm)	Volume (mm ³)
NIV 01	A1	497	81,2	3,15	127122,66
	B1	497	80,4	3	119876,4
NIV 02	A2	500	82,6	3	123900
	B2	500	81,1	3,1	125705
NIV 03	A3	497	81,95	3,55	144588,483
	B3	497	80,5	3	120025,5

Tableau 4.1: Caractéristiques géométriques et le volume de chaque poteau.

		Longueur (mm)	Largeur (mm)	Epaisseur (mm)	Volume (mm ³)
NIV 01	Plancher	500	80,6	8,6	346580
	Masse supp	461	79,3	8,6	314392,78
NIV 02	Plancher	500	80,1	8,25	330412,5
	Masse supp	460	80	8,35	307280
NIV 03	Plancher	500	80,3	8,3	333245
	Masse supp	459	80,35	8,45	311641,493

Tableau 4.2 : Caractéristiques géométriques, le volume de chaque plancher et les masses supplémentaire.

Les plaques de renfort ajoutées à chaque niveau jouent un rôle crucial dans la résistance de la structure, elles simulent les encastremets comme conditions aux limites des poteaux. Leur positionnement stratégique a été déterminé en fonction des zones de tension les plus critiques, garantissant ainsi une distribution uniforme des charges et une réduction des déformations indésirables, le tableau (4.3) montre les caractéristiques géométriques des plaques de renfort.

		Longueur (mm)	Largeur (mm)	Epaisseur (mm)	Volume (mm ³)
NIV 01	A1	80,6	26,6	5,5	1179,78
	B1	80,6	26,6	5,5	1179,78
NIV 02	A2	80,1	26,6	5,6	11931,696
	B2	80,1	26,6	5,6	11931,696
NIV 03	A3	80,3	26,6	5,4	11534,292
	B3	80,3	26,6	5,6	11961,488

Tableau 4.3: Caractéristiques géométriques et le volume de chaque plaque de renfort.

Le spécimen est solidement fixé à une plaque en acier mesurant 87 cm de longueur sur 49.6 cm de largeur par soudage (figure (4.5)). Cette plaque est équipée de plusieurs trous permettant la fixation du spécimen sur la table vibrante de RISAM à l'aide de boulons, assurant la stabilité du spécimen pendant les essais vibratoires. En outre, cette plaque assure la répartition uniforme de la sollicitation dynamique.



Figure 4.5: Plaque en acier de fixation du spécimen.

À partir des dimensions de la tête écrou des boulons figurant dans nos schémas (figure 4.6), nous avons procédé au calcul de la surface de la tête écrou (hexagone), suivi par le calcul du volume correspondant. Cette étape nous a permis d'obtenir des informations essentielles sur les caractéristiques géométriques des éléments de fixation utilisés dans le spécimen.

La surface est alors calculée comme suit :

$$A = \frac{3\sqrt{3} S^2}{2} = \frac{3\sqrt{3} \times (7,45)^2}{2} = 144,199 \text{ mm}^2$$

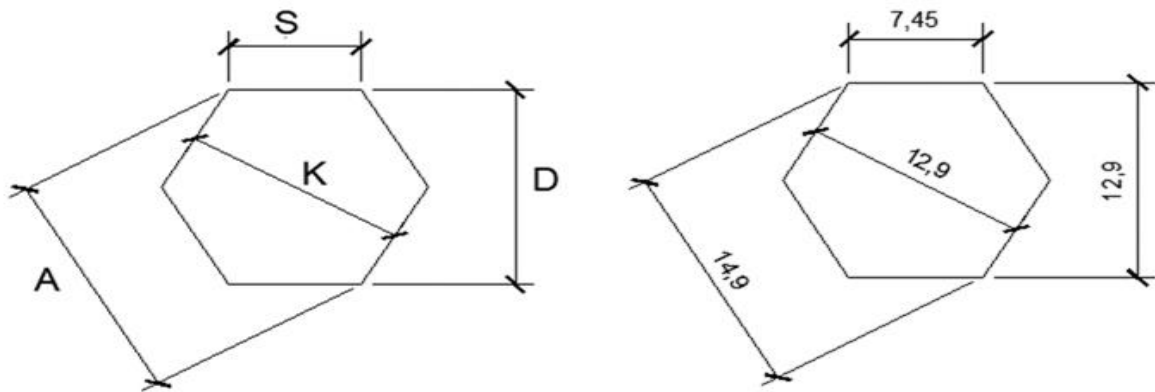


Figure 4.6 : Présentation de tête écrou du boulon.

Tous ces calculs ont été consignés dans un tableau dédié (Tableau 4.4), qui récapitule les dimensions, la surface et le volume de chaque tête écrou pour une référence claire et une analyse détaillée.

	Surface (mm ²)	Epaisseur (mm)	Nombre Dans Chaque Plancher	Volume (mm ³)
Niveaux 01/02/03	144,199	4,9	2	1413,157

Tableau 4.4: Caractéristiques géométriques et le volume de chaque tête écrou du boulon.

En somme, ces caractéristiques géométriques détaillées dans les tableaux précédents ont assuré la représentation la plus précise possible du modèle réduit, permettant ainsi des analyses dynamiques approfondies et des conclusions significatives sur son comportement sous différentes conditions d'excitation.

1.2.2 Estimation de la masse en mouvement du spécimen

Afin de déterminer la masse du spécimen, il a été nécessaire de calculer la masse volumique d'un échantillon du même matériau (figure 4.7), 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.

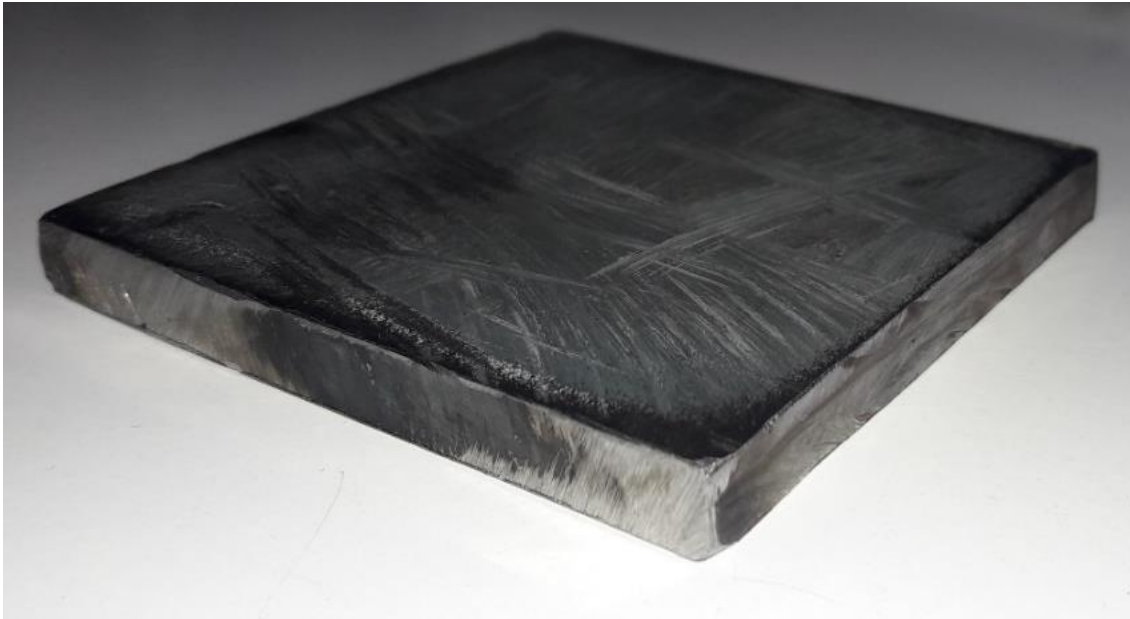


Figure 4.7 : Photo de l'échantillon.

	Les valeurs
Longueur (mm)	79.01
Largeur (mm)	79
Epaisseur (mm)	8
Masse mesurée (kg)	0.3928
Masse volumique (kg/m³)	7866.33322

Tableau 4.5: Les dimensions et la masse volumique de l'échantillon.

Une fois la masse volumique calculée voir tableau (4.5) la masse en mouvement du spécimen peut être estimée. La procédure de calcul des masses pour le modèle réduit à 3 degrés de liberté a été réalisée en utilisant les caractéristiques géométriques précises du modèle. La masse concentrée à un nœud de la structure est la somme des contributions de masse de tous les éléments structuraux connectés au nœud. Nous regroupons les masses liées aux nœuds en une seule masse concentrée pour chaque niveau.

Tout d'abord, nous avons estimé la masse de chaque niveau en effectuant la somme des volumes des composantes suivantes : le plancher, la masse supplémentaire, la moitié de la masse des poteaux du niveau en question et les 2 plaques de renfort du niveau. Par exemple, pour calculer la masse du premier niveau, nous avons additionné le volume de

plancher, de la masse supplémentaire, la moitié des volumes des poteaux A1 et B1, ainsi que la moitié des volumes des poteaux A2 et B2 du deuxième niveau et les 2 plaques de renfort de premier niveau. Ensuite, nous avons multiplié cette somme par la masse volumique déterminée pour obtenir la masse totale du niveau en question. Cette même procédure a été répétée pour les niveaux suivants, permettant ainsi d'obtenir les masses respectives de chaque niveau qui sont montrées dans le tableau (4.6).

Les niveaux	Masses (kg)
Niveau 01	7.3493
Niveau 02	7.2335
Niveau 03	6.3054

Tableau 4.6 : Les masses estimées pour chaque niveau.

1.2.3 Calcul de la rigidité du spécimen

Lorsque nous abordons le calcul de la rigidité du spécimen dans le contexte de la dynamique des structures, nous devons suivre une approche rigoureuse pour évaluer sa capacité à résister aux charges dynamiques.

Alors, pour déterminer la rigidité au chaque niveau, nous utilisons une formule spécifique qui prend en compte des paramètres tels que le module d'élasticité (E) du matériau utilisé l'acier dans notre cas, le moment d'inertie (I) des poteaux, et leur hauteur (H). Cette formule est appliquée en tenant compte des conditions aux limites, notamment le fait que les poteaux sont soudés aux deux extrémités, ce qui les rend encastres-encastres. Le calcul de la rigidité équivalente « $K_{eq(i)}$ » au niveau i est effectué par la relation suivante :

$$K_{eq(i)} = \frac{12 E I_{A(i)}}{H_{A(i)}^3} + \frac{12 E I_{B(i)}}{H_{B(i)}^3}$$

Pour chaque poteau, nous calculons son inertie en utilisant des formules spécifiques qui tiennent compte de sa géométrie. Pour notre poteau de section rectangulaire, nous procédons au calcul de l'inertie en utilisant la formule $I = \frac{1}{12} b h^3$, où h représente l'épaisseur du poteau et b représente la largeur du poteau.

Les caractéristiques de calcul des rigidités équivalentes à chacun des niveaux du spécimen considéré, ainsi qu'à leurs valeurs sont données par le tableau (4.7).

		Hauteur H (m)	Module de young E (N/m ²)	Inertie (mm)	Rigidité K (N/m)	Rigidité équivalente Keq (N/m)
Niv 01	A1	0,497	2,1 E+11	211,4981	4341,4801	8054,8648
	B1	0,497	2,1 E+11	180,9	3713,3847	
Niv 02	A2	0,5	2,1 E+11	185,85	3746,736	7805,7002
	B2	0,5	2,1 E+11	201,3375	4058,9642	
Niv 03	A3	0,495	2,1 E+11	305,5292	6348,0116	9989,687
	B3	0,495	2,1 E+11	181,125	3763,2524	

Tableau 4.7 : Caractéristiques de calcul de la rigidité équivalente de chaque niveau et leurs valeurs.

1.3 Analyse analytique du Spécimen

Pour répondre à notre objectif qui est le calcul des caractéristiques dynamiques du spécimen par l'approche analytique nous utilisons la méthode de superposition modale. Nous commençant par le calcul des fréquences et modes propres de vibration du spécimen pour représenter son comportement dynamique. Par la suite, en simulant le système complexe du spécimen à un modèle simplifié, similaire à un système de brochette (figure 4.8), nous considérons que la structure peut vibrer selon des modes propres indépendants. En superposant ces modes, nous pouvons déterminer la réponse dynamique globale du spécimen en fonction des excitations appliquées. Cette approche permet une analyse efficace et précise des vibrations et des réponses dynamiques du spécimen en se basant sur ses modes caractéristiques dominants, facilitant ainsi la compréhension de son comportement dynamique global.

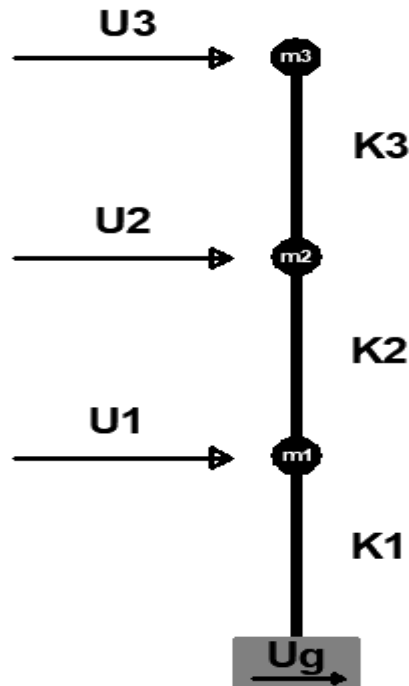


Figure 4.8: Modèle simplifié avec système de brochette à 3DDL du spécimen.

Le calcul des propriétés vibratoires, pulsations naturelles ω_j et modes propres ϕ_j , d'une structure, de matrice de rigidité $[K]$ et de matrice masse $[M]$, nécessite la résolution du problème des valeurs propres de la matrice de l'équation suivante :

$$[K] \phi_j = \omega_j^2 [M] \phi_j$$

Tel que :

$$\text{Det} |[K] - \omega^2 [M]| = 0$$

(4-1)

1.3.1 Matrice rigidité $[K]$

La matrice de rigidité est établie par la méthode directe. Ces éléments sont calculés en appliquant un déplacement unitaire le long d'un DDL, toute en maintenant tous les autres déplacements à zéro.

La Figure (4.9) décrit la méthode par laquelle nous obtiendrons la matrice de rigidité. Cette dernière est donnée par la matrice suivante :

$$[K] = \begin{bmatrix} K^3 & -K^3 & 0 \\ -K^3 & K^3 + K^1 & -K^2 \\ 0 & -K^2 & K^2 + K^1 \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 9989,687 & -9989,687 & 0 \\ -9989,687 & 17795,3872 & -7805,7002 \\ 0 & -7805,7002 & 15860,565 \end{bmatrix} \text{ [N/m]}$$

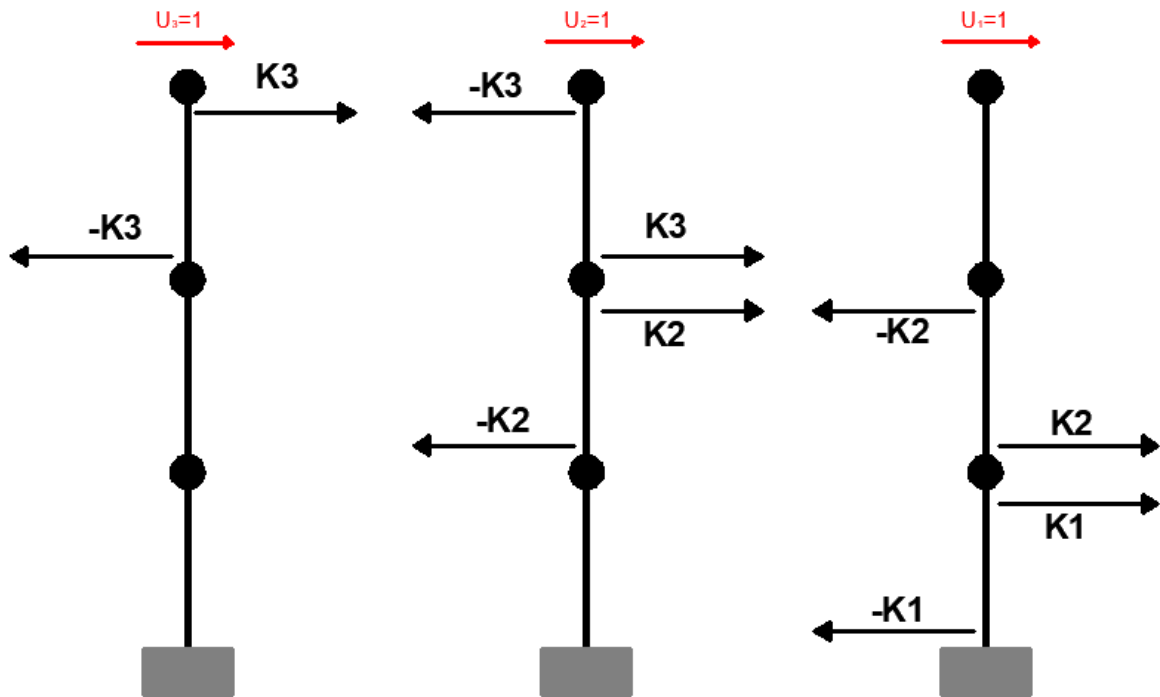


Figure 4.9: Démarche de calcul de la matrice $[K]$ par la méthode directe.

1.3.2 Matrice masse $[M]$

La masse est répartie dans toute la structure réelle, mais elle peut être idéalisée comme étant concentrée aux nœuds de la structure discrétisée (figure 4.1). Une fois que les masses concentrées aux nœuds ont été calculées (cette partie a été présentée dans la section précédente), la matrice de masse du spécimen peut être facilement formulée. Alors, pour une idéalisation de masse concentrée, la matrice de masse est diagonale. La matrice masse correspondante au spécimen est la suivante :

$$\begin{bmatrix} m_3 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 6,3054 & 0 & 0 \\ 0 & 7,2335 & 0 \\ 0 & 0 & 7,3493 \end{bmatrix} \text{ [kg]}$$

1.3.3 Analyse modale

1.3.3.1 La pulsations, périodes et fréquences propres

Pour déterminer les pulsations propres du système, il est nécessaire de calculer le déterminant à partir de l'équation (4-1). Le déterminant doit être nul. On a donc :

$$\left| \begin{bmatrix} K_3 & -K_3 & 0 \\ -K_3 & K_3 + K_1 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 + K_1 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} m_3 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 \end{bmatrix} \right| = 0$$

$$\left| \begin{bmatrix} 9989,687 & -9989,687 & 0 \\ -9989,687 & 17795,3872 & -7805,7002 \\ 0 & -7805,7002 & 15860,565 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} 6,3054 & 0 & 0 \\ 0 & 7,2335 & 0 \\ 0 & 0 & 7,3493 \end{bmatrix} \right| = 0$$

$$\left| \begin{bmatrix} 9989,687 - 6,3054\omega^2 & -9989,687 & 0 \\ -9989,687 & 17795,3872 - 7,2335\omega^2 & -7805,7002 \\ 0 & -7805,7002 & 15860,565 - 7,3493\omega^2 \end{bmatrix} \right| = 0$$

$$-335,2008\omega^6 + 2079103,518\omega^4 - 3114654076\omega^2 + 6,2809 \times 10^{11} = 0$$

La résolution de cette équation donne les pulsations propres suivantes :

$$\omega_1 = 15,4281 \text{ rad/sec (pulsation fondamentale)}$$

$$\omega_2 = 44,401 \text{ rad/sec}$$

$$\omega_3 = 63,1909 \text{ rad/sec}$$

Ainsi, les périodes propres du spécimen sont calculées par la relation :

$$T_j = \frac{2\pi}{\omega_j} \quad j = 1, 2, 3$$

Les fréquences propres sont également déterminées comme suit :

$$f = \frac{1}{T_j} \quad j = 1, 2, 3$$

Le tableau (4.8) présente les propriétés dynamiques du spécimen : la pulsation propre, la période propre et la fréquence propre. Ces propriétés sont essentielles pour caractériser le comportement vibratoire du spécimen.

Les modes	Pulsation propre (ω) (rad/s)	Période propre (T) (s)	Fréquence propre (f) (Hz)
01	15,4281	0,4073	2,4555
02	44,401	0,1415	7,0666
03	63,1909	0,0994	10,0571

Tableau 4.8: Caractéristiques dynamiques propres du spécimen.

1.3.3.2 Détermination des modes propres

Les modes propres sont déterminés par la relation suivante :

$$([K] - \omega_j^2 [M]) \phi_j = 0$$

$$\begin{bmatrix} 9989,687 - 6,3054\omega_j^2 & -9989,687 & 0 \\ -9989,687 & 17795,3872 - 7,2335\omega_j^2 & -7805,7002 \\ 0 & -7805,7002 & 15860,565 - 7,3493\omega_j^2 \end{bmatrix} \times \begin{pmatrix} \phi_{ij} \\ \phi_{ij} \\ \phi_{ij} \end{pmatrix} = 0$$

Pour chaque pulsation propre ω_j on a un mode propre ϕ_j :

$$\omega_1 = 15,4281 \text{ rad/sec} \quad \rightarrow \quad \phi_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0,8498 \\ 0,47 \end{pmatrix}$$

$$\omega_2 = 44,401 \text{ rad/sec} \quad \rightarrow \quad \phi_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ -0,2444 \\ -1,3905 \end{pmatrix}$$

$$\omega_3 = 63,1909 \text{ rad/sec} \quad \rightarrow \quad \phi_3 = \begin{pmatrix} 1 \\ -1,5204 \\ 0,88 \end{pmatrix}$$

Les 3 modes naturels peuvent être assemblés de manière compacte dans une matrice carrée nommée matrice modale, chaque colonne étant un mode naturel. La figure (4.10) illustre les modes de déformation du spécimen.

$$\phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 0,8498 & -0,2444 & -1,5204 \\ 0,47 & -1,3905 & 0,88 \end{bmatrix}$$

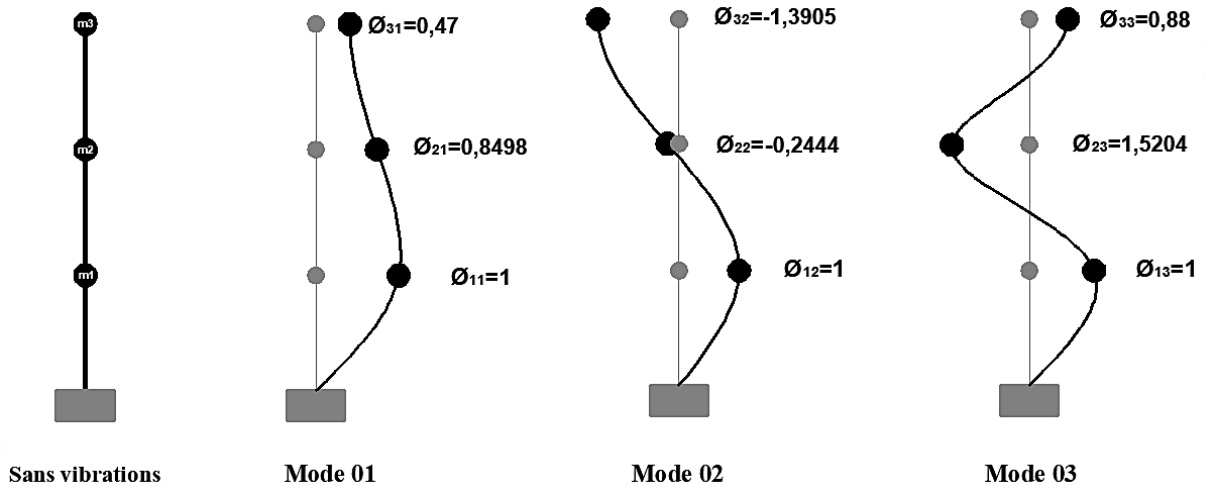


Figure 4.10 : Les modes propres du spécimen.

1.3.4 Calcul des déplacements et accélérations maximaux

Pour calculer les déplacements et les accélérations maximums du spécimen à chaque niveau, nous avons utilisé la méthode modale spectrale. Qui se base sur les fréquences et modes propres.

Nous avons choisi d'imposer un mouvement harmonique avec une fréquence $\bar{f} = 1 \text{ Hz}$. Cette fréquence est choisie de sorte à être loin de la fréquence de résonance. La pulsation du mouvement imposé est :

$$\bar{\omega} = 2\pi\bar{f} = 6.2832 \text{ rad/s}$$

Afin de simuler le mouvement de la table vibrante le mouvement harmonique est appliqué au spécimen en termes de déplacement :

$$U_g(t) = U_{g0} \sin(\omega t)$$

L'amplitude du déplacement imposé correspond à une accélération maximale $\ddot{U}_{g0} = 0.15 \text{ g}$. Cette valeur est choisie de manière à ne pas endommager le spécimen. On a alors :

$$U_{g0} = \frac{\ddot{U}_{g0}}{\omega^2} = 0.0373 \text{ m}$$

L'équation du mouvement s'écrit en fonction du déplacement imposé $U_g(t)$ comme suit :

$$M \ddot{U}(t) + C \dot{U}(t) + K U(t) = 0$$

$$M \ddot{U}_t + C (\dot{U}_t - \Delta \dot{U}_g) + K (U_t - U_g) = 0$$

$$M \ddot{U}_t + C \dot{U}_t + K U_t = C \Delta \dot{U}_g + K \Delta U_g \approx K \Delta U_g$$

Avec :

U : déplacement relatif.

U_t : déplacement total.

Le vecteur de chargement effectif est alors exprimé par :

$$P_{\text{eff}}(t) = K \Delta U_g(t)$$

$$P_{\text{eff}}(t) = K \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} U_{g0} \sin \omega t$$

$$P_{\text{eff}}(t) = \begin{bmatrix} 9989,687 & -9989,687 & 0 \\ -9989,687 & 17795,387 & -7805,7002 \\ 0 & -7805,7002 & 15860,565 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} (0,0373 \sin(\omega t))$$

$$P_{\text{eff}}(t) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 300.4465 \end{pmatrix} \sin(\omega t)$$

En utilisant la superposition modale, on calcule la réponse totale :

$$U(t) = \sum_{j=1}^3 U_j(t) = \sum_{j=1}^3 \phi_j q_j(t)$$

Les $q_j(t)$ sont les solutions des équations différentielles découplés suivant :

$$\begin{cases} \ddot{q}_1 + 2\xi_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2q_1 = \frac{P_1^*(t)}{M_1^*} \\ \ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2q_2 = \frac{P_2^*(t)}{M_2^*} \\ \ddot{q}_3 + 2\xi_3\omega_3\dot{q}_3 + \omega_3^2q_3 = \frac{P_3^*(t)}{M_3^*} \end{cases}$$

Où les forces généralisées sont :

$$P_1^* = \phi_1^T P(t) = (1 \quad 0,8498 \quad 0,47) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 300,4465 \end{pmatrix} \sin(\omega t)$$

$$P_1^* = 141,2245 \sin(\omega t)$$

$$P_2^* = \phi_2^T P(t) = (1 \quad -0,2444 \quad -1,3905) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 300,4465 \end{pmatrix} \sin(\omega t)$$

$$P_2^* = -417,7588 \sin(\omega t)$$

$$P_3^* = \phi_3^T P(t) = (1 \quad -1,5204 \quad 0,88) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 300,4465 \end{pmatrix} \sin(\omega t)$$

$$P_3^* = 264,4006 \sin(\omega t)$$

Les masses généralisées sont déterminées ainsi :

$$\begin{aligned} M_1^* &= \phi_1^T M \phi_1 \\ &= (1 \quad 0,8498 \quad 0,47) \begin{bmatrix} 6,3054 & 0 & 0 \\ 0 & 7,2335 & 0 \\ 0 & 0 & 7,3493 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 0,8498 \\ 0,47 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$M_1^* = 13,1524 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} M_2^* &= \phi_2^T M \phi_2 \\ &= (1 \quad -0,2444 \quad -1,3905) \begin{bmatrix} 6,3054 & 0 & 0 \\ 0 & 7,2335 & 0 \\ 0 & 0 & 7,3493 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ -0,2444 \\ -1,3905 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$M_2^* = 20,9463 \text{ kg}$$

$$M_3^* = \Phi_3^T M \Phi_3$$

$$= (1 \quad -1,5204 \quad 0,88) \begin{bmatrix} 6,3054 & 0 & 0 \\ 0 & 7,2335 & 0 \\ 0 & 0 & 7,3493 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ -1,5204 \\ 0,88 \end{pmatrix}$$

$$M_3^* = 28,7181 \text{ kg}$$

Les équations découplées s'écrivent alors comme suit :

$$\begin{cases} \ddot{q}_1 + 2\xi_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2q_1 = 10.7375 \sin(\omega t) \\ \ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2q_2 = -19.9443 \sin(\omega t) \\ \ddot{q}_3 + 2\xi_3\omega_3\dot{q}_3 + \omega_3^2q_3 = 9.2067 \sin(\omega t) \end{cases}$$

On a choisi un coefficient d'amortissement $\xi_i = 0.5\%$, ce choix est justifié par la suite par le calcul expérimental. Les $q_j(t)$ s'expriment alors par :

$$\begin{cases} q_1(t) = \frac{P_1^*D_1}{\omega_1^2M_1^*} \sin(\omega t - \theta_1) \\ q_2(t) = \frac{P_2^*D_2}{\omega_2^2M_2^*} \sin(\omega t - \theta_2) \\ q_3(t) = \frac{P_3^*D_3}{\omega_3^2M_3^*} \sin(\omega t - \theta_3) \end{cases}$$

Avec :

Les rapports des fréquences β_j sont donnés par :

$$\beta_j = \frac{\omega}{\omega_j}$$

Les coefficients d'amplifications dynamique D_j pour les charges harmoniques sont donnés par :

$$D_j = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta_j^2)^2 + (2\xi_j\beta_j)^2}}$$

Le tableau (4.9) résume les paramètres de calcul des $q_j(t)$. Ce qui aboutit aux relations suivantes :

$$\begin{cases} q_1(t) = 0,0541 \sin(\omega t - \theta_1) \\ q_2(t) = -0,0103 \sin(\omega t - \theta_2) \\ q_3(t) = 2,3287 \times 10^{-3} \sin(\omega t - \theta_3) \end{cases}$$

Les forces généralisées P_j^*	Les masses généralisées M_j^* (kg)	Le rapport des fréquences β_j	Le coefficient d'amplification dynamique D_j
141.2245 $\sin(\omega t)$	13,1524	0,4073	1,1988
-417.7588 $\sin(\omega t)$	20,9463	0,1415	1,0204
264.4006 $\sin(\omega t)$	28,7181	0,0994	1,0099

Tableau 4.9 : Paramètres de calcul des $q_j(t)$

Le déplacement maximum se calcule par la superposition des réponses maximales modales en utilisant la règle SRSS. On a :

$$U_{\max} = \sqrt{(U_{1\max})^2 + (U_{2\max})^2 + (U_{3\max})^2}$$

Avec :

$$U_{1\max} = \phi_1 q_1$$

$$U_{2\max} = \phi_2 q_2$$

$$U_{3\max} = \phi_3 q_3$$

$$U_{\max} = \sqrt{\begin{pmatrix} 0,0541 \\ 0,046 \\ 0,0254 \end{pmatrix}^2 + \begin{pmatrix} -0,0103 \\ 2,5226 \times 10^{-3} \\ 0,0144 \end{pmatrix}^2 + \begin{pmatrix} 2,3287 \times 10^{-3} \\ -3,5406 \times 10^{-3} \\ 2,0493 \times 10^{-3} \end{pmatrix}^2}$$

$$U_{\max} = \begin{pmatrix} U^3 \\ U^2 \\ U^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0,0551 \\ 0,0462 \\ 0,0293 \end{pmatrix} \text{ m}$$

De la même manière on calcule les accélérations des différents planchers :

$$\ddot{U}_{\max \text{ totale}} = \sqrt{(\ddot{U}_{1\max})^2 + (\ddot{U}_{2\max})^2 + (\ddot{U}_{3\max})^2}$$

$$\begin{aligned}\ddot{U}_{1\max} &= U_{1\max} \times \varpi^2 \\ \ddot{U}_{2\max} &= U_{2\max} \times \varpi^2 \\ \ddot{U}_{3\max} &= U_{3\max} \times \varpi^2\end{aligned}$$

Avec :

$$\ddot{U}_{1\max} = \begin{pmatrix} 2,135 \\ 1,8142 \\ 1,0036 \end{pmatrix} m/s^2$$

$$\ddot{U}_{2\max} = \begin{pmatrix} -0,4075 \\ 0,0996 \\ 0,5667 \end{pmatrix} m/s^2$$

$$\ddot{U}_{3\max} = \begin{pmatrix} 0,0919 \\ -0,1398 \\ 0,0809 \end{pmatrix} m/s^2$$

$$\ddot{U}_{\max \text{ totale}} = \sqrt{\begin{pmatrix} 2,135 \\ 1,8142 \\ 1,0036 \end{pmatrix}^2 + \begin{pmatrix} -0,4075 \\ 0,0996 \\ 0,5667 \end{pmatrix}^2 + \begin{pmatrix} 0,0919 \\ -0,1397 \\ 0,0809 \end{pmatrix}^2}$$

$$\ddot{U}_{\max \text{ totale}} = \begin{pmatrix} \ddot{U}^3 \\ \ddot{U}^2 \\ \ddot{U}^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2,1755 \\ 1,8223 \\ 1,1553 \end{pmatrix} m / s^2$$

On peut également calculer les maximums des déplacements des niveaux directement à partir de la réponse temporelle. Le tableau (4.10) résume les résultats analytiques des déplacements et accélérations maximums pour les 3 niveaux pour les 2 méthodes :

Niveaux	Déplacement maximale (m) Modal temporel	Accélération maximale (m/s ²) Modal temporel	Déplacement maximale (m) SRSS	Accélération maximale (m/s ²) SRSS
1	0,0418	1,65	0,0293	1,1553
2	0,0449	1,7728	0,0462	1,822
3	0,0460	1,8182	0,0551	2,1754

Tableau 4.10 : Résultats Analytiques des Déplacements et Accélérations Maximums.

On calcule par la suite les masses modales de chaque mode par la relation suivante :

$$m_j^* = \frac{L_j^2}{M_j^*} = \frac{(\phi_j^T M \Delta)^2}{\phi_j^T M \phi_j}$$

Avec j nombre de mode :

$$\begin{cases} m_1^* = 19,2376 \text{ kg} = 92.10\%M_T \\ m_2^* = 1,5408 \text{ kg} = 7.37 \%M_T \\ m_3^* = 0,1097 \text{ kg} = 0.52 \%M_T \end{cases}$$

$$\sum_{j=1}^3 m_j^* \geq 90\%M_T$$

$$M_T = \Delta^T M \Delta = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{bmatrix} 6,3054 & 0 & 0 \\ 0 & 7,2335 & 0 \\ 0 & 0 & 7,3493 \end{bmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$M_T = 20,8881 \text{ kg}$$

On constate que $m_1^* \geq 90\%M_T = 18,79 \text{ kg}$ on conclue donc que le premier mode est prépondérant.

1.4 Analyse expérimentale du spécimen par la table vibrante de RISAM

1.4.1 Déroulement des manipulations expérimentales

Dans le cadre de notre étude, l'approche méthodologique des essais et mesures dynamiques a été rigoureusement suivie pour évaluer expérimentalement les caractéristiques dynamiques du modèle réduit. Cette méthodologie s'est déroulée en plusieurs étapes bien définies, chacune étant essentielle pour assurer la qualité et la précision des résultats obtenus.

Tout d'abord, nous avons accordé une attention particulière à la précision des mesures des dimensions du spécimen. Cette étape a été détaillée dans la section précédente. Cette démarche préliminaire était cruciale pour garantir la représentativité du modèle et assurer la validité des résultats des essais.

Par ailleurs, pour vérifier la qualité des mesures, nous avons comparé les variations temporelles des accélérations mesurées par un accélérogramme fixé sur la table avec celles

obtenues par l'accéléromètre intégré dans la table vibrante et configurées comme sortie dans le logiciel MTS793. Cette étape de validation croisée était essentielle pour garantir la fiabilité des résultats des essais et la précision des mesures réalisées.

Ensuite, nous avons réalisé une fixation précise du modèle réduit sur la table vibrante de RISAM, en veillant à son alignement correct par rapport à l'axe de la table. Cette étape était optimale pour garantir une excitation uniforme du modèle dans la direction de vibration et pour éviter toute déformation ou dommage pendant les essais.

Après, nous avons positionné l'accéléromètre à des points stratégiques sur le modèle réduit pour mesurer les vibrations en termes d'accélération et nous avons analysé les données obtenues pour déterminer les caractéristiques dynamiques du système telles que la fréquence naturelle et l'amortissement.

Une fois que le modèle est correctement fixé, nous avons généré un mouvement sinusoïdal sur la table vibrante en ajustant précisément l'amplitude et la fréquence de l'excitation. Nous avons appliqué ce signal sinusoïdal au modèle réduit jusqu'à ce que le mouvement atteigne sa réponse permanente. Toute en s'assurant que les limites admissibles de la réponse du spécimen ne sont pas dépassées, et en évitant les fréquences proches de la résonance. La procédure de sélection du déplacement imposé et de la fréquence est détaillée par la suite.

1.4.2 Mode opératoire

Le signal imposé à la table se présente sous forme harmonique en utilisant les paramètres définis dans la partie analytique. Il s'exprime par l'équation :

$$U_g = U_{g0} \sin(\omega t)$$

Avec : $U_{g0} = 0.0373m$

$\omega = 6,2832 \text{ rad/sec}$ Correspond à une fréquence $\bar{f} = 1 \text{ Hz}$, équivalente à une période $\bar{T} = 1 \text{ sec}$,

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

$$\ddot{U}_g = \dot{U}_{g0} \sin(\omega t)$$

$$\ddot{U}_g = 0.15 g \sin(6.2832 t)$$

Le déplacement harmonique est imposé à la table à travers Station Manager MTS793. La figure (4.11) montre la fenêtre de MTS793 à travers laquelle le mouvement est imposé.

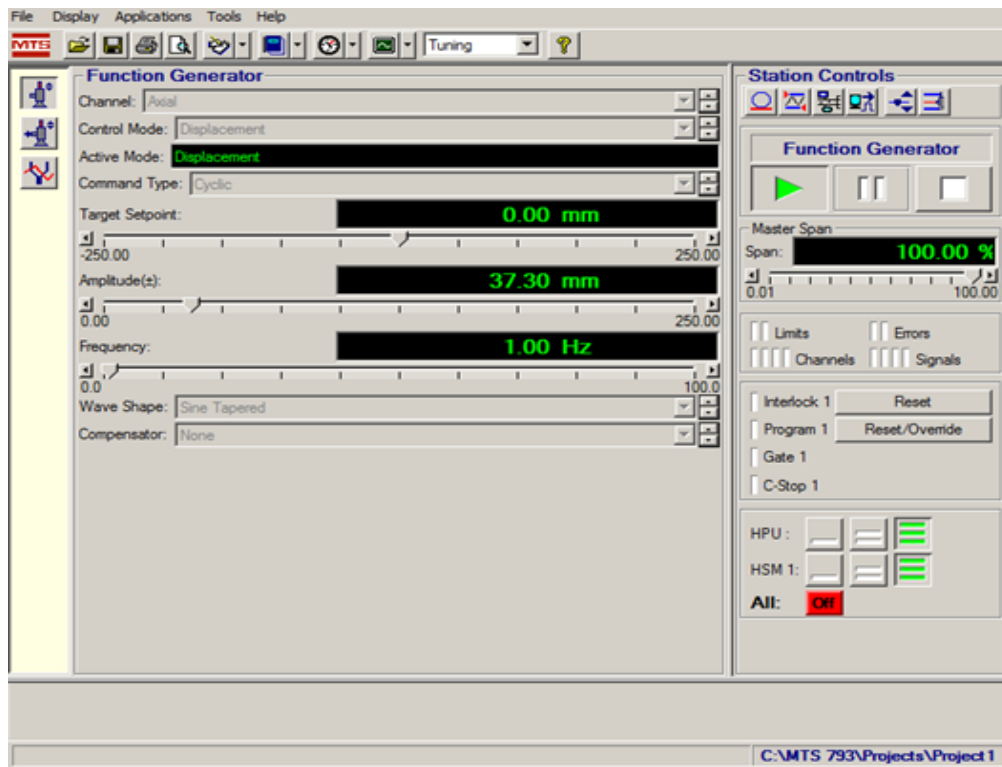


Figure 4.11 : Interface du MTS793 (Exemple de Valeurs imposés).

La figure (4.12) illustre le positionnement de l'accéléromètre sur la table vibrante. Afin de vérifier la qualité des mesures, nous avons comparé les données d'accélération mesurée par l'accéléromètre intégrée dans la table et l'accéléromètre externe fixé. Les résultats obtenus sont donnés par les figures (4.13) pour les accélérations et (4.14) pour les déplacements.



Figure 4.12 : Position de l'accéléromètre sur la table vibrante.

A partir de la figure 4.13, on constate que la période de vibration est de 1 seconde, ce qui correspond à la période imposée. De plus, on observe que la variation temporelle de l'accélération mesurée par l'accéléromètre intégré dans la table et par l'accéléromètre externe est similaire, elle est proche de 0.15g. Ce résultat démontre la fiabilité de l'accéléromètre et sa capacité à réaliser des mesures précises.

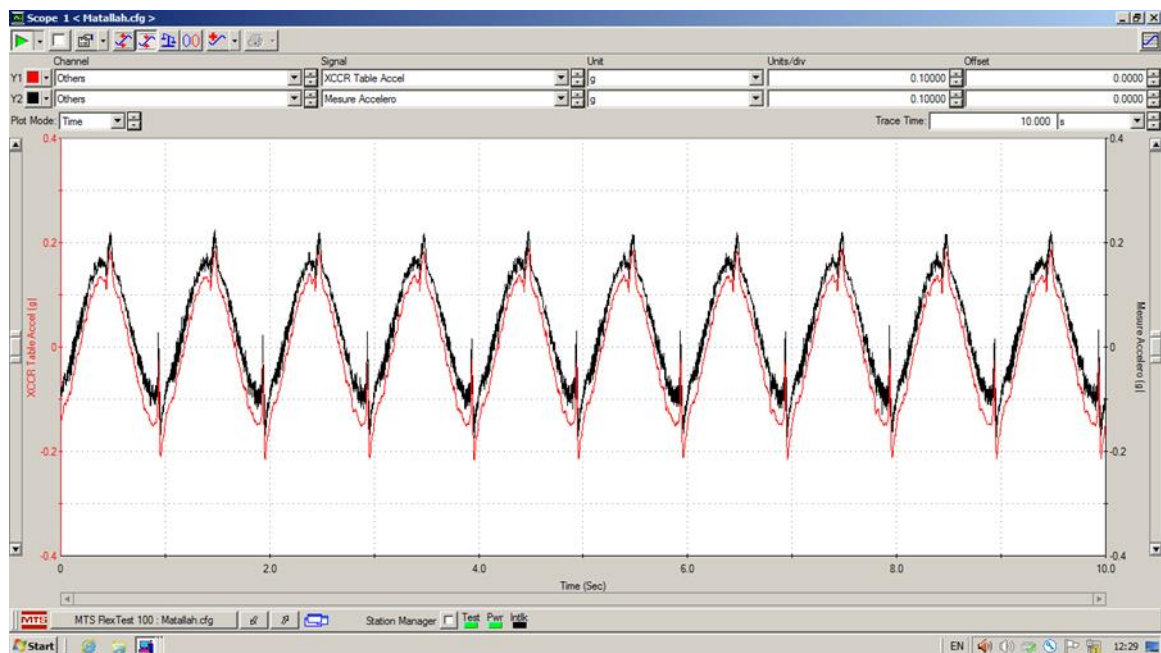


Figure 4.13 : Variation des accélérations mesurées par accéléromètre intégré et accéléromètre externe.

À travers la figure (4.14), il est clair que la période de vibration est d'une seconde, ce qui correspond à la période imposée. On observe donc que la valeur maximale du déplacement de la table et du déplacement imposé est presque identique, atteignant tous les deux 37,3 mm.

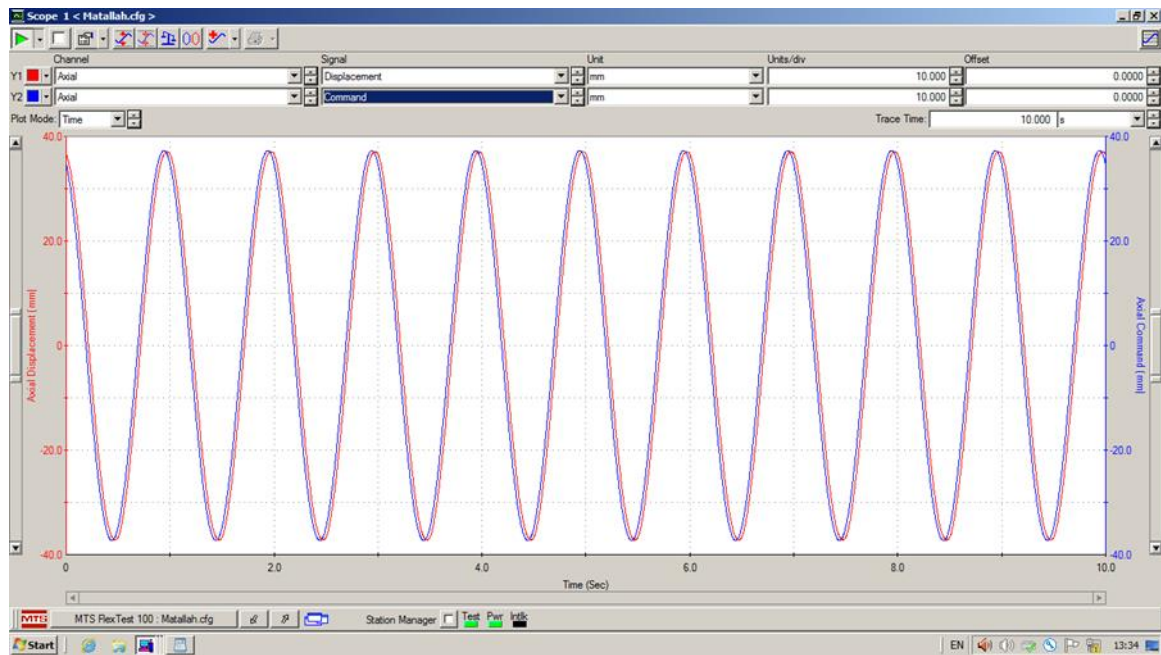


Figure 4.14 : Variation de déplacement imposé et déplacement de la table.

Pour la prochaine étape, nous avons positionné l'accéléromètre à chaque niveau du spécimen de manière très précise et soignée (voir les figures 4.15, 4.17 et 4.19). Les figures (4.16), (4.18) et (4.20) montrent la variation de l'accélération en fonction du temps, où le signal rouge représente la réponse vibratoire du spécimen et le signal bleu correspond à l'accélération de la table vibrante.

La figure (4.16) montre la réponse permanente du premier niveau du spécimen et de la table, indiquant que la valeur maximale dans la réponse du spécimen au premier niveau est de **1,605 m/s²** ou **0,163 g**. Cette valeur a été obtenue en sélectionnant deux pics comme illustré dans la figure (4.16) puis en prenant la moitié. Cette procédure a été réalisée pour les 3 niveaux.

La figure (4.18) montre la réponse permanente du 2^{ème} niveau du spécimen et de la table, indiquant que la valeur maximale dans la réponse du spécimen au 2^{ème} niveau est de **1.775 m/s²** ou bien **0.181 g**.

La figure (4.20) illustre la réponse permanente du 3^{ème} niveau du spécimen et de la table, indiquant que la valeur maximale dans la réponse du spécimen au 3^{ème} niveau est de **1.873 m/s²** ou bien **0.191 g**.



Figure 4.15 : Emplacement de l'accéléromètre au 1^{er} niveau.

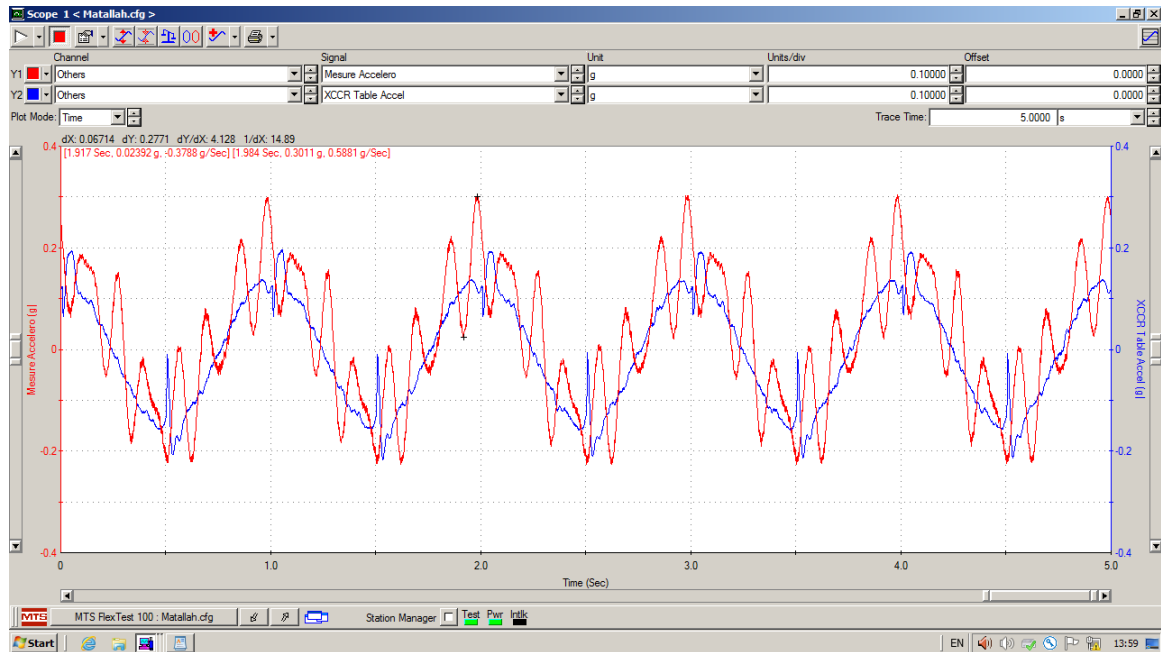


Figure 4.16 : Variation de l'accélération mesurée du 1^{er} niveau et l'accélération de la table.



Figure 4.17 : Emplacement de l'accéléromètre au 2^{ème} niveau.

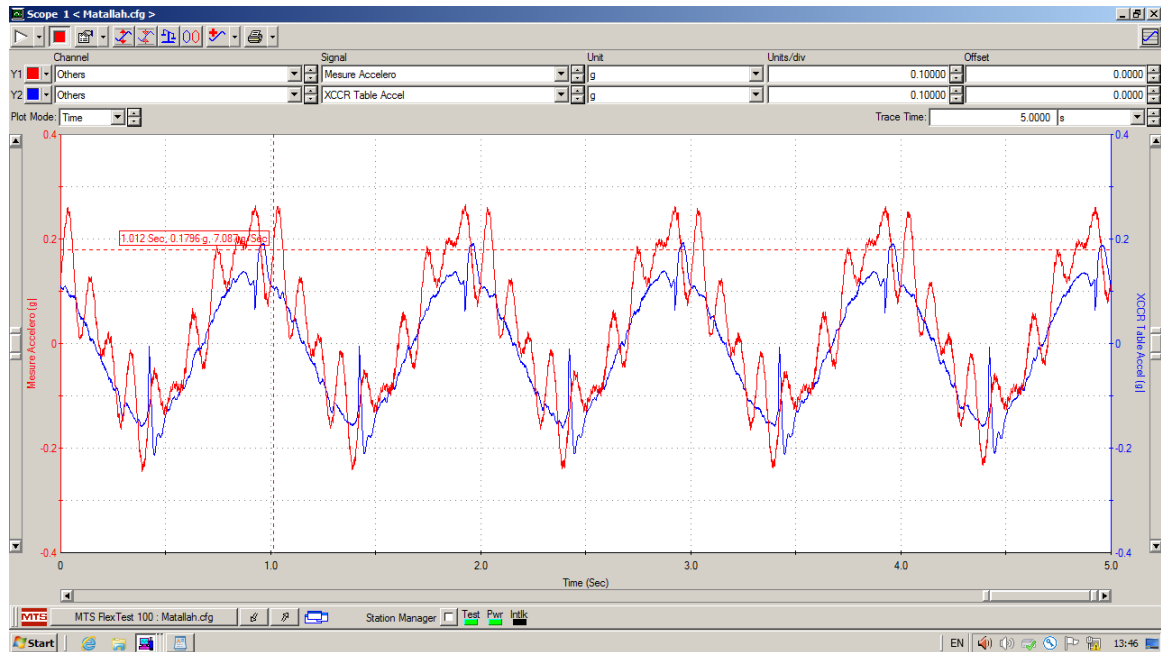


Figure 4.18 : Variation de l'accélération mesurée du 2^{ème} niveau et l'accélération de la table.



Figure 4.19 : Emplacement de l'accéléromètre au 3^{ème} niveau.

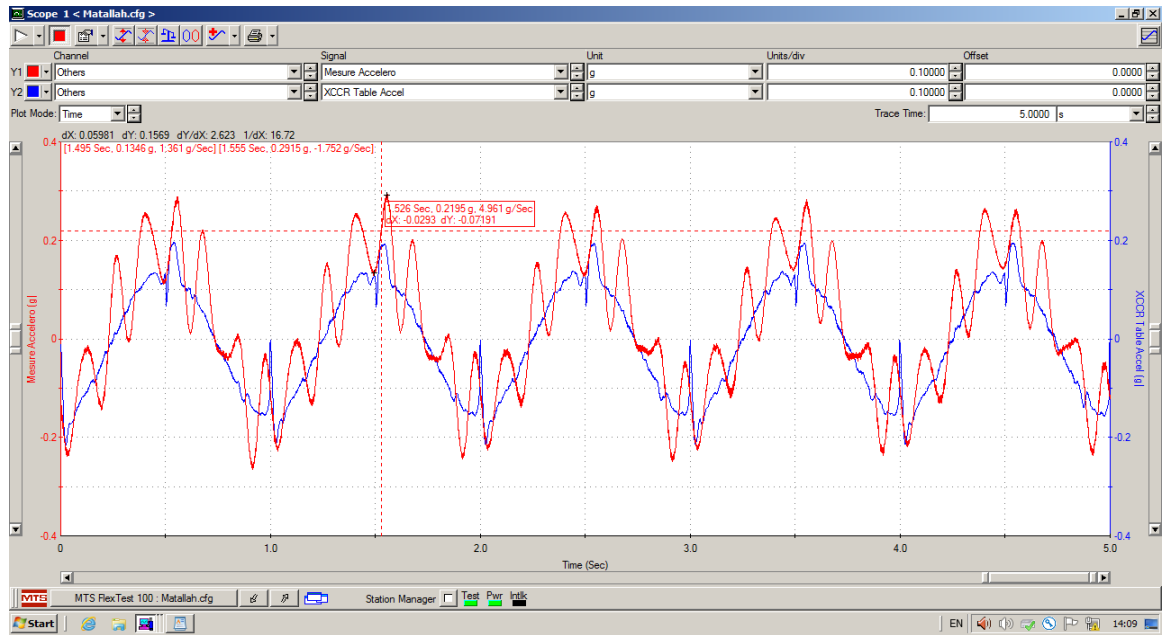


Figure 4.20: Variation de l'accélération mesurée du 3^{ème} niveau et l'accélération de la table.

Le tableau (4.11) présente de manière générale les résultats d'accélération obtenus pour chaque niveau de l'essai expérimental.

	Accélérations (m/s ²)		Accélérations (g)
	Résultats expérimentaux	\ddot{U}^1	1.605
\ddot{U}^2		1.775	0.181
\ddot{U}^3		1.873	0.191

Tableau 4.11 : Présentation des résultats expérimentaux en accélération.

1.5 Conclusion

En conclusion on peut dire que dans ce chapitre, nous avons examiné en détail le comportement vibratoire d'un spécimen à 3 degrés de liberté dans le contexte du dynamique des structures. Nous avons présenté les caractéristiques géométriques essentielles du spécimen et discuté de l'approche analytique et expérimentale utilisée pour prédire son comportement vibratoire.

L'approche analytique nous a fourni des estimations théoriques des fréquences naturelles, des modes de vibration, ainsi que des réponses en termes de déplacements et d'accéléérations maximales. Parallèlement, les essais expérimentaux réalisés avec la table vibrante de RISAM ont fourni des données réelles sur le comportement vibratoire du spécimen.

Dans le chapitre suivant, nous effectuerons une simulation numérique à l'aide du logiciel SAP2000. Cette simulation nous permettra de comparer et d'analyser de manière comparative les résultats de l'approche analytique, expérimentale et numérique.

Chapitre 05

Simulations Numérique et Analyse Comparative

1 Introduction

Dans ce chapitre, nous approfondissons notre analyse pour définir les caractéristiques dynamiques du spécimen à 3 degrés de liberté par une approche numérique utilisant le logiciel SAP2000. Notre objectif principal est d'effectuer une analyse comparative en explorant les trois approches distinctes, expérimentale, analytique et numérique. Cette démarche s'inscrit dans le cadre d'établir une étude expérimentale visant à confirmer les résultats obtenus par les analyses analytique et numériques.

Nous présentons en détail notre étude numérique réalisée avec le logiciel SAP2000, où nous avons utilisé deux méthodes d'analyse pour obtenir les réponses temporelles du modèle numérique la méthode de superposition modale et la méthode d'intégration directe

Ce chapitre vise également à réaliser une comparaison approfondie entre les trois approches : analytique, expérimentale présentées dans le chapitre précédent et l'approche numérique exposée dans ce chapitre. L'objectif de cette comparaison est d'évaluer les résultats d'accélération pour chaque niveau de la structure ainsi que la participation massique obtenue par l'approche analytique et numérique. Cette étude comparative nous permet de mieux comprendre le comportement vibratoire du spécimen et de valider la précision de nos méthodes d'analyse dans le contexte de la caractérisation dynamique des structures.

1.1 Approche numérique :

1.1.1 Modélisation numérique du spécimen

Pour modéliser le spécimen avec précision et explorer son comportement dynamique sous différentes conditions de chargement à l'aide du logiciel SAP2000, nous avons suivi une démarche méthodique.

Tout d'abord, nous avons intégré les caractéristiques géométriques du spécimen dans le modèle numérique. Cela inclut les dimensions, les sections et les détails structurels essentiels qui définissent la géométrie du spécimen d'étude. Ensuite, nous avons ajouté le matériau principal de la structure, en l'occurrence de l'acier, en définissant ses propriétés matérielles telles que la masse volumique et le module d'élasticité.

Après avoir configuré la géométrie et les propriétés matérielles, nous avons défini les conditions aux limites spécifiques pour le modèle. Cela inclut la fixation des appuis et des liaisons pour représenter correctement le comportement réel de la structure par rapport à son environnement. Les conditions aux limites sont essentielles pour obtenir des résultats précis et représentatifs lors de l'analyse structurale. Ces informations sont cruciales car elles influencent directement sur la réponse structurelle lorsqu'elle est soumise à des charges.

Enfin, nous avons défini les « load patterns » et les « load cases ». Les « load patterns » représentent les différents types de charges appliquées à la structure, tels que les charges permanentes. Les « load cases » concernent les cas d'analyse avec chargements variables en fonction du temps, tels que les charges sismiques. Ceci permet d'évaluer les performances de la structure dans des conditions de chargement réalistes.

En suivant cette approche détaillée, nous avons pu créer à travers le logiciel Sap2000 un modèle numérique en éléments finis (voir figure (5.1)) fidèle à la réalité du spécimen, permettant ainsi une analyse approfondie de son comportement dynamique sous diverses sollicitations. Cette méthodologie nous offre une compréhension approfondie des performances structurales.

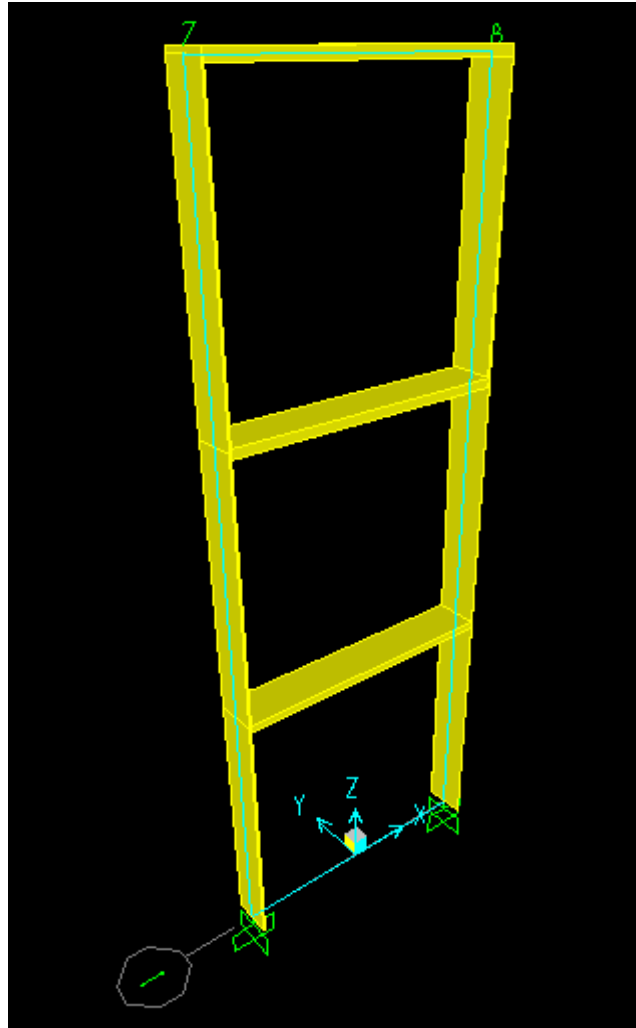


Figure 5.1 : Modèle numérique du spécimen établi par SAP2000.

1.1.2 Processus d'analyse et d'extraction des résultats pertinents avec SAP2000

Suite à la modélisation du modèle numérique, nous entamons maintenant une analyse numérique dans le but d'explorer les propriétés vibratoires intrinsèques du spécimen. Cette analyse comprendra l'étude des modes propres, des périodes propres et des fréquences propres, ainsi que l'examen des réponses dynamiques telles que les déplacements et les accélérations maximales observés dans le spécimen. Une fois notre analyse terminée, nous présenterons également la participation modale du modèle réduit, offrant ainsi une vision complète et détaillée de la réponse dynamique de la structure étudiée.

1.1.2.1 Modes propres et leurs périodes et fréquences

Nous avons déterminé les modes propres sous forme de déformations à partir du modèle numérique, comme c'est illustré dans la figure (5.2). De plus, les fréquences et les périodes correspondantes ont été résumées dans un tableau, présenté en figure (5.3).

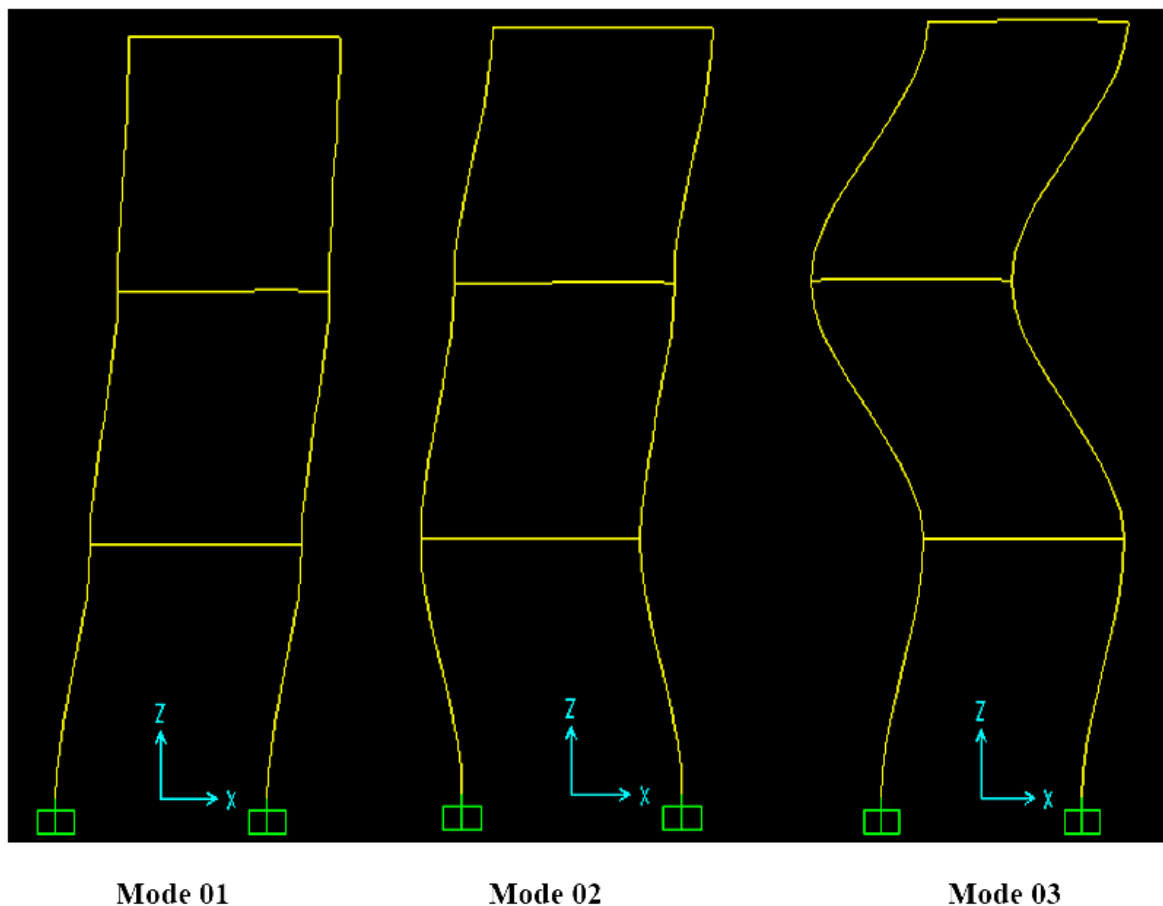


Figure 5.2 : Modes propres obtenu à travers le modèle numérique

	OutputCase Text	StepType Text	StepNum Unitless	Period Sec	Frequency Cyc/sec
▶	MODAL	Mode	1	0.415743	2.4053
	MODAL	Mode	2	0.14441	6.9247
	MODAL	Mode	3	0.101209	9.8805

Figure 5.3 : Période et Fréquence propre obtenu à partir du modèle numérique.

1.1.2.2 Détermination des déplacements et accélérations

Dans le cadre de l'analyse des résultats obtenus avec le logiciel SAP2000, nous avons configuré les paramètres de l'histoire temporelle pour simuler efficacement le

comportement dynamique du spécimen. Dans cette étude, nous avons défini l'histoire temporelle du déplacement imposé comme une fonction sinusoïdale avec une période imposée de 1 seconde, pour être dans les mêmes conditions des deux autres approches. De plus, nous avons spécifié un nombre de pas par cycle égal à 20 et un nombre total de cycles de 210, ce qui donne un nombre de pas temps totale de 4200. Avec un pas de temps 0.05s, la durée du chargement est de 210 s. Ces paramètres étant cruciaux pour obtenir une réponse permanente précise. L'amplitude de l'histoire temporelle a été fixée à 0,0373 m. Les données de la sollicitation harmonique imposée sont illustrées dans la figure (5.4).

Time History Sine Function Definition

Function Name SIN

Parameters

Period: 1

Number of Steps per Cycle: 20

Number of Cycles: 210

Amplitude: 0.0373

Convert to User Defined

Define Function

Time	Value
0.	0.
0.05	0.0115
0.1	0.0219
0.15	0.0302
0.2	0.0355
0.25	0.0373
0.3	0.0355
0.35	0.0302
0.4	0.0219

Add, Modify, Delete

Function Graph

Display Graph (169.8848 , -0.0244)

OK Cancel

Figure 5.4 : Configuration des paramètres de l'histoire temporelle dans SAP2000.

Par la suite, nous avons défini deux cas de charge de type "histoire temporelle", qui sont essentiels pour simuler le comportement dynamique des structures dans différentes

conditions. Nous avons opté pour une analyse linéaire par méthode d'intégration directe et une autre analyse avec la méthode de superposition modale pour ces calculs temporelles.

La figure (5.5) présente les paramètres spécifiques définis pour l'analyse effectuée dans cette section avec la méthode d'intégration directe. Etant donné que les étapes suivies pour obtenir les valeurs maximales par la méthode modale sont similaires. Quant à la figure (5.6), elle illustre le taux d'amortissement imposé de 0,5 %. Ce dernier est considéré constant sur un domaine fréquentiel de 1HZ à 20HZ.

Load Case Data - Linear Direct Integration History

Load Case Name: SINX [Set Def Name] [Modify/Show...]

Load Case Type: Time History [Design...]

Stiffness to Use: Zero Initial Conditions - Unstressed State
 Stiffness at End of Nonlinear Case []
 Important Note: Loads from the Nonlinear Case are NOT included in the current case

Analysis Type: Linear
 Nonlinear

Time History Type: Modal
 Direct Integration

Time History Motion Type: Transient
 Periodic

Modal Load Case: Use Modes from Case: MODAL []

Loads Applied

Load Type	Load Name	Function	Scale Factor
Load Pattern	SIN	SIN	1.
Load Pattern	SIN	SIN	1.

Show Advanced Load Parameters

Time Step Data: Number of Output Time Steps: 4200
 Output Time Step Size: 0.05

Other Parameters: Damping: Proportional Damping [Modify/Show...]
 Time Integration: Hilber-Hughes-Taylor [Modify/Show...]

[OK] [Cancel]

Figure 5.5 : Cas d'analyse sous déplacement harmonique par intégration directe.

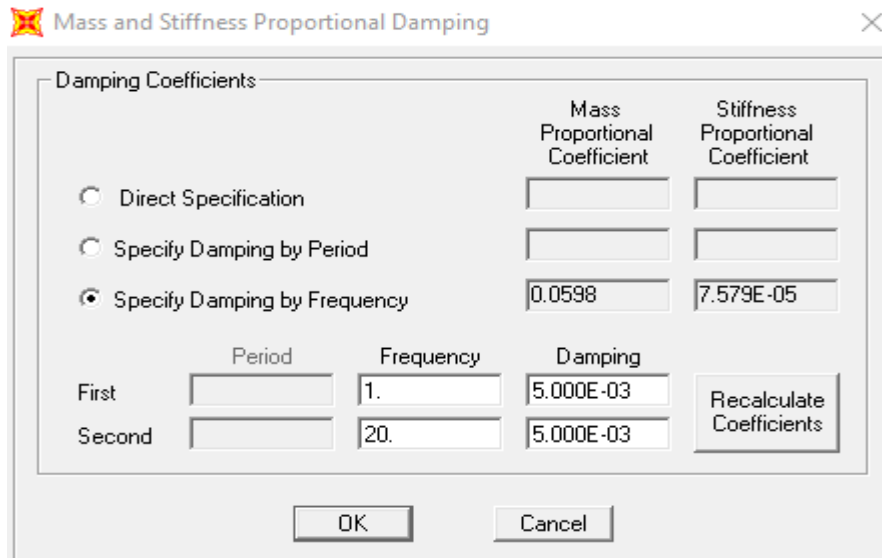


Figure 5.6 : Taux d'amortissement imposé.

- **Les déplacements**

Pour obtenir les résultats maximaux du modèle numérique, nous avons suivi une procédure méthodique, utilisant à la fois le logiciel SAP2000 et Microsoft Excel. Dans un premier temps, nous avons exploité les fonctionnalités de visualisation du logiciel pour examiner les données et sélectionner les points d'intérêt pour chaque niveau, notamment en termes de déplacement maximum. Ensuite, nous avons utilisé ces données pour générer un graphe représentant le déplacement de la structure en fonction du temps. Pour une analyse plus approfondie, nous avons ensuite extrait les données de ce graphe pour obtenir des valeurs précises de déplacement à des instants spécifiques, ce qui nous a permis d'enregistrer et d'analyser ces données plus en détail dans un fichier Excel, fournissant ainsi une représentation claire des résultats obtenus.

Les figures (5.7) (5.8) (5.9), obtenues à partir du logiciel SAP2000 en utilisant la fonction "plot fonction trace", illustrent la variation du déplacement en fonction du temps aux niveaux 1,2 et 3 respectivement du modèle numérique. On note dans ce cas la méthode d'intégration directe a été utilisée.

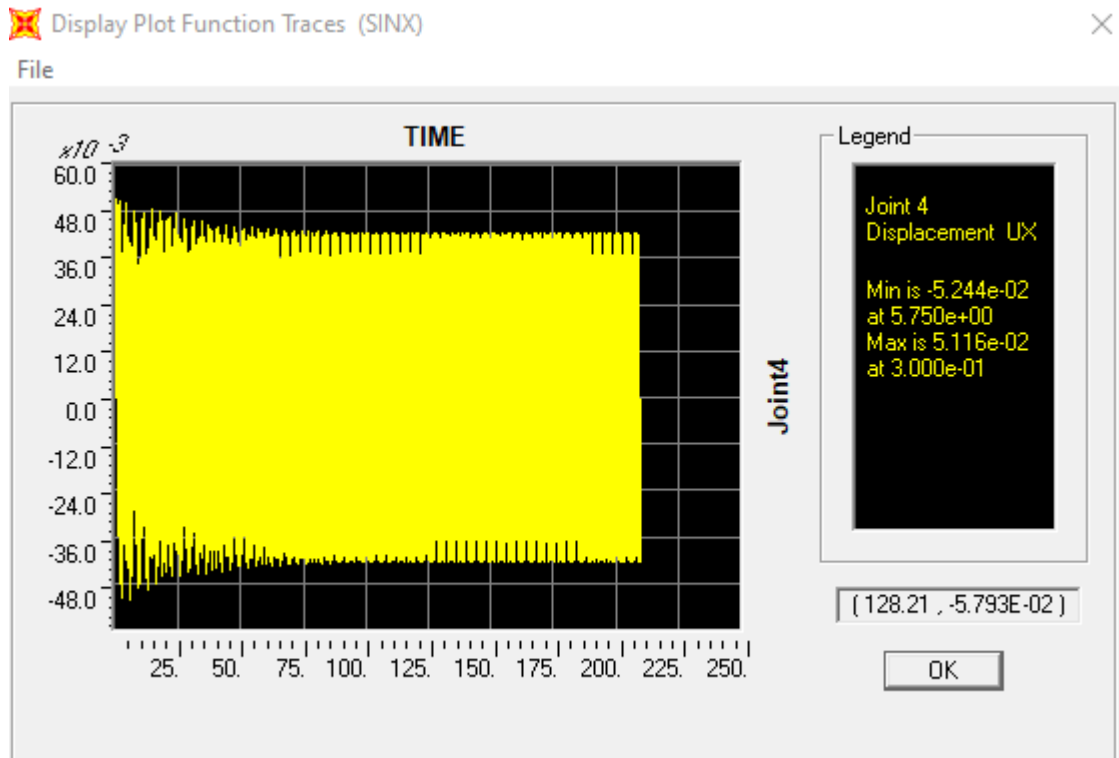


Figure 5.7 : Variation temporelle de déplacement du 1^{er} niveau obtenue par SAP2000.

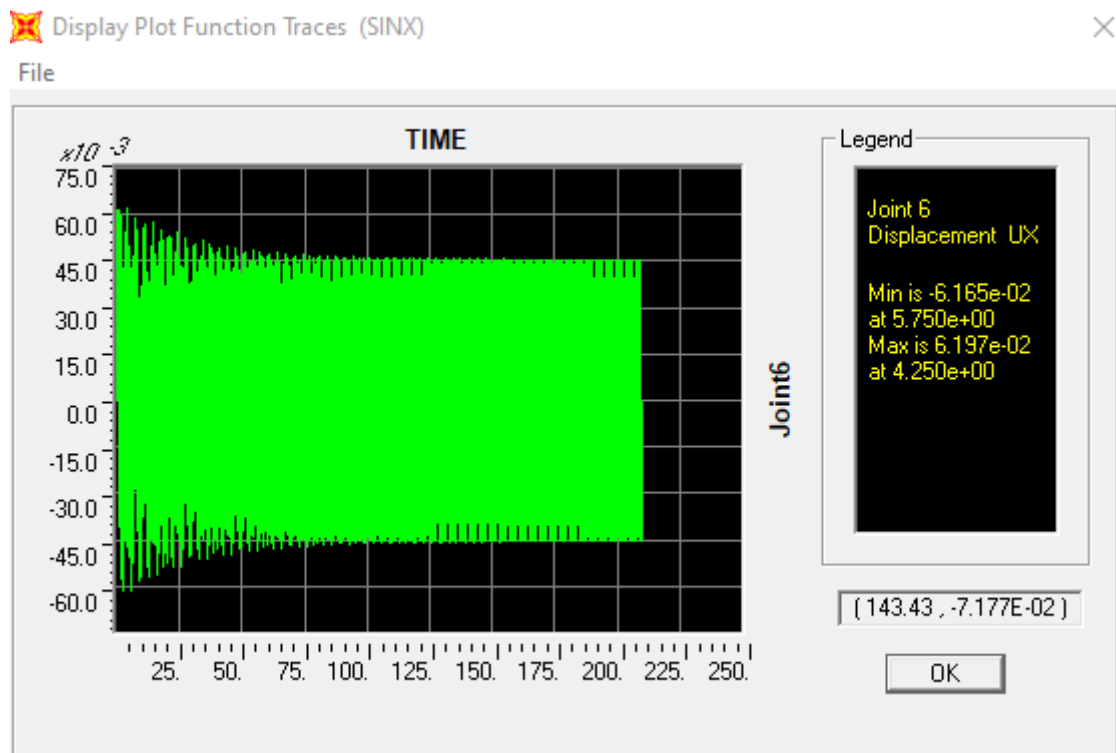


Figure 5.8 : Variation temporelle du déplacement du 2^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

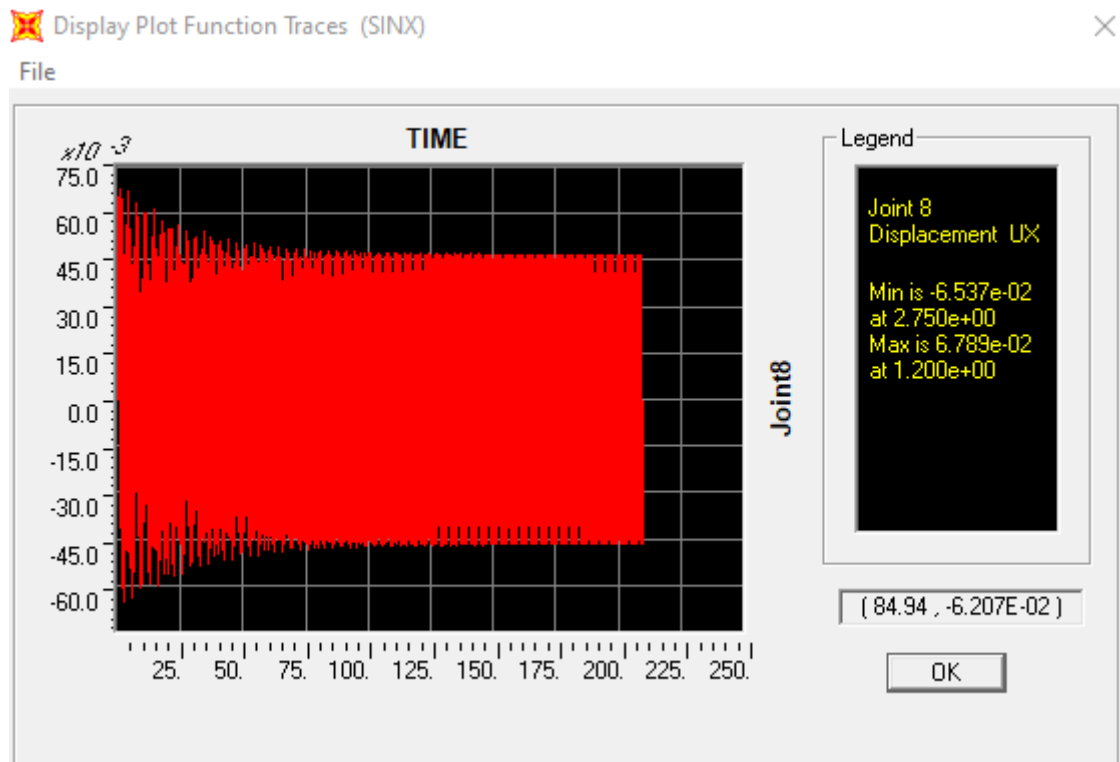


Figure 5.9 : Variation temporelle du déplacement du 3^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

- **Les accélérations**

La même procédure a été suivie à la fois dans le logiciel SAP2000 et dans Excel pour obtenir les résultats d'accélération maximale du modèle numérique. Les figures (5.10) (5.11) et (5.12) donnent les variations temporelles des accélérations des niveaux 1,2 et 3 respectivement. Ces résultats sont obtenus à travers la méthode d'intégration directe.

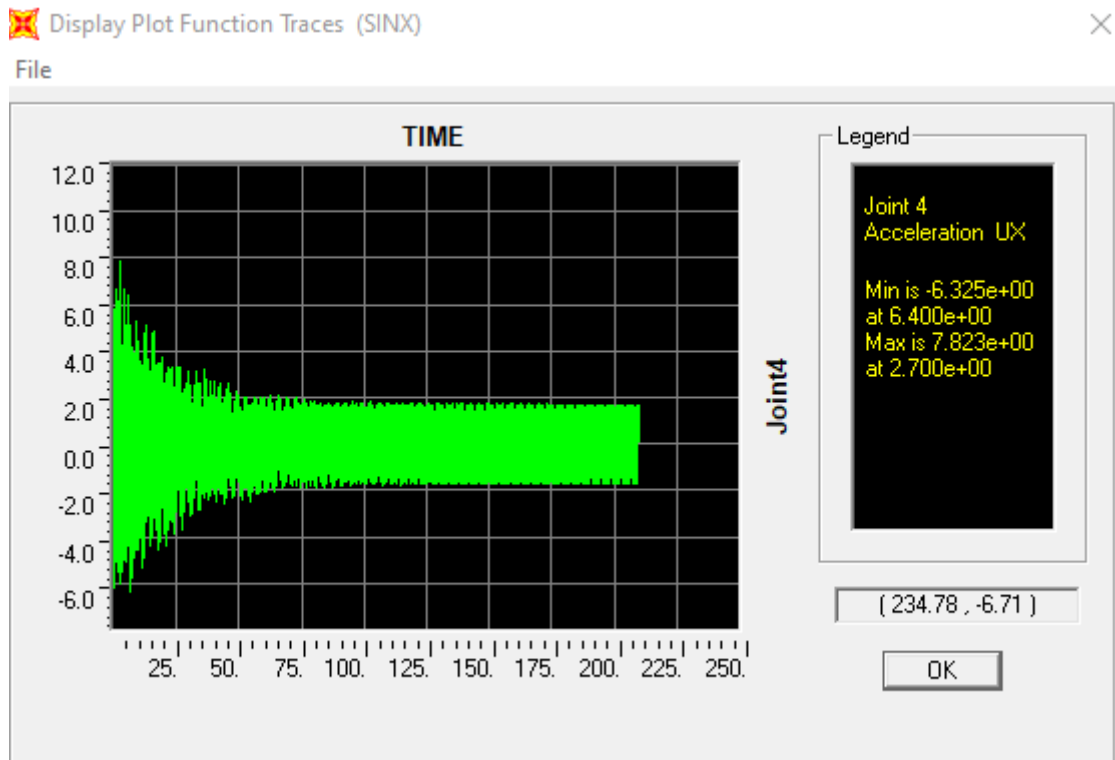


Figure 5.10 : Variation temporelle de l'accélération du 1^{er} niveau obtenue par SAP2000.

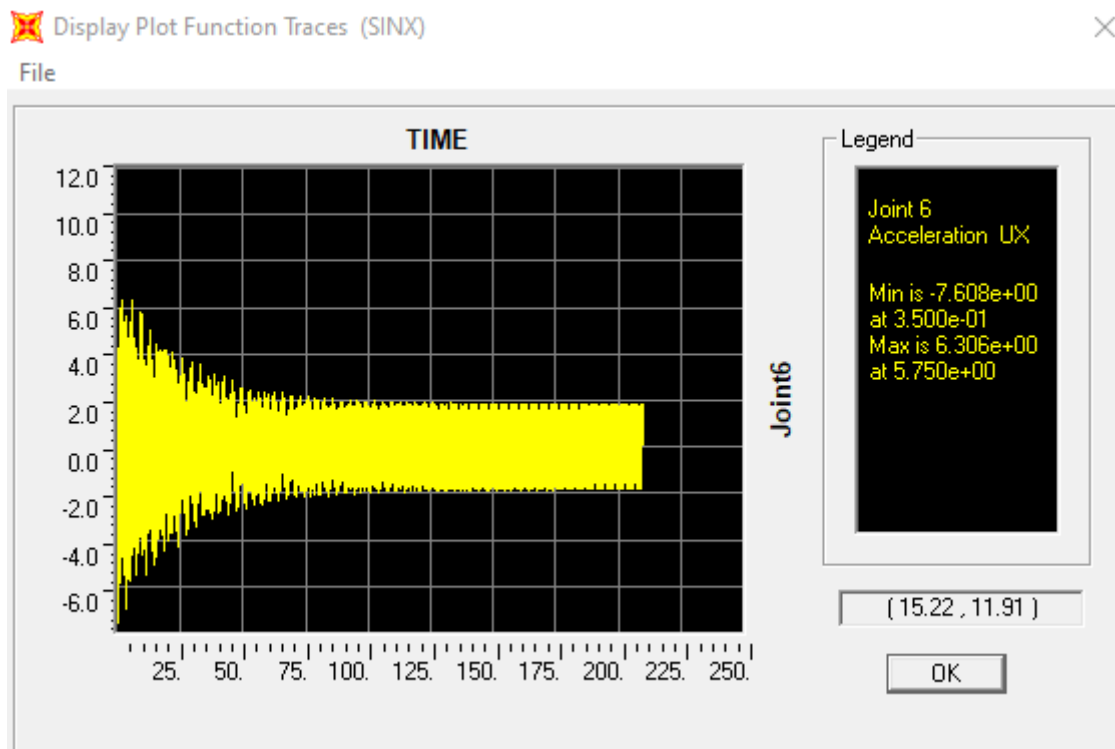


Figure 5.11 : Variation temporelle de l'accélération du 2^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

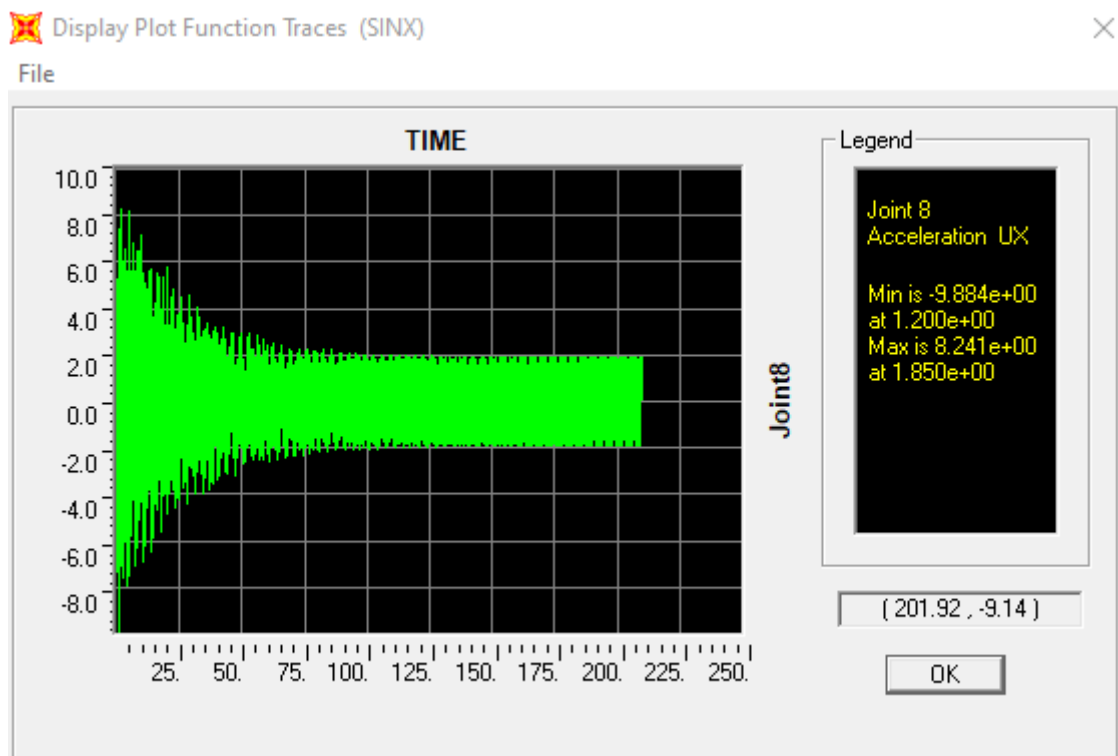


Figure 5.12 : Variation temporelle de l'accélération du 3^{ème} niveau obtenue par SAP2000.

Le tableau (5.1) présente un résumé détaillé des résultats obtenus concernant les valeurs maximales d'accélération et de déplacements, issues des analyses d'intégration directe et superposition modal effectuées à l'aide du logiciel SAP2000 pour les différents niveaux du modèle numérique. On observe que les deux méthodes de résolution numérique donnent des résultats comparables.

	Intégration direct		Analyse Modal	
Déplacements (m)	U ¹	0,04222	U ¹	0,0417
	U ²	0,04558	U ²	0,045
	U ³	0,04686	U ³	0,0462
Accélérations (m/s ²)	Û ¹	1,70592	Û ¹	1,296
	Û ²	1,84345	Û ²	1,807
	Û ³	1,90609	Û ³	1,834

Tableau 5.1 : Déplacement et accélérations maximums obtenus par SAP2000.

1.1.2.3 La participation massique modale

La figure (5.13) présente les résultats de la participation massique du modèle numérique pour chaque mode vibratoire. Ce résultat montre que le premier mode est prépondérant.

	OutputCase Text	StepType Text	StepNum Unitless	Period Sec	UX Unitless
▶	MODAL	Mode	1	0.415743	0.92153
	MODAL	Mode	2	0.14441	0.07294
	MODAL	Mode	3	0.101209	0.00553

Figure 5.13 : Participation massique modal.

1.2 Analyse comparative

Cette section présente une comparaison détaillée des résultats obtenus pour déterminer les caractéristiques dynamiques du spécimen à 3 degrés de liberté, en utilisant trois approches distinctes : analytique, expérimentale et numérique. L'approche expérimentale est considérée comme la plus fiable, car elle implique des essais réels qui permettent de déterminer le comportement réel du spécimen, le rapprochant ainsi de la réalité. Nous avons comparé les résultats de l'approche analytique et numérique avec ceux issus des essais expérimentaux.

Nous rappelons que pour l'approche analytique, nous avons utilisé deux méthodes de calcul des maximums, dans la première le maximum est évalué directement à partir de la réponse temporelle, tandis que dans la deuxième le maximum est obtenu en superposant les réponses maximums modales par la règle SRSS. Cependant, nous avons constaté que cette dernière surestimait les résultats, ce qui nous a conduits à l'écartier.

En ce qui concerne l'approche numérique, nous avons privilégié la méthode d'intégration directe car elle offre une précision supérieure par rapport à la méthode de superposition modale. L'intégration directe est une méthode de résolution numérique des équations du mouvement qui utilise des pas de temps discrets pour prendre en compte les forces déplacements à chaque instant. Contrairement à l'analyse de superposition modale, qui se base sur les réponses la superposition des réponses modales.

Nous allons maintenant présenter par les figures (5.14), (5.15) et (5.16) des histogrammes montrant les maximums des accélérations pour chaque niveau, et comparer les différences

en pourcentage des résultats d'approche analytique et numérique par rapport aux mesures expérimentales que nous avons utilisées comme référence dans l'histogramme.

D'après la figure (5.14) qui présente les variations de l'accélération au premier niveau pour les trois approches (analytique, numérique et expérimentale), nous observons que le résultat obtenu par la méthode analytique présente une différence de calcul de 2,74 % par rapport à la mesure expérimentale réelle. De même, le résultat numérique affiche une différence de 6,29 % par rapport à l'approche expérimentale.

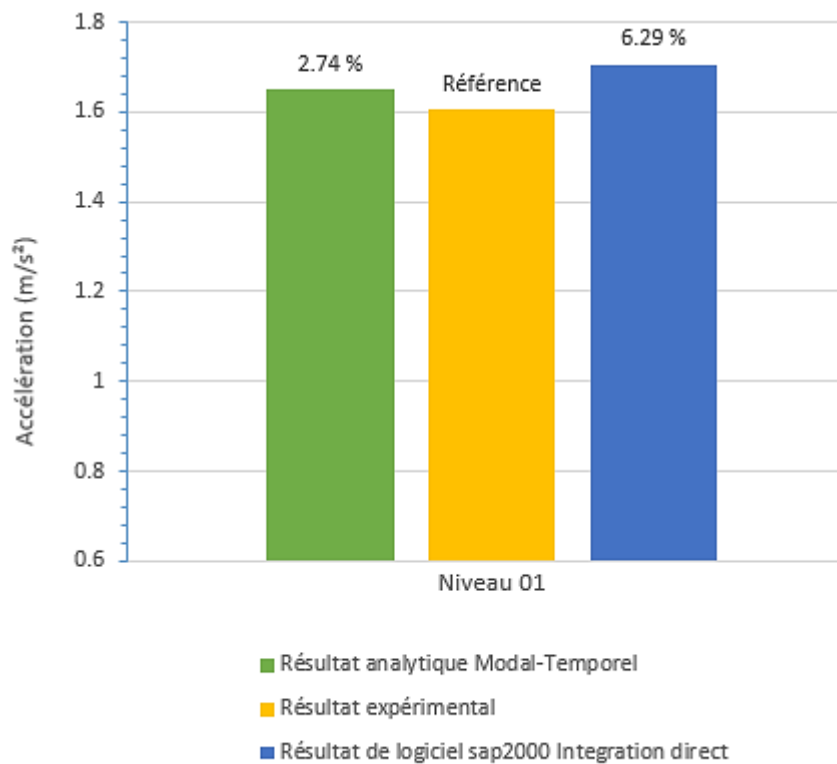


Figure 5.14 : Comparaison des accélérations calculées au premier niveau utilisant 3 approches différentes et leurs écarts en pourcentage.

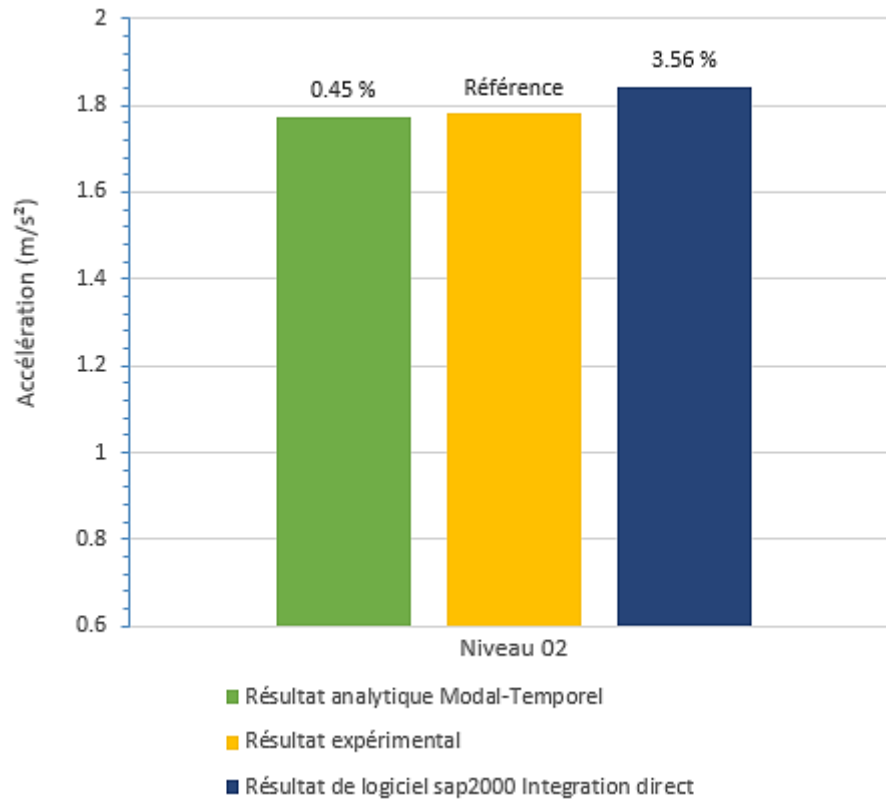


Figure 5.15 : Comparaison des accélérations calculées au deuxième niveau utilisant 3 approches différentes et leurs écarts en pourcentage.

A travers la figure (5.15) qui présente les variations de l'accélération au deuxième niveau pour les trois approches (analytique, numérique et expérimentale), nous observons que le résultat obtenu par la méthode analytique présente une faible différence de calcul de 0,45 % par rapport à la mesure expérimentale réelle. De même, le résultat de l'approche numérique donne une différence de 3,56 % par rapport à l'approche expérimentale.

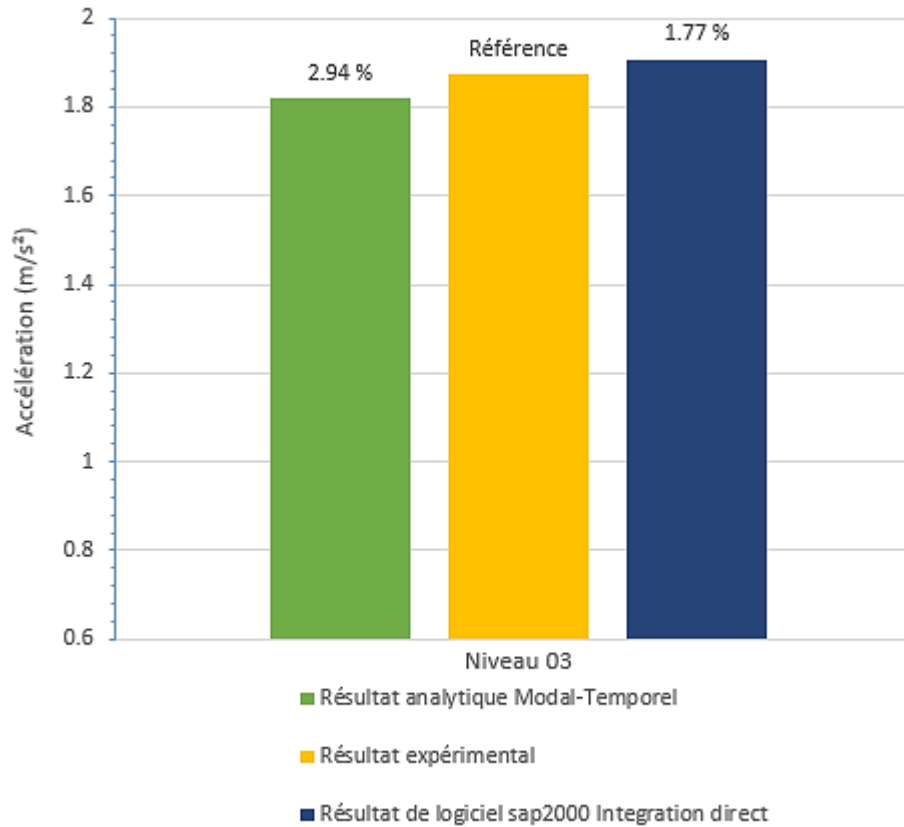


Figure 5.16 : Comparaison des accélérations calculées au troisième niveau utilisant 3 approches différentes et leurs écarts en pourcentage.

D'après la figure (5.16) qui présente les maximums des accélérations au troisième niveau pour les trois approches (analytique, numérique et expérimentale), nous constatons que le résultat obtenu par l'approche analytique présente une différence de calcul de 2,94 % par rapport à l'approche expérimentale. De même, les résultats de l'approche numérique affichent une différence de 1,77 % par rapport à l'expérimentale.

La figure (5.17) présente un graphique global illustrant les variations des accélérations maximales obtenues aux trois niveaux du spécimen en utilisant les trois approches mentionnées précédemment.

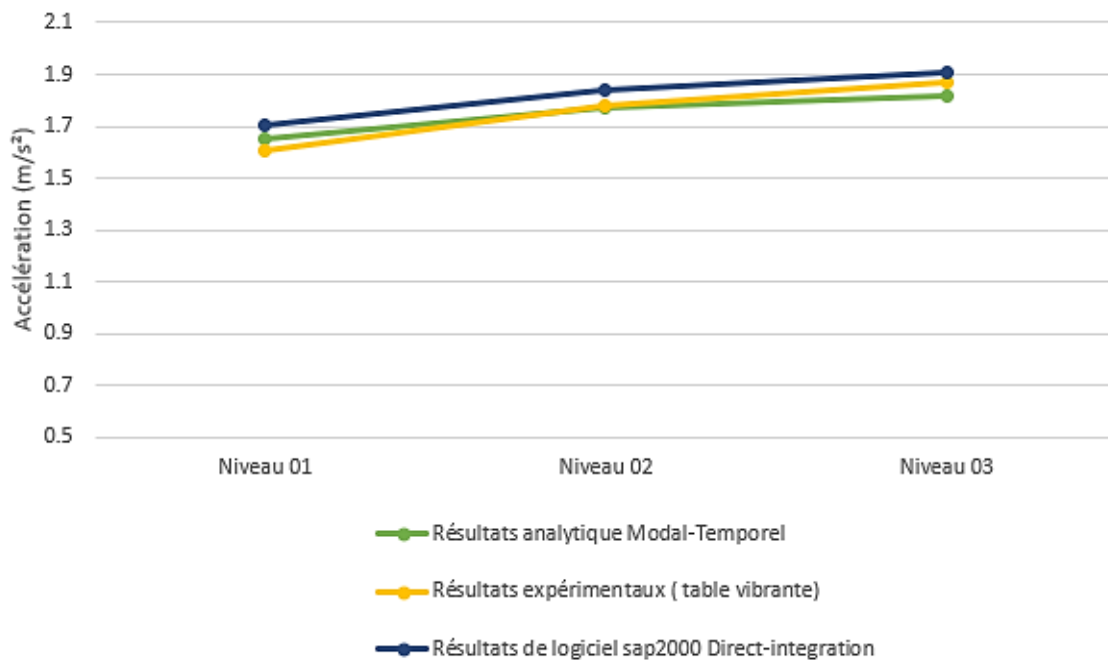


Figure 5.17 : Comparaison des méthodes d'analyse dynamique : accélération aux trois niveaux du spécimen.

L'analyse attentive de ces graphiques révèle que l'approche analytique par la méthode modale temporelle et l'approche numérique par la méthode d'intégration directe sont proches des essais expérimentaux en ce qui concerne l'accélération maximale aux différents niveaux du spécimen. Ces deux méthodes montrent des courbes qui suivent de près les données expérimentales, ce qui indique une meilleure capacité à modéliser le comportement réel du système étudié.

Le tableau (5.2) présente les résultats des accélérations maximales et des déplacements maximums pour les trois niveaux, selon les deux approches analytique et numérique avec leurs méthodes respectives, ainsi que leurs différences en pourcentage par rapport à l'approche expérimentale. A travers ce tableau on remarque que les résultats analytiques obtenus à travers la combinaison des réponses modales par la règle SRSS peuvent aboutir à des pourcentages de différences importants. La même constatation est faite pour le cas d'analyse numérique par la méthode de superposition modale.

		Résultats analytiques Modale- Temporelle		Résultats analytiques SRSS		Résultats expérimentaux table vibrante	Résultat de logiciel SAP2000 Modale		Résultat de logiciel SAP2000 Intégration-direct	
		Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%	Valeur	%	Valeur
Accélération (m/s ²)	Ü ¹	1,649	2.74	1,1553	28.02	1.605	19.25	1,296	6.29	1,7059
	Ü ²	1,772	0.45	1,8223	2.38	1.780	1.52	1,807	3.56	1,8434
	Ü ³	1,818	2.94	2,1958	16.15	1.873	2.08	1,834	1.77	1,9060
Déplacements (m)	U ¹	0,0418	/	0,02926	/	/	/	0,04173	/	0,0422
	U ²	0,0449	/	0,0461	/	/	/	0,045	/	0,0455
	U ³	0,0460	/	0,0551	/	/	/	0,04622	/	0,0468

Figure 5.2 : Comparaison des résultats analytique et numérique en pourcentage par rapport à l'approche expérimentale.

Le tableau (5.3) illustre les résultats de la participation massique obtenus par le calcul analytique et numérique. Cette comparaison nous permet d'observer une similarité entre les résultats des deux approches.

	Participation massique	
Approche analytique	Mode 01	0,9209
	Mode 02	0,0737
	Mode 03	0,0053
Approche numérique (Logiciel SAP2000)	Mode 01	0,9215
	Mode 02	0,0729
	Mode 03	0,0055

Tableau 5.3 : Comparaison des Résultats de participation massique (approche analytique et numérique).

Nous avons pu déterminer que seulement trois modes sont suffisants pour notre analyse de la participation modale du spécimen. Cela met en lumière l'importance de se concentrer sur les modes les plus significatifs qui influent réellement sur la réponse de la structure. En

utilisant les masses modales, qui représentent la contribution de chaque mode à la masse totale, nous pouvons efficacement sélectionner les modes les plus importants pour notre étude, tout en négligeant les modes moins influents.

Dans le cadre de notre étude sur la participation massique du spécimen, nous avons observé un résultat significatif concernant les modes de vibration. Notre analyse a révélé que le premier mode de vibration correspond au mode fondamental de la structure.

Ce constat est particulièrement remarquable car le premier mode de vibration contribue à 92,10 % de la masse totale de la structure. Cette forte contribution massique met en évidence l'importance capitale du premier mode dans le comportement vibratoire global du spécimen.

1.3 Conclusion

Dans cette étude approfondie des caractéristiques dynamiques d'un spécimen à 3 degrés de liberté, nous avons exploité une étude intégrée combinant des approches analytiques, expérimentales et numériques.

L'utilisation du logiciel SAP2000 nous a permis d'appliquer efficacement la méthode modale et la méthode d'intégration directe pour évaluer le comportement vibratoire du spécimen. La comparaison entre ces approches nous a permis d'évaluer les résultats d'accélération pour chaque niveau de la structure. Nous avons constaté que les résultats obtenus par l'approche numérique par la méthode d'intégration directe étaient proches des observations expérimentales.

L'approche analytique, quant à elle, a fourni des résultats utiles pour comprendre les caractéristiques modales de la structure. Des écarts négligeables ont été observés par rapport aux résultats expérimentaux. Cependant l'utilisation de la règle SRSS abouti à des différences soulignant l'importance de l'étude expérimentale pour valider et compléter les analyses théoriques et numériques.

En conclusion, une étude complémentaire combinant les approches analytique, expérimentale et numérique est recommandée pour une compréhension approfondie du comportement vibratoire du spécimen étudié. Cette étude intégrée garantit une évaluation

plus précise et fiable des performances dynamiques des structures, ouvrant ainsi la voie à de futures applications et recherches dans le domaine de l'ingénierie civile

Chapitre 06

Évaluation Expérimentale de L'amortissement

1 Introduction

Dans le domaine du génie civil, l'amortissement est un concept crucial pour comprendre et prévoir le comportement dynamique des structures sous l'effet de forces externes. Les structures, telles que les ponts, les bâtiments, et les ouvrages d'art, sont soumises à des forces telles que le vent, les séismes, et les charges statiques, qui peuvent causer des vibrations et des oscillations. Pour garantir la sécurité et la durabilité de ces structures, il est essentiel de déterminer les caractéristiques dynamiques, notamment l'amortissement, qui permet de comprendre comment les structures réagissent à ces forces externes. Dans ce chapitre, nous allons explorer deux méthodes pour calculer l'amortissement : la méthode de décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance. Nous allons également discuter de l'approche expérimentale utilisée pour déterminer l'amortissement par vibration libre avec plusieurs essais.

La méthode de décrétement logarithmique est une approche mathématique pour calculer l'amortissement d'une structure. Elle est basée sur la mesure du décrétement logarithmique, qui est le taux de diminution de l'amplitude du mouvement vibratoire avec le temps. Cette méthode est particulièrement utile pour les structures qui présentent un amortissement faible. Dans notre étude, nous avons utilisé cette méthode pour déterminer l'amortissement du spécimen à 3 degrés de liberté. Nous avons réalisé des essais de vibration libre pour mesurer le décrétement logarithmique. Cette approche nous a permis de comprendre comment le changement du signal affecte le comportement et la réponse dynamique du spécimen et de déterminer les caractéristiques amorties.

La méthode de demi-puissance est une approche alternative pour calculer l'amortissement, qui est particulièrement adaptée aux structures à plusieurs degrés de liberté. Contrairement à la méthode du décrétement logarithmique, qui est plus efficace pour les structures à un seul degré de liberté. Nous avons utilisé cette méthode pour vérifier les résultats obtenus avec la méthode du décrétement logarithmique.

2 La force d'amortissement

Le processus par lequel les vibrations libres diminuent progressivement en amplitude est appelé amortissement. Lors de l'amortissement, l'énergie du système vibrant est dissipée

par divers mécanismes, et souvent plusieurs mécanismes peuvent être présents en même temps. Dans les systèmes simples « propres » tels que les modèles de laboratoire, la majeure partie de la dissipation d'énergie provient probablement de l'effet thermique des déformations élastiques répétées du matériau et du frottement interne lorsqu'un solide est déformé. Dans des structures réelles. Cependant, de nombreux autres mécanismes contribuent également à la dissipation d'énergie. Dans un bâtiment vibrant, ces phénomènes incluent le frottement au niveau des connexions en acier, l'ouverture et la fermeture de microfissures dans le béton, le frottement entre la structure elle-même et les éléments non structurels tels que les cloisons. Il semble impossible d'identifier ou de décrire mathématiquement chacun de ces mécanismes de dissipation d'énergie dans un bâtiment réel [46].

En conséquence, l'amortissement dans les structures réelles est généralement représenté de manière hautement idéalisée. À de nombreuses fins, l'amortissement réel dans une structure SDDL peut être idéalisé de manière satisfaisante par un amortisseur visqueux linéaire ou un dashpot. Le coefficient d'amortissement est choisi de manière à ce que l'énergie vibratoire qu'il dissipe soit équivalente à l'énergie dissipée dans tous les mécanismes d'amortissement, combinés, présents dans la structure elle-même. Cette idéalisation est donc appelée amortissement visqueux équivalent [46].

La figure (6.1a) montre un amortisseur visqueux linéaire soumis à une force f_D le long du DDL. La force interne dans l'amortisseur est égale et opposée à la force externe f_D (figure 6.1b). Comme le montre la figure (6.1c), la force d'amortissement f_D est liée à la vitesse \dot{u} à travers l'amortisseur visqueux linéaire par

$$f_D = c \dot{u}$$

Où la constante « c » est le coefficient d'amortissement visqueux, elle a des unités de force multipliée par (temps/longueur). Contrairement à la rigidité d'une structure, le coefficient d'amortissement ne peut être calculé à partir des dimensions de la structure et des dimensions des éléments de structure. Cela ne devrait pas être surprenant car comme nous l'avons noté précédemment, il n'est pas possible d'identifier tous les mécanismes qui dissipent l'énergie vibratoire des structures réelles. Ainsi, les expériences de vibration sur

des structures réelles fournissent les données permettant d'évaluer le coefficient d'amortissement [46].

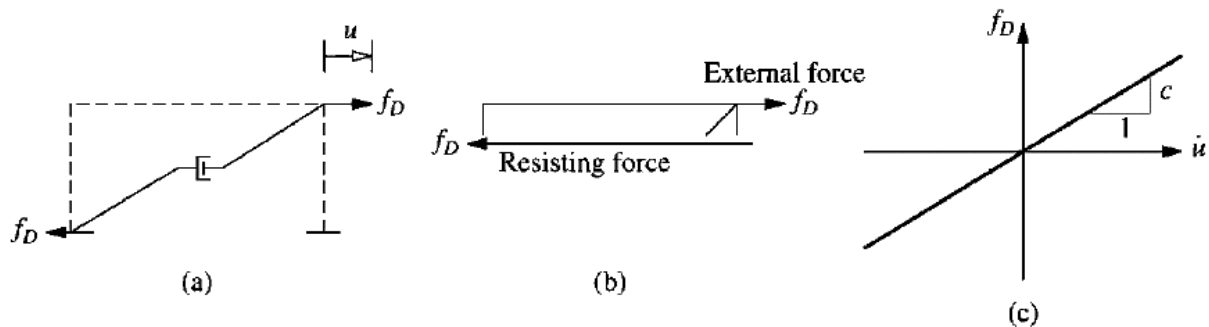


Figure 6.1 : Schéma d'un Amortisseur Visqueux Linéaire sous une Force Externe [46].

Il peut s'agir d'une expérience de vibration libre qui conduisent à des données telles que la vitesse mesurée à laquelle le mouvement diminue en vibration libre fournira une base pour évaluer le coefficient d'amortissement. La propriété d'amortissement peut également être déterminée à partir d'expériences de vibrations forcées [46].

L'amortisseur visqueux équivalent est destiné à modéliser la dissipation d'énergie à des amplitudes de déformation comprises dans la limite élastique linéaire de la structure globale. Sur cette plage de déformations, le coefficient d'amortissement « c » déterminé expérimentalement peut varier avec l'amplitude de la déformation. Cette non-linéarité de la propriété d'amortissement n'est généralement pas prise en compte explicitement dans les analyses dynamiques. Il peut être traité indirectement en sélectionnant une valeur pour le coefficient d'amortissement appropriée à l'amplitude de déformation attendue, généralement considérée comme la déformation associée à la limite élastique linéaire de la structure [46].

Une énergie supplémentaire est dissipée en raison du comportement inélastique de la structure lors de déformations plus importantes. Sous des forces ou déformations cycliques, ce comportement implique la formation d'une boucle d'hystérésis force-déformation (figure 6.2c). L'énergie d'amortissement dissipée au cours d'un cycle de déformation entre les limites de déformation $\pm u$ est donnée par l'aire à l'intérieur de la boucle d'hystérésis « $abcd$ » (figure 6.2c). Cette dissipation d'énergie n'est généralement

pas modélisée par un amortisseur visqueux, en particulier si l'excitation est un mouvement du sol sismique. Au lieu de cela, l'approche la plus courante et la plus directe pour prendre en compte la dissipation d'énergie par le biais d'un comportement inélastique consiste à reconnaître la relation inélastique entre la force de résistance et la déformation, comme le montrent la figure (6.2c) [46].

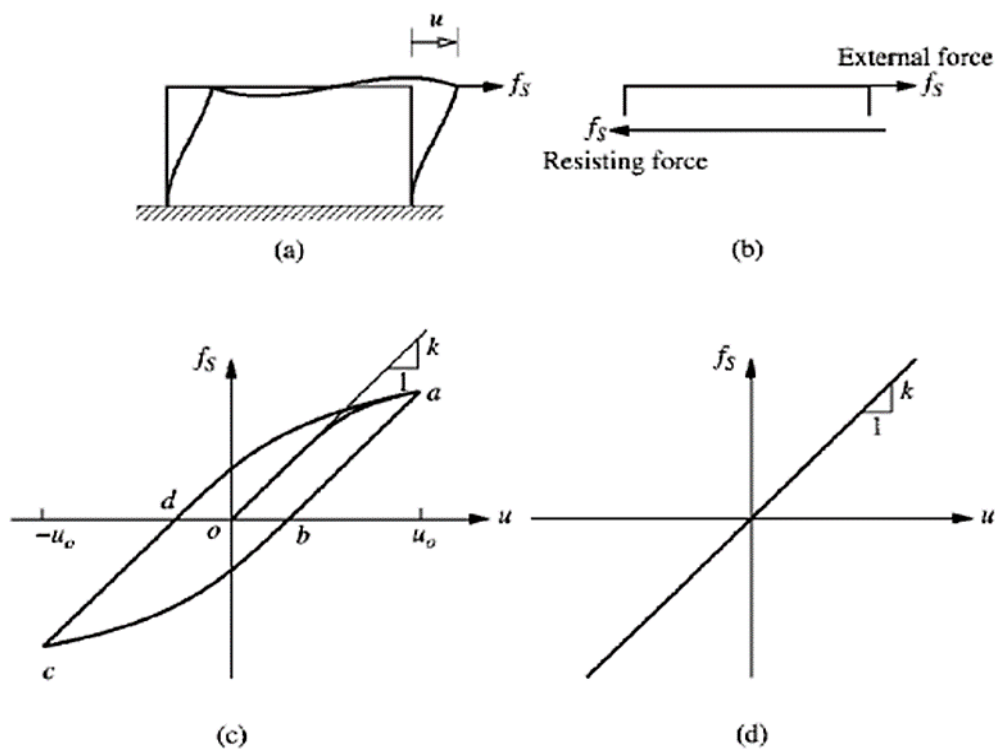


Figure 6.2 : Boucle d'Hystérésis Force-Déformation et Dissipation d'Énergie Inélastique [46].

3 Mesure de l'amortissement

Pour évaluer les paramètres de masse (M) et de raideur (K) d'une structure réelle, il est généralement facile, comme expliqué dans le chapitre 04. Cependant, les sources d'amortissement dans une structure sont principalement liées aux caractéristiques intrinsèques du matériau et aux assemblages, fondations et autres éléments non-structuraux. Estimer l'amortissement à priori peut être difficile, même si l'expérience peut fournir des fourchettes d'estimation. Dans de nombreux cas, il est donc nécessaire de mesurer

l'amortissement pour obtenir des informations précises. Cette mesure peut être réalisée de différentes manières, notamment :

- a) Atténuation des vibrations libres.
- b) Amplification à la résonance.
- c) Largeur du pic de résonance.

Dans ce chapitre, nous allons définir et illustrer deux méthodes pour caractériser l'amortissement d'un spécimen à 3 degrés de liberté. Nous allons appliquer la méthode du décrétement logarithmique pour l'atténuation des vibrations libres et la méthode de demi-puissance pour la largeur du pic de résonance. Ces approches permettront de caractériser l'amortissement du spécimen.

3.1 Méthode du décrétement logarithmique

3.1.1 Décroissance du mouvement

Dans cette section, une relation entre le rapport de deux pics successifs de vibration libre amortie qui est le rapport d'amortissement est présentée. Le rapport du déplacement au temps « t » à sa valeur pendant une période de vibration complète T_D plus tard est indépendant de « t ». Le déplacement en vibration libre montré par la figure(6.3) s'exprime par :

$$u(t) = e^{-\xi\omega t} \left[u(0) \cos \omega_D t + \left(\frac{\dot{u}(0) + \xi\omega u(0)}{\omega_D} \right) \sin \omega_D t \right]$$

En conséquence, le rapport est donné par l'égalité :

$$\frac{u(t)}{u(t + T_D)} = \exp(\xi\omega T_D) = \exp\left(\frac{2\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right)$$

On peut également écrire :

$$\frac{u_i}{u_{i+1}} = \exp\left(\frac{2\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}\right)$$

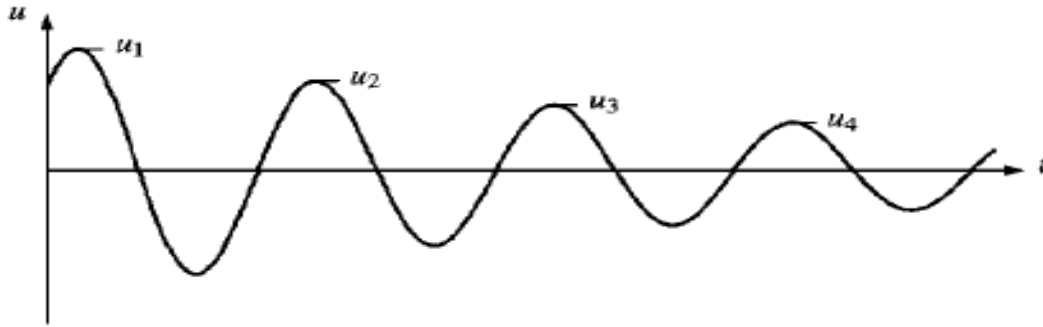


Figure 6.3 : Variation des pics successifs [46].

Le logarithme népérien de ce rapport, appelé décrément logarithmique, noté δ est :

$$\delta = \ln \frac{u_i}{u_{i+1}} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$$

Si ξ est petit, $\sqrt{1-\xi^2} \approx 1$ et cela donne une équation approximative

$$\delta \approx 2\pi\xi$$

La figure (6.4) montre un tracé des relations exactes et approximatives entre δ et ξ . Il est clair que cette relation est valable pour $\xi < 0,2$, ce qui couvre la plupart des structures pratiques [46].

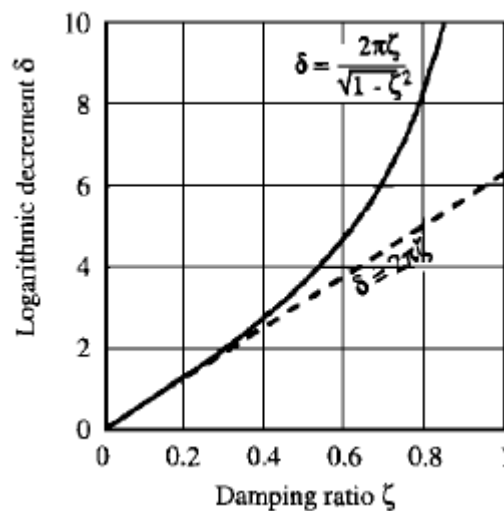


Figure 6.4 : Relations exactes et approximatives entre le décrément logarithmique et le taux d'amortissement. Essais de vibrations libre [46].

Puisqu'il n'est pas possible de déterminer analytiquement le taux d'amortissement pour des structures pratiques, cette propriété insaisissable doit être déterminée expérimentalement. Les expériences de vibrations libres constituent un moyen de déterminer l'amortissement. Pour les systèmes légèrement amortis, le taux d'amortissement peut être déterminé à partir de :

$$\xi = \frac{1}{2\pi j} \ln \frac{u_i}{u_{i+j}}$$

Ou bien en termes d'accélération :

$$\xi = \frac{1}{2\pi j} \ln \frac{\ddot{u}_i}{\ddot{u}_{i+j}}$$

La période naturelle T_D du système peut également être déterminée à partir de l'enregistrement des vibrations libres en mesurant le temps nécessaire pour terminer un cycle de vibration (figure 6.5) [46].

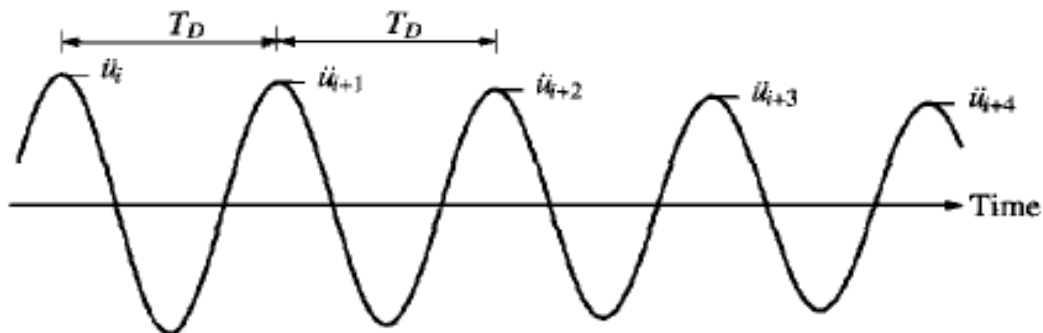


Figure 6.5 : Enregistrement d'accélération d'un système vibrant librement [46].

En comparant cela avec la période naturelle obtenue à partir de la rigidité et de la masse calculées d'un système idéalisé, nous indique avec quelle précision ces propriétés ont été calculées et dans quelle mesure l'idéalisation représente la structure réelle [46].

3.1.2 Estimation expérimentale de l'amortissement par décrémentation logarithmique et présentation des résultats

Pour notre étude, nous avons réalisé cinq essais par la table vibrante de RISAM. Dans chacun le spécimen est soumis un déplacement sinusoïdal. Les amplitudes (U_{g0}) sont

différentes. Elles ont été calculées en choisissant la fréquence (f) et l'accélération imposée (\ddot{U}_{g0}) de manière à éviter le phénomène de résonance. Le tableau (6.1) présente les amplitudes et fréquences des cinq cas des déplacements imposés.

Nous avons effectué jusqu'à trois tests maximums pour chaque combinaison d'amplitude et de fréquence afin de déterminer le taux d'amortissement du spécimen à trois degrés de liberté par la méthode du décrétement logarithmique. Bien que cette méthode soit généralement utilisée pour les systèmes à un seul degré de liberté, nous l'avons appliquée pour le spécimen à 3DDL. Sous justification que le mode de ce dernier est prépondérant. Au cours de ces essais, nous avons observé deux types de réponses : la réponse permanente sous vibration forcée et la réponse homogène sous vibration libre. Les essais sont détaillés par la suite.

	Essai 01	Essai 02	Essai 03	Essai 04	Essai 05
Fréquence (Hz)	1	1	1	1	3
Accélération imposé \ddot{U}_{g0} (g)	0.15	0.1	0.2	0.3	0.1
Amplitude U_{g0} (mm)	37.3	24.8	49.7	74.5	2.8

Tableau 6.1 : Variation de la Fréquence et de l'Amplitude de l'Excitation lors des 5 Essais.

➤ **Essais de détermination de l'amortissement par décrétement logarithmique**

Afin de calculer de l'amortissement par la méthode du décrétement logarithmique, nous allons procéder au 1^{er} essai sous la table vibrante. La méthodologie de cet essai est détaillée ci-dessous.

Pour notre premier essai, nous avons généré un mouvement sinusoïdal avec une amplitude de 37,3 mm et une fréquence de 1 Hz. L'accéléromètre est fixé au niveau 3. 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. Nous avons effectué deux tests distincts. En sélectionnant deux pics successifs, nous avons appliqué la loi du décrétement logarithmique pour calculer le taux d'amortissement, puis nous avons extrait la période amortie pour déterminer les autres caractéristiques amorties. Les résultats

ont été enregistrés sous forme des courbes représentant l'accélération totale du spécimen en fonction du temps.

La figure (6.6) illustre le déroulement de l'essai sur l'interface du gestionnaire de la station MTS793, où le signal sinusoïdal était appliqué à la table d'excitation, transmettant ce mouvement au modèle réduit.

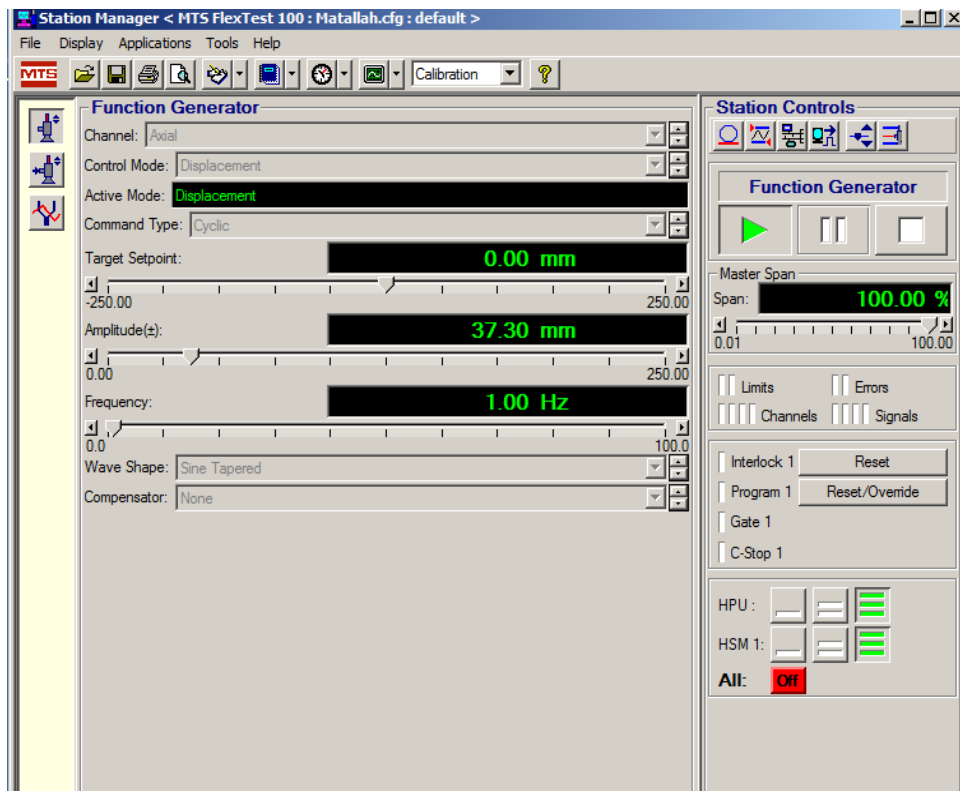


Figure 6.6 : Exemple de Valeurs imposés en vibration harmonique.

Une fois que le spécimen a atteint sa réponse permanente, comme c'est indiqué dans la figure (6.7), nous avons réduit la fréquence du signal à zéro afin d'avoir des vibrations libres (figure (6.8)).

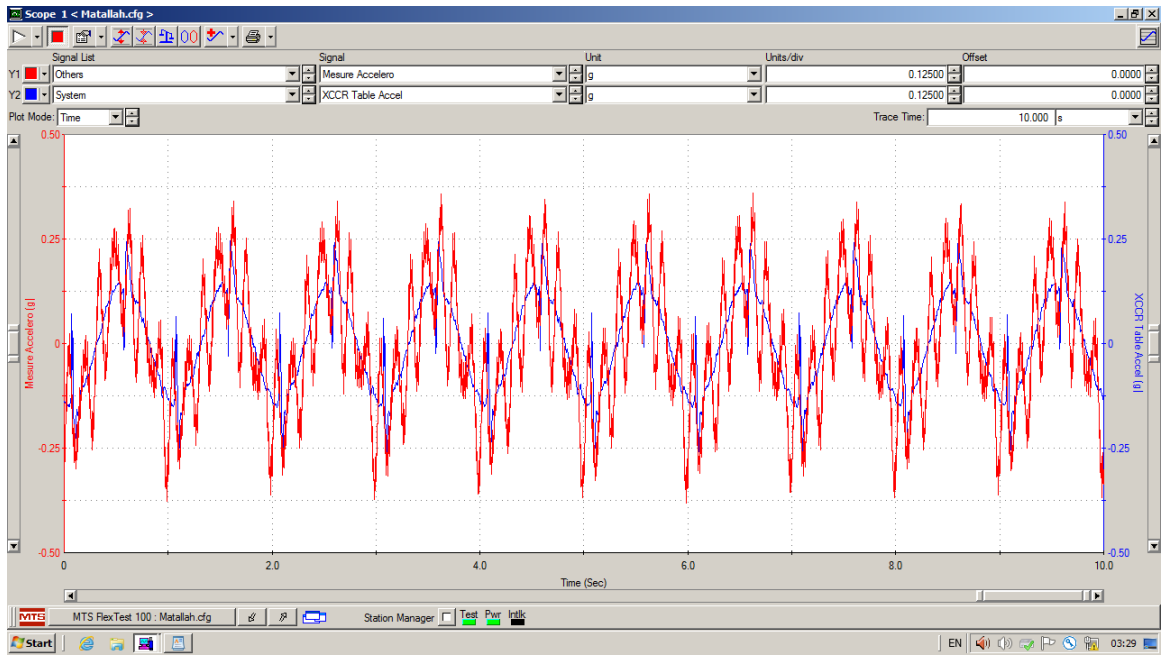


Figure 6.7 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai01).

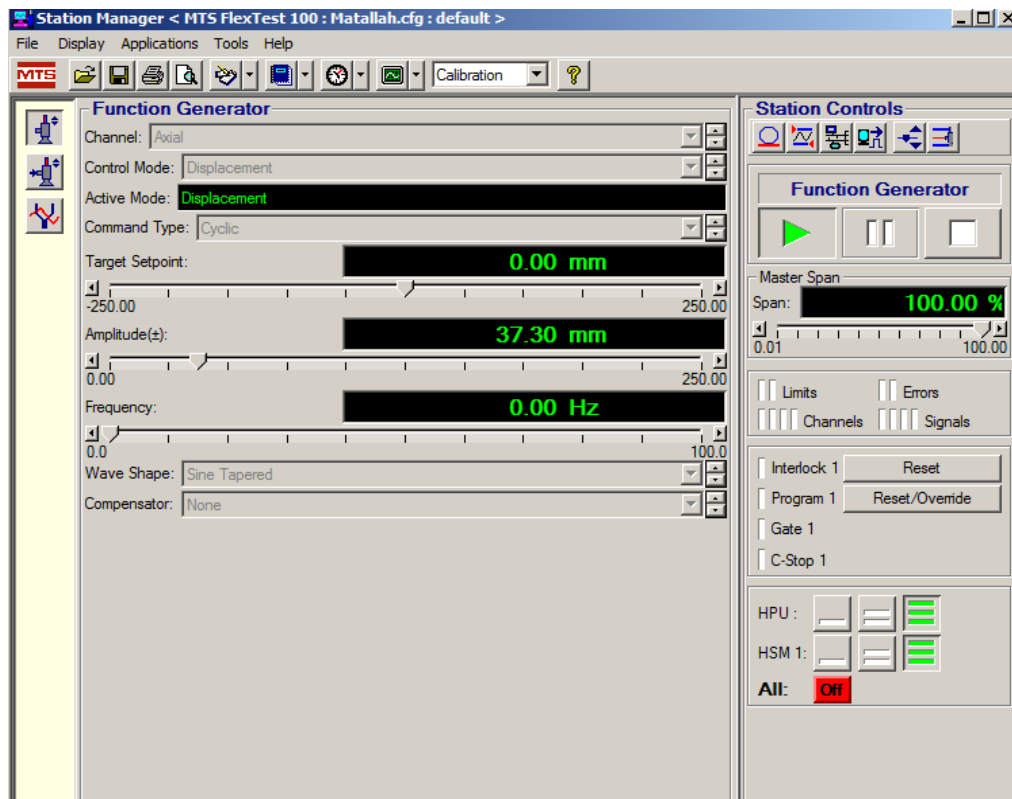


Figure 6.8 : Exemple d'annulation de fréquence qui entraîne les vibrations libres.

Le spécimen entre alors dans un état de vibration libre, comme illustré dans la figure (6.9). La première partie représente la réponse permanente, tandis que la deuxième partie montre le spécimen en vibration libre. La figures (6.10) décrit la réponse du spécimen pour le premier test pendant les vibrations libres, capturée après 30 secondes pour définir précisément sa réponse propre.

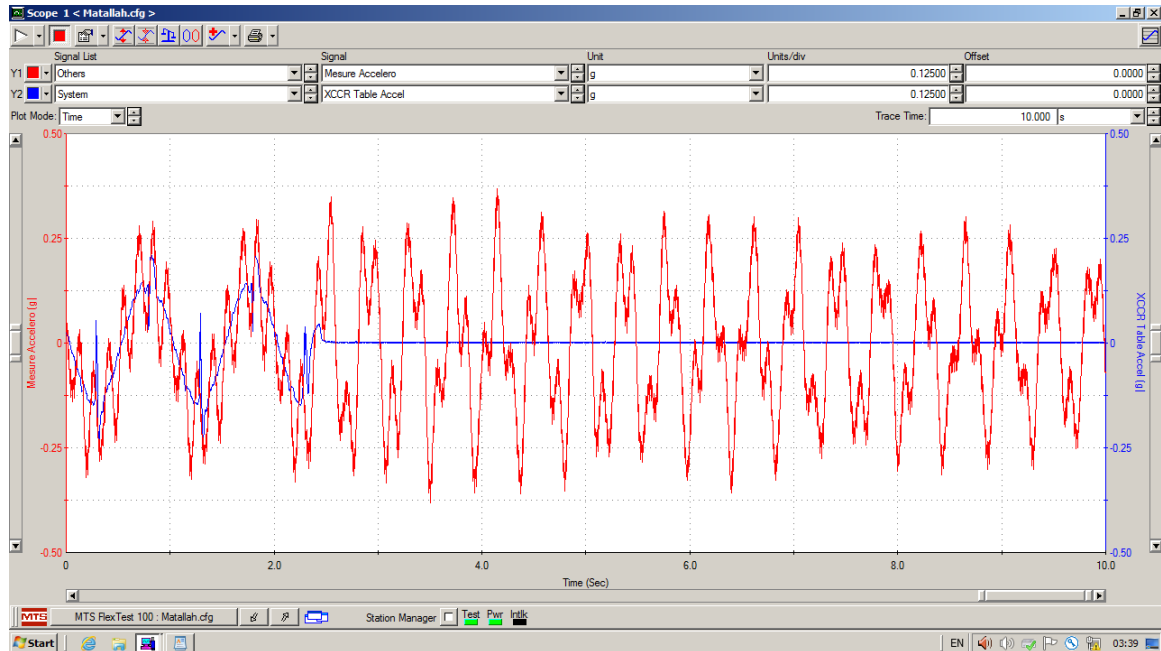


Figure 6.9 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 01).

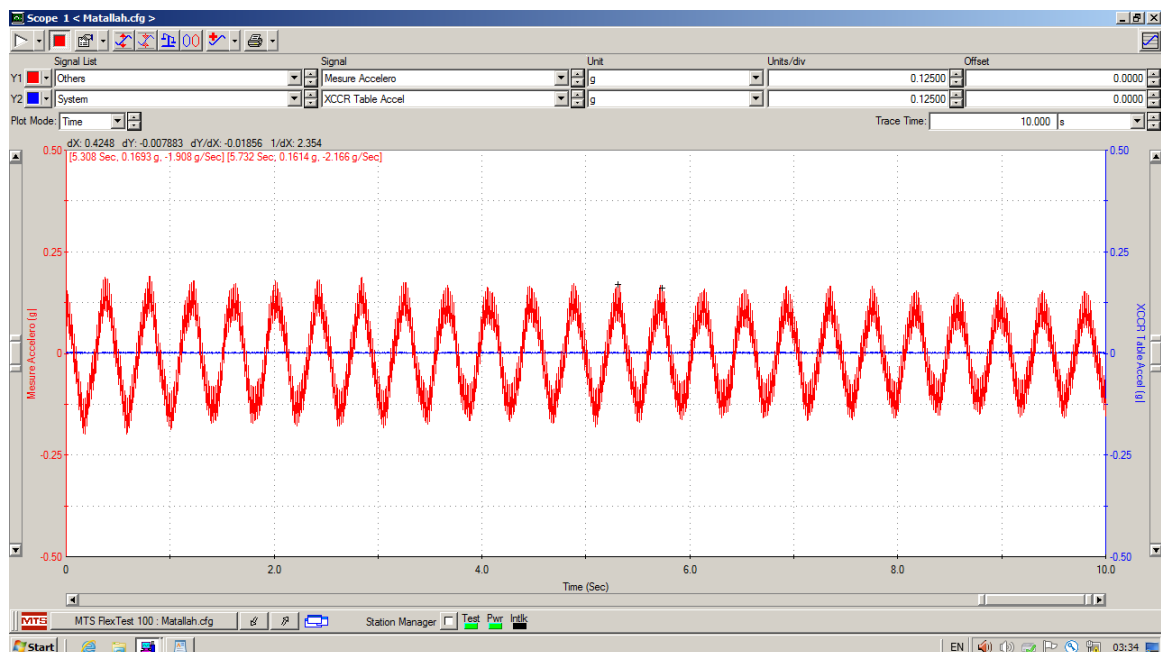
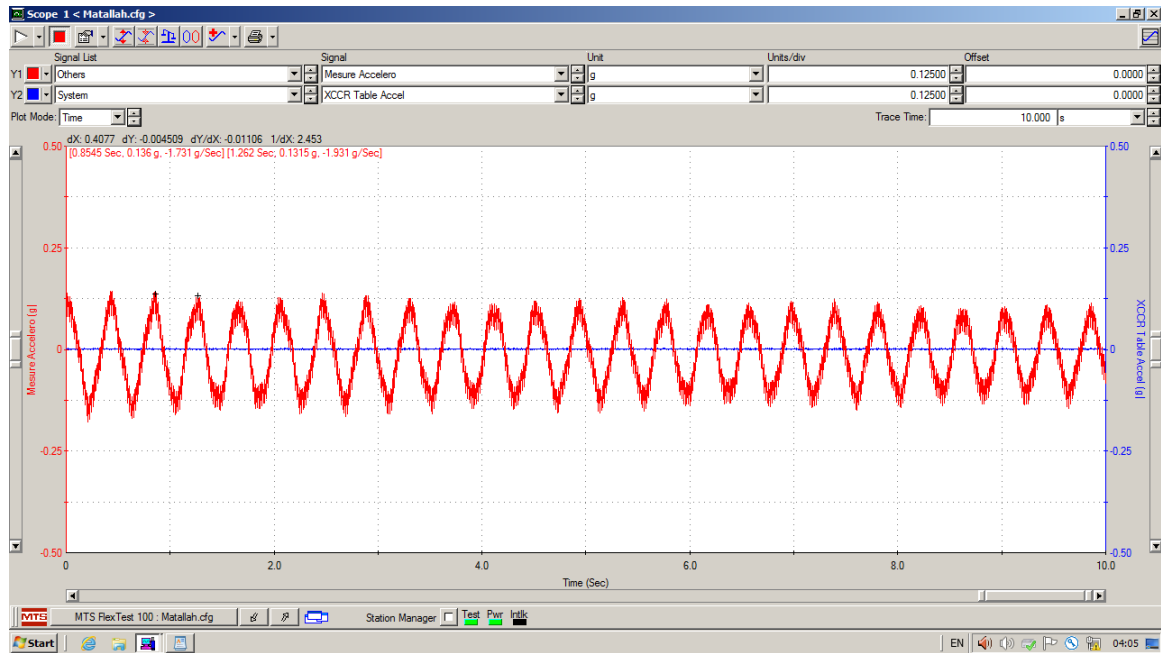


Figure 6.10 : Variation de l'accélération en vibrations libres (Test 01).

Pour le deuxième test, nous avons procédé de la même manière que pour le premier test. La figure (6.11) présente la réponse du spécimen en vibration libre, enregistrée après 30 secondes.

**Figure 6.11 :** Variation de l'accélération en vibrations libres (Test 02).

Les étapes de calcul des caractéristiques dynamiques amorties à travers l'essai en vibrations libres sont détaillées par précédemment. Les deux pics sont choisis à partir des figures (6.10) et (6.11).

À partir de figure (6.10) l'accélération du 1^{er} pic est $\ddot{U}_1 = 0.1693g$ et le 2^{ème} pic est $\ddot{U}_2 = 0.1614g$, à partir de figure (6.11) l'accélération de 1^{er} pic est $\ddot{U}_1 = 0.136g$ et le 2^{ème} pic est $\ddot{U}_2 = 0.1315g$ donc :

$$\delta_1 = \ln \frac{\ddot{u}_1}{\ddot{u}_2} = \ln \frac{0.1693}{0.1614} = 0.04778$$

$$\delta_2 = \ln \frac{\ddot{u}_1}{\ddot{u}_2} = \ln \frac{0.136}{0.1315} = 0.0336$$

A partir desquelles les amortissements sont égaux à :

$$\xi_1 = \frac{\delta_1}{2\pi} = 0.0076054$$

$$\xi_2 = \frac{\delta_2}{2\pi} = 0.005355$$

On prend la moyenne des deux tests :

$$\xi = \frac{\xi_1 + \xi_2}{2} = 0.006480 \approx 0.65 \%$$

La période amortie de vibration libre est T_D est déterminée également. À partir de la figure (6.10) le temp de 1^{er} pic est $T_1 = 5.308$ sec et celui du 2^{ème} pic est $T_2 = 5.732$ sec , à partir de figure (6.11) le temp de 1^{er} pic est $T_1 = 0.8545$ sec et le 2^{ème} pic est $T_2 = 1.262$ sec donc la période amortie est :

$$T_D = \frac{T_{D1} + T_{D2}}{2}$$

Sachant que pour chaque test la période T_{Dj} est

$$T_{Dj} = T_{j2} - T_{j1}$$

Avec j est le numéro du test

$$T_{D1} = 5.732 - 5.308 = 0.424 \text{ sec}$$

$$T_{D2} = 1.262 - 0.8545 = 0.4075 \text{ sec}$$

La moyenne est :

$$T_D = \frac{0.424 + 0.4075}{2} = 0.4157 \text{ sec}$$

La pulsation amortie ω_D est :

$$\omega_D = \frac{2\pi}{T_D} = 15.1128 \text{ rad/s}$$

La pulsation propre ω est :

$$\omega = \frac{\omega_D}{\sqrt{1 - \xi^2}}$$

$$\omega = 15.1132 \text{ rad/s}$$

La période Propre T est de :

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = 0.4157 \text{ sec}$$

Et la fréquence propre :

$$f = \frac{1}{T} = 2.4053 \text{ Hz}$$

On constate que cette fréquence est proche de la fréquence propre du spécimen.

Le tableau (6.2) récapitule les résultats de nos calculs d'amortissement ainsi que les caractéristiques dynamiques amorties pour l'essai 1 et ses deux tests.

Essais 01		
	Test 01	Test 02
\ddot{U}_i	0,1693	0,136
\ddot{U}_{i+1}	0,1614	0,1315
Décrément logarithmique δ_m	0,04778	0,03365
Amortissement ξ	0,0076463	0,005355
Amortissement %	0,65%	
T_i	5,308	0,8545
T_{i+1}	5,732	1,262
La Période ($T_{i+1} - T_i$)	0,424	0,4075
La période amortie T_d	0,41575 sec	
La pulsation amortie ω_d	15,1129 rad / s	
La pulsation propre ω	15,1132 rad / s	
La période propre T	0.4157 sec	

Tableau 6.2 : Calcul des caractéristiques dynamiques obtenu lors de l'essai 01.

Pour les autres essais, nous avons suivi la même procédure afin de déterminer le taux d'amortissement et les caractéristiques dynamiques. Dans la section suivante, nous présenterons donc les graphiques obtenus lors des essais de vibration forcé et libre sur la table vibrante, réalisés à l'aide de Station Manager793 (voir figure 6.12 à 6.29). Nous incluons également un tableau récapitulatif pour chaque essai (tableau 6.3 à 6.6).

Nous notons que lors de l'essai à haute fréquence de 3 Hz, qui est élevée par rapport à la fréquence propre du spécimen, un déphasage remarquable est observé entre le signal appliqué et la réponse permanente du spécimen. Il est remarquable que la direction de la réponse soit opposée à celle du signal appliquée. En revanche, lors des essais à basse fréquence de 1 Hz, qui est basse par rapport à la fréquence propre, le déphasage est le même. De plus, nous avons remarqué que le spécimen réagit de manière maximale par rapport au signal imposé par la table vibrante à haute fréquence, tandis que dans les essais à basse fréquence, le spécimen réagit de manière similaire au signal imposé. Ceci est conforme à la théorie de la dynamique des structures. Ainsi, il est clair que la fréquence influence de manière significative la réponse du système.

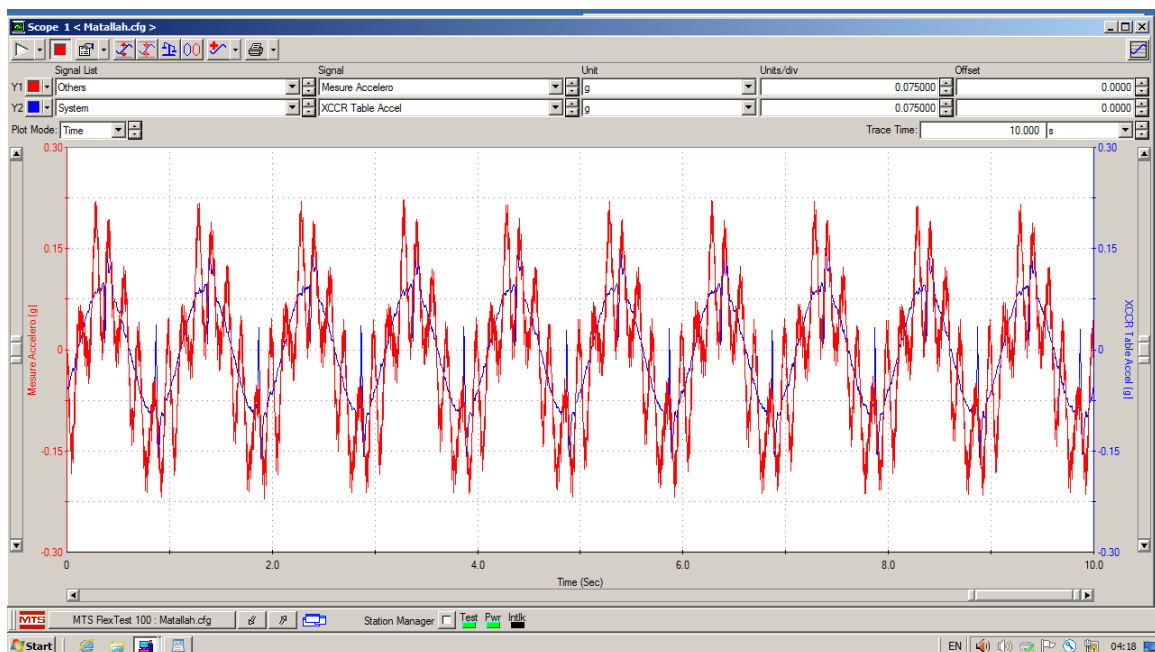


Figure 6.12 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 02).

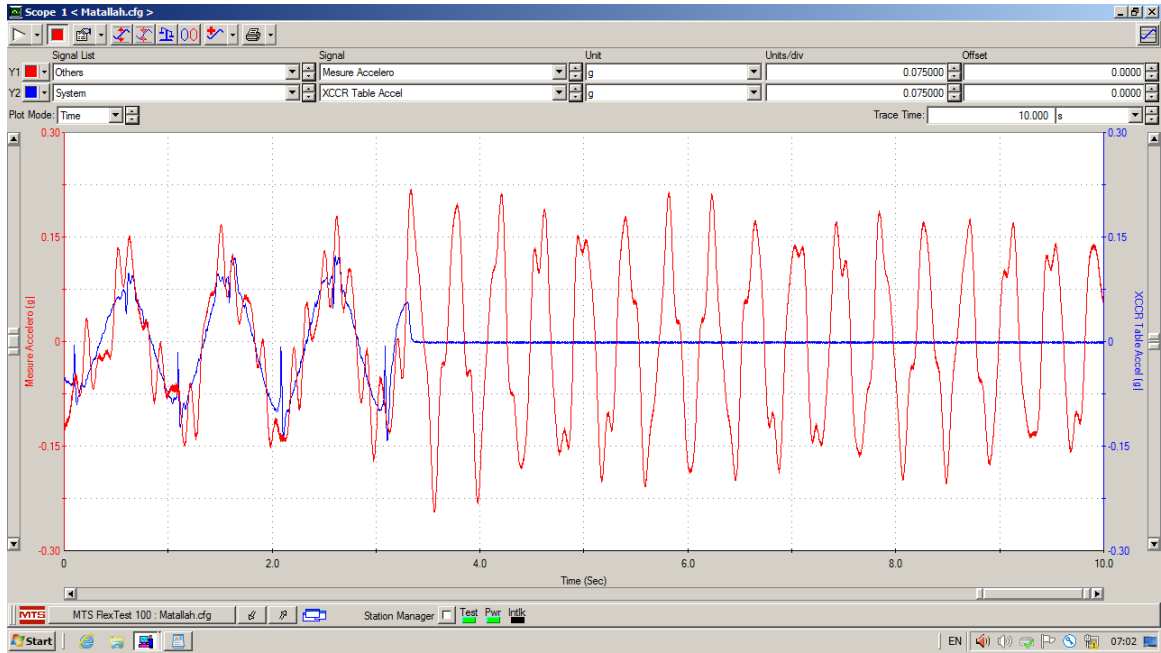


Figure 6.13 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 02).

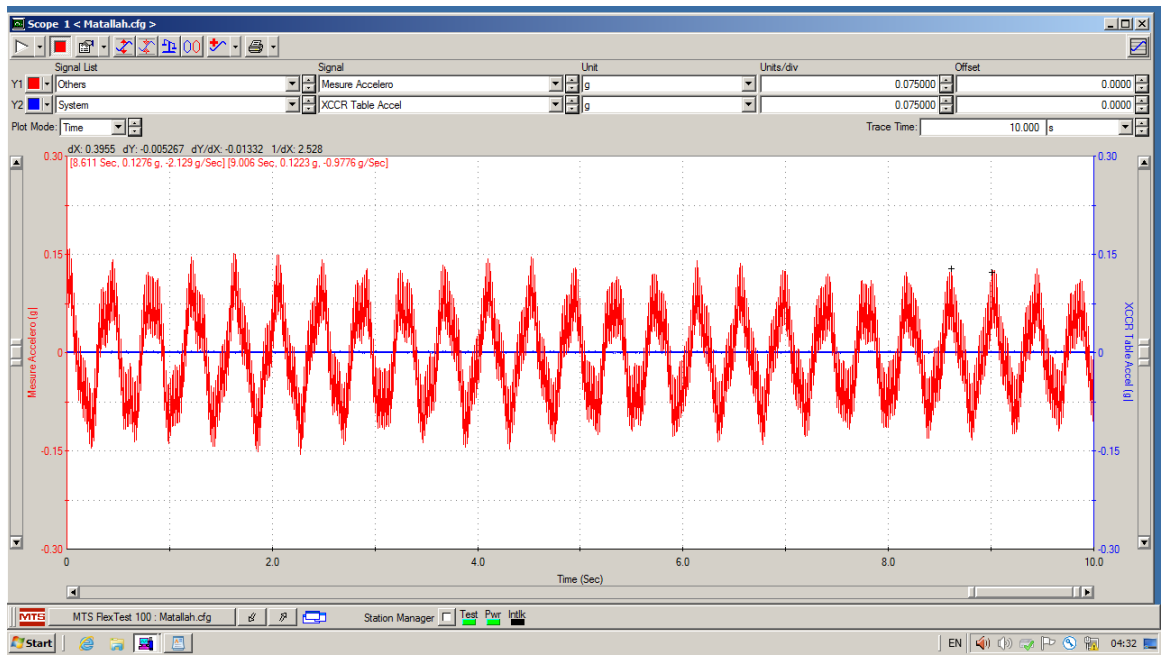


Figure 6.14 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

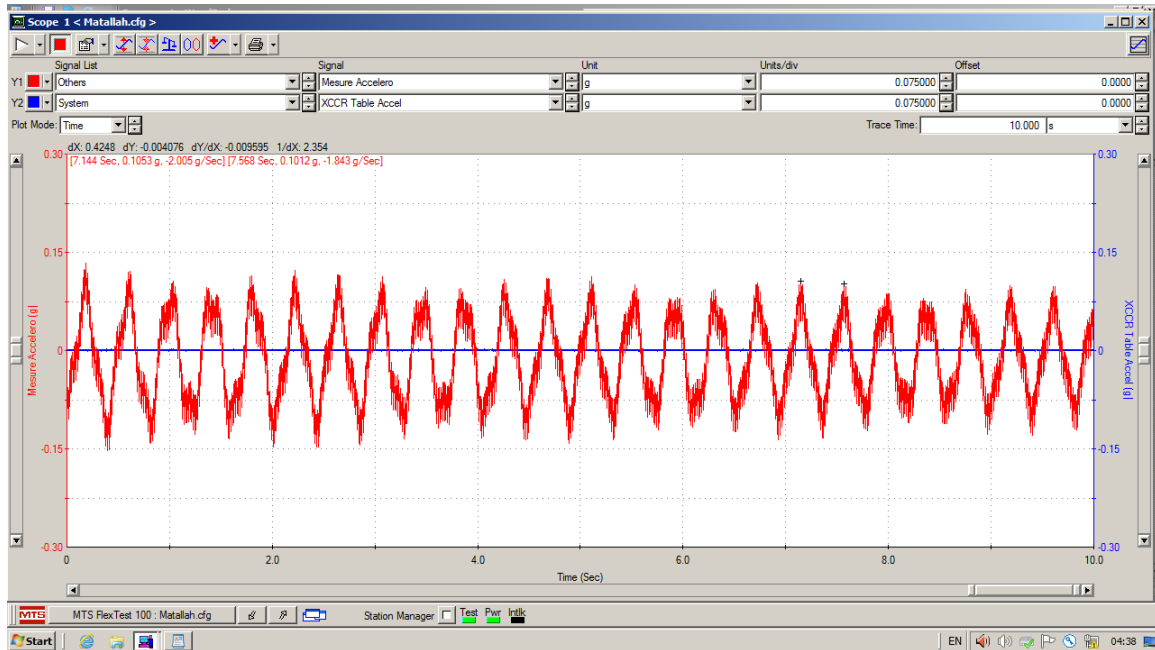


Figure 6.15 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

Essais 02		
	Test 01	Test 02
\ddot{U}_i	0,1276	0,1053
\ddot{U}_{i+1}	0,1223	0,1012
Décroissement logarithmique δ_m	0,0424	0,0397
Amortissement ξ	0,0068	0,0063
Amortissement %	0,65%	
T_i	8,611	7,144
T_{i+1}	9,006	7,568
Période ($T_{i+1} - T_i$)	0,395	0,424
La période amortie T_d	0,4095 sec	
La pulsation amortie ω_d	15,3435 rad /s	
La pulsation propre ω	15,3439 rad /s	
La période propre T	0,4095 sec	

Tableau 6.3 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 02.

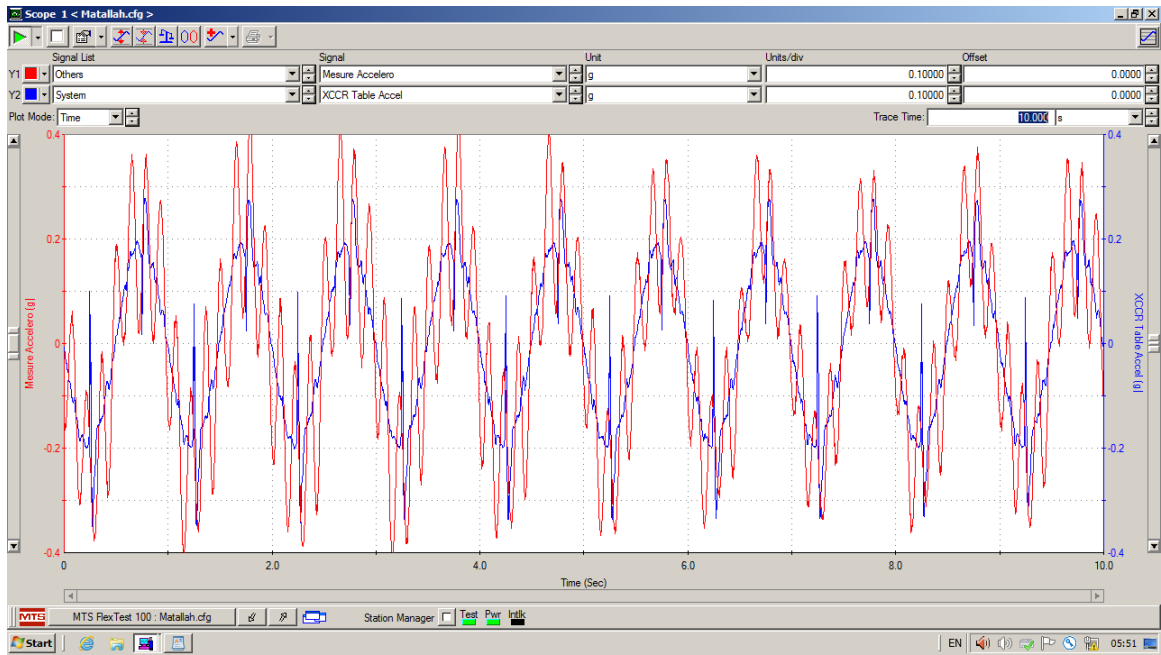


Figure 6.16 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 03).

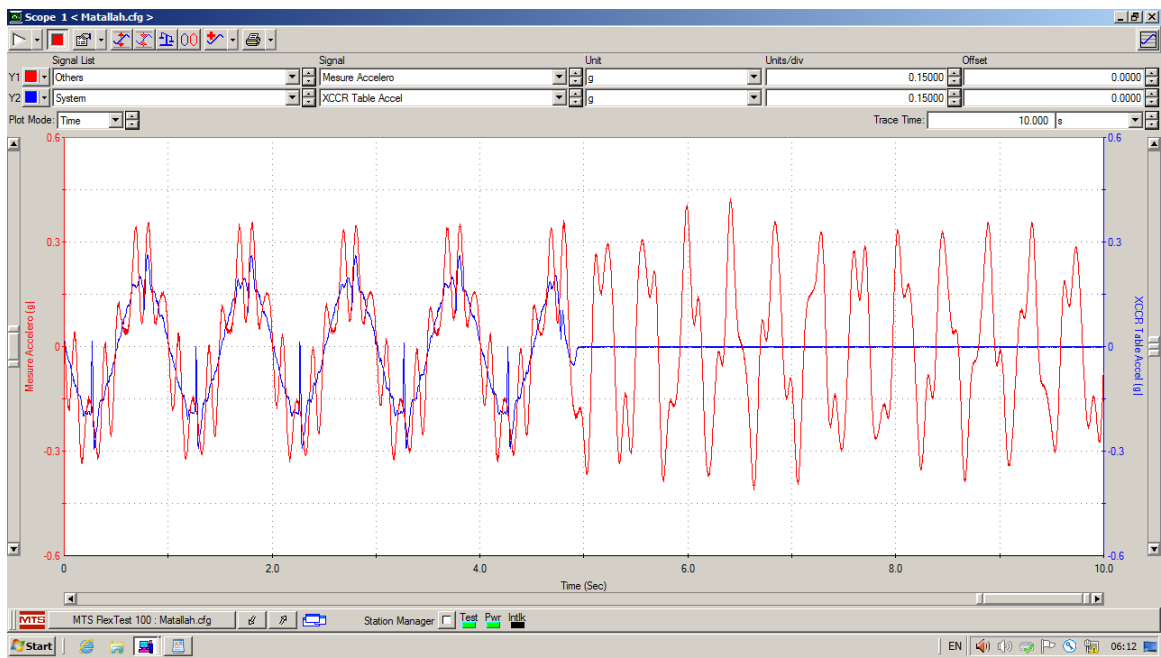


Figure 6.17 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 03).

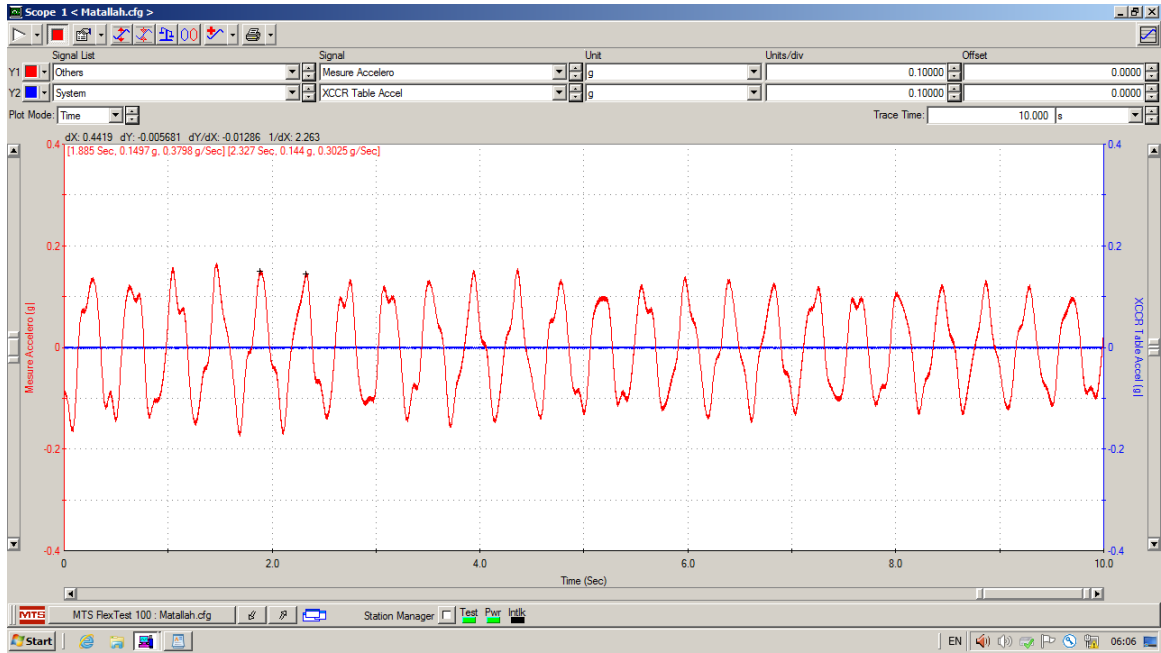


Figure 6.18 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

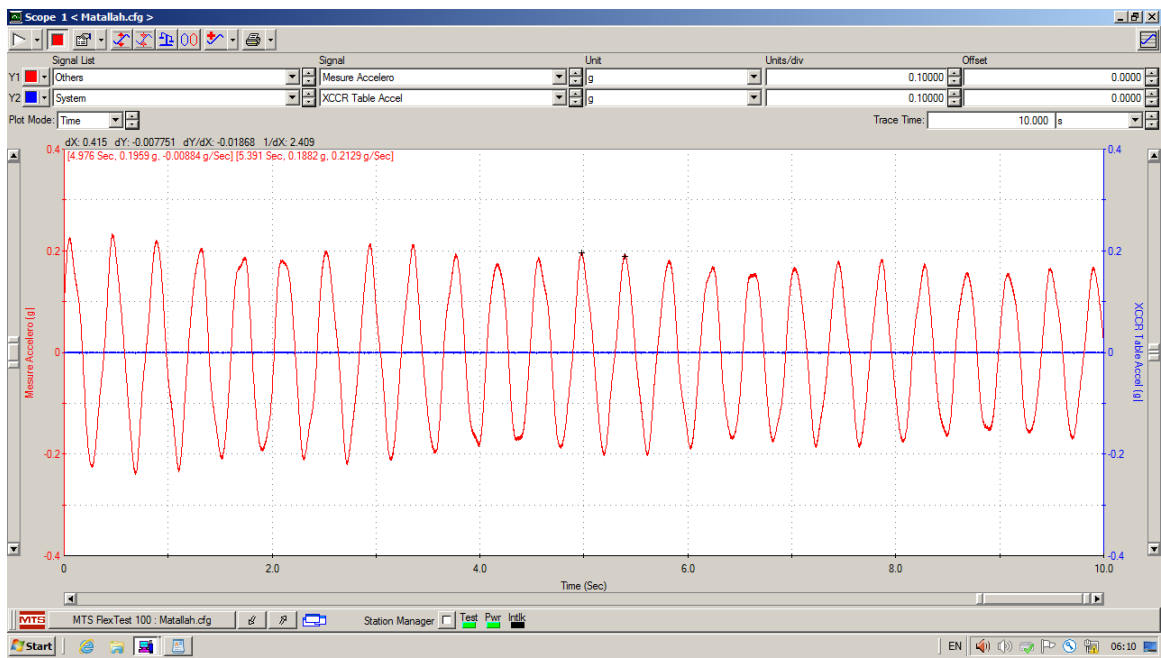


Figure 6.19: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

Essais 03		
	Test 01	Test 02
\ddot{U}_i	0,1497	0,1959

\ddot{U}_{i+1}	0,144	0,1882
Décément logarithmique δ_m	0,0388	0,0401
Amortissement ξ	0,0062	0,0064
Amortissement %	0,63%	
T_i	1,885	4,976
T_{i+1}	2,327	5,391
Période ($T_{i+1} - T_i$)	0,442	0,415
La période amortie T_d	0,4285 sec	
La pulsation amortie ω_d	14,6632 rad/s	
La pulsation propre ω	14,6635 rad/s	
La période propre T	0.4285 sec	

Tableau 6.4 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 03.

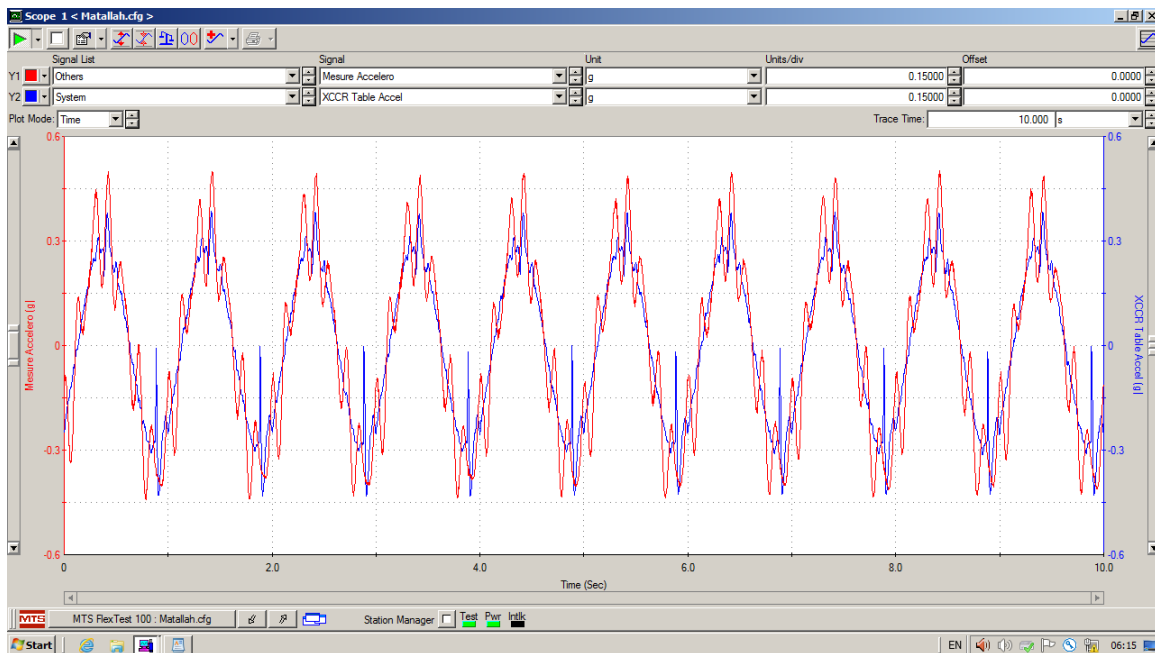


Figure 6.20 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 04).

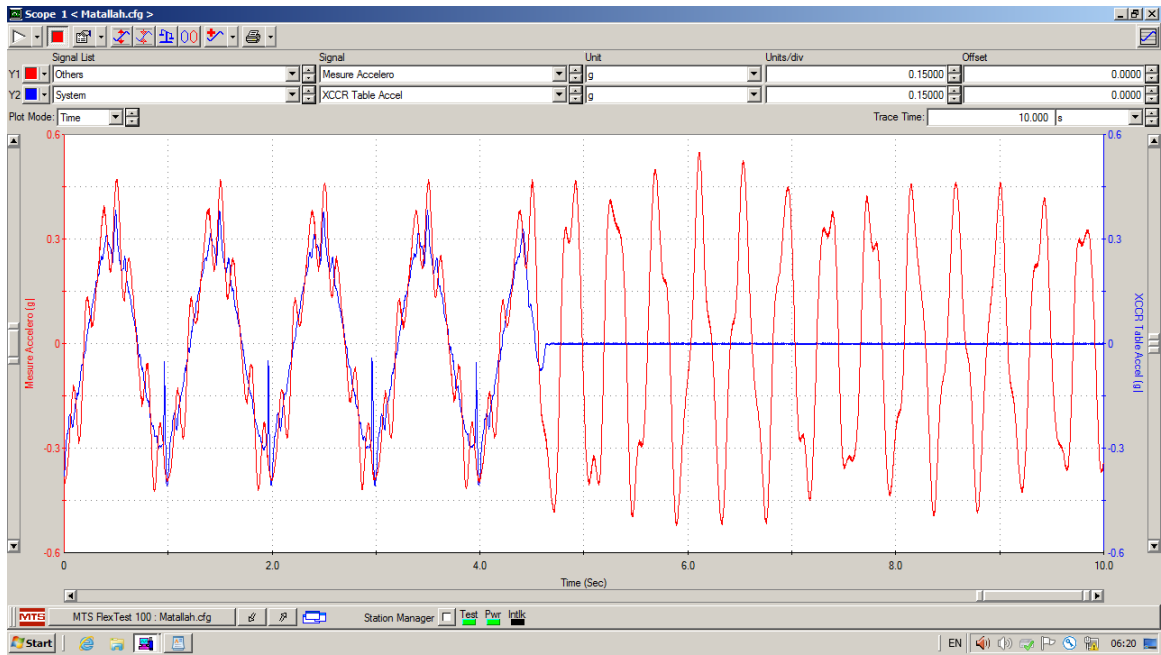


Figure 6.21 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 04).

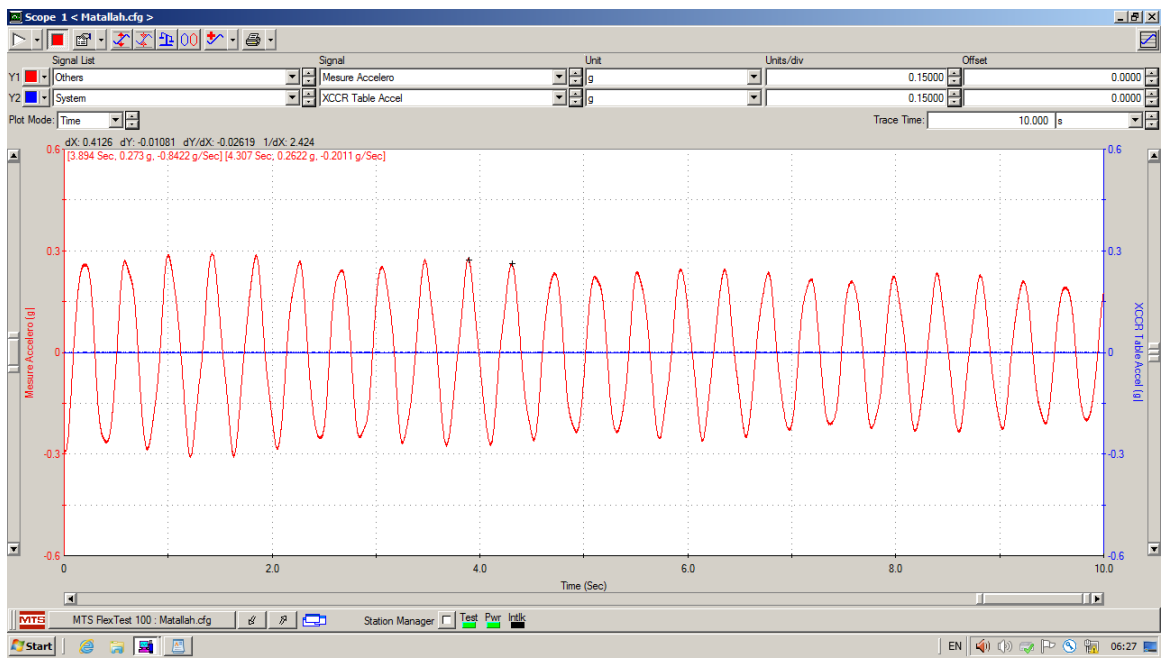


Figure 6.22: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

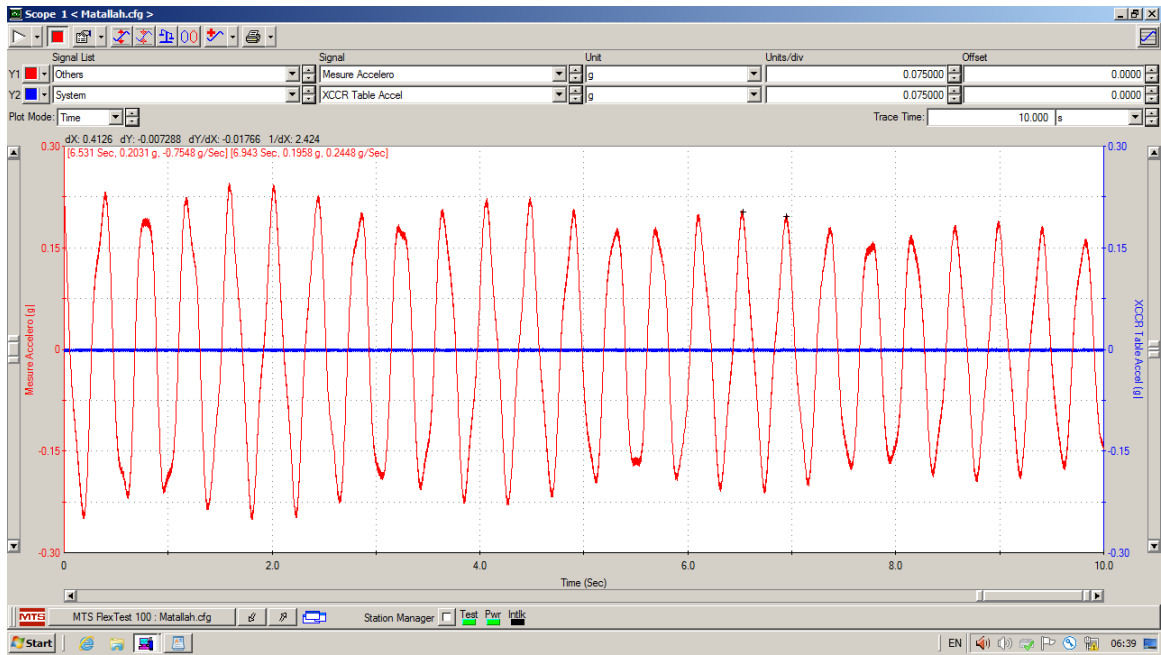


Figure 6.23: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

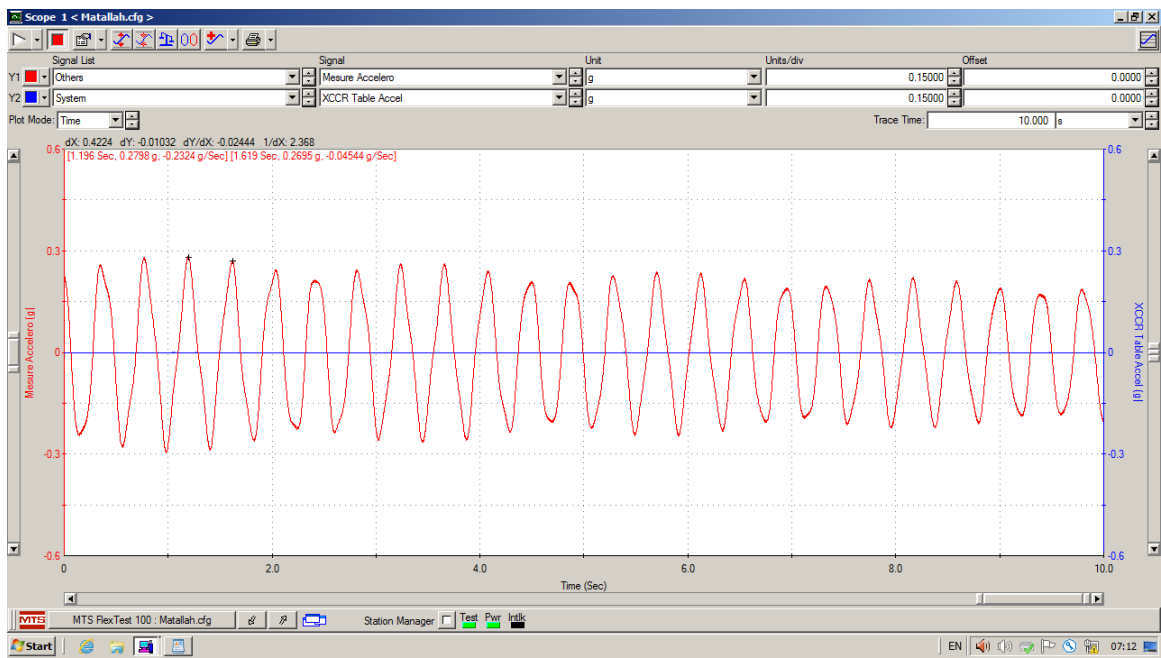


Figure 6.24 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 03).

Essais 04			
	Test 01	Test 02	Test 03
\ddot{U}_i	0,273	0,2031	0,2798

\ddot{U}_{i+1}	0,2622	0,1958	0,2695
Décrément logarithmique δ_m	0,0404	0,0366	0,0375
Amortissement ξ	0,0064	0,0058	0,0059
Amortissement %	0,61%		
T_i	3,894	6,531	1,196
T_{i+1}	4,307	6,943	1,619
Période ($T_{i+1} - T_i$)	0,413	0,412	0,423
La période amortie T_d	0,416 sec		
La pulsation amortie ω_d	15,1038rad /s		
La pulsation propre ω	15,1041 rad /s		
La période propre T	0.4159sec		

Tableau 6.5 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 04.

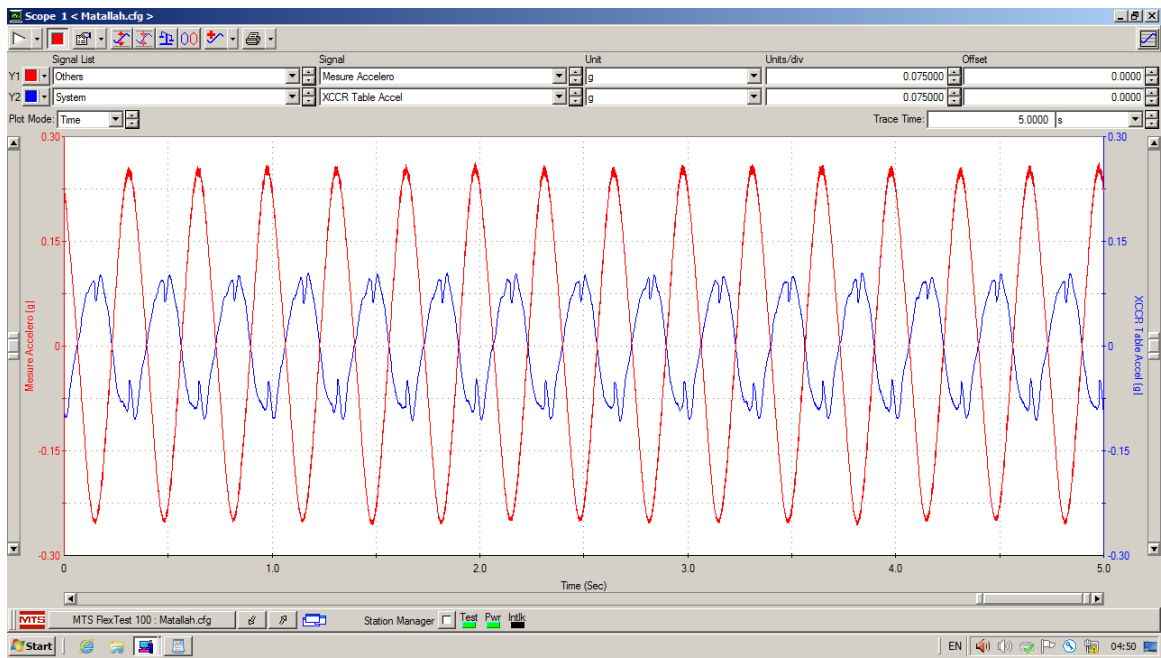


Figure 6.25 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques (Essai 05).

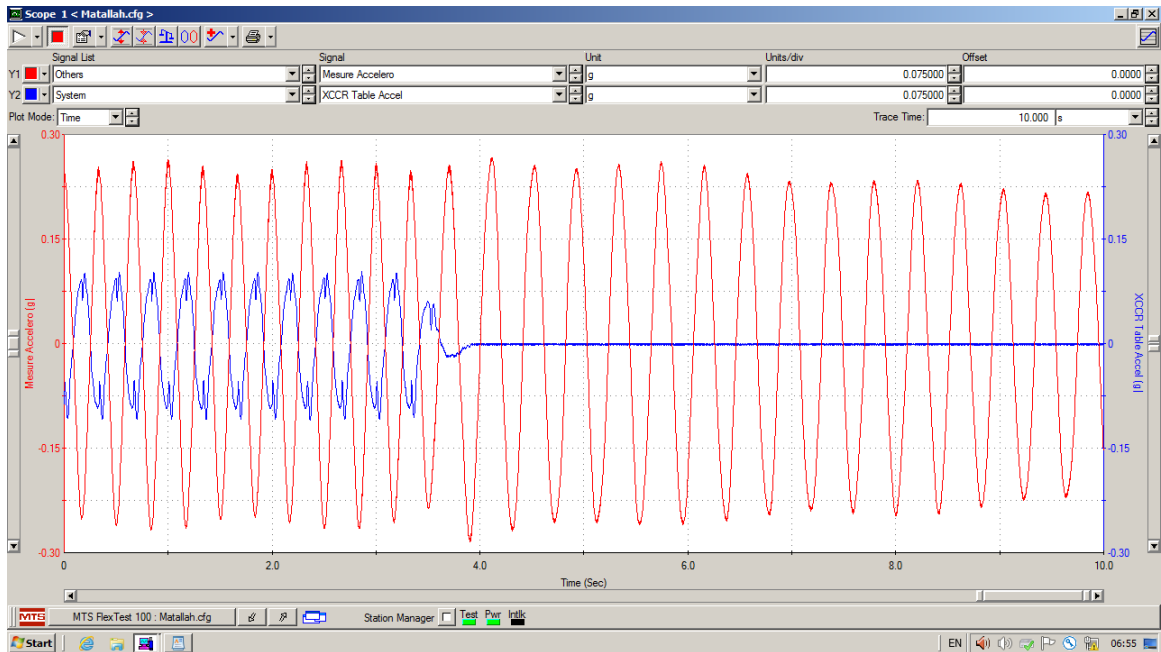


Figure 6.26 : Variation de l'accélération en vibrations harmoniques et libres (Essai 05).

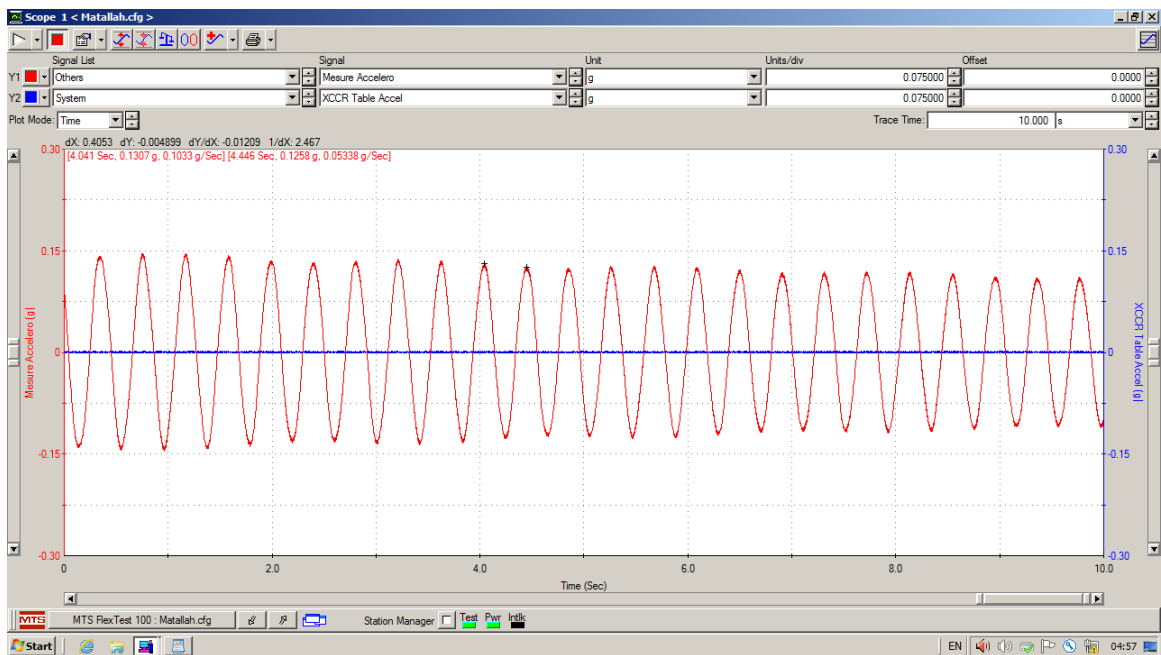


Figure 6.27: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 01).

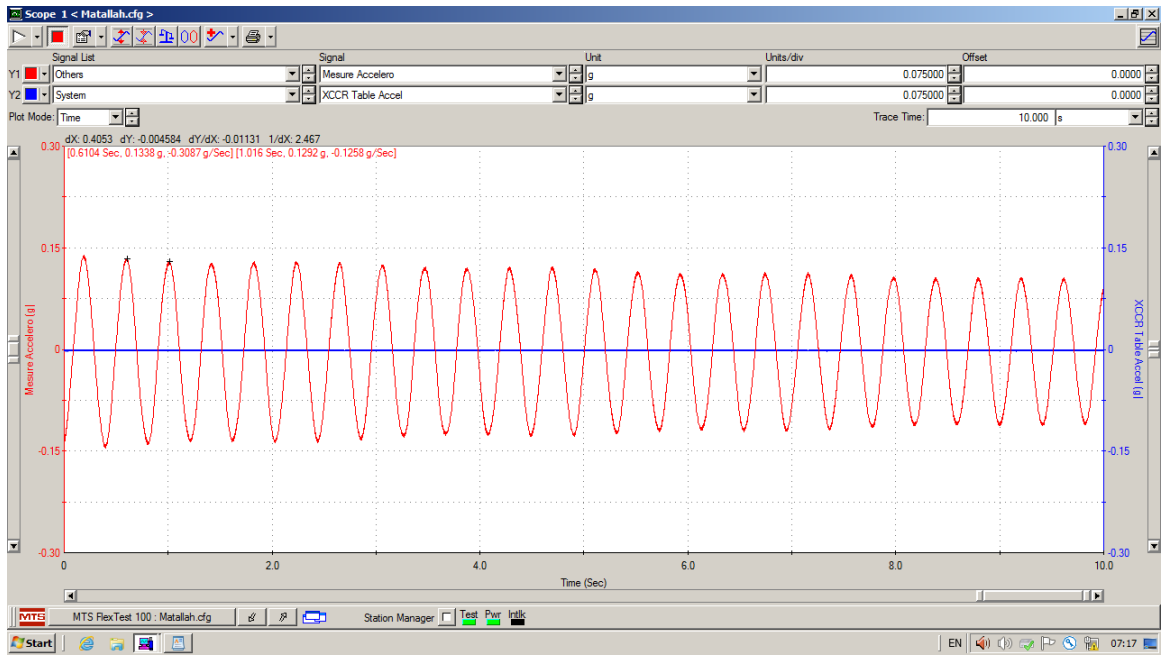


Figure 6.28: Variation de l'accélération en vibrations libres (test 02).

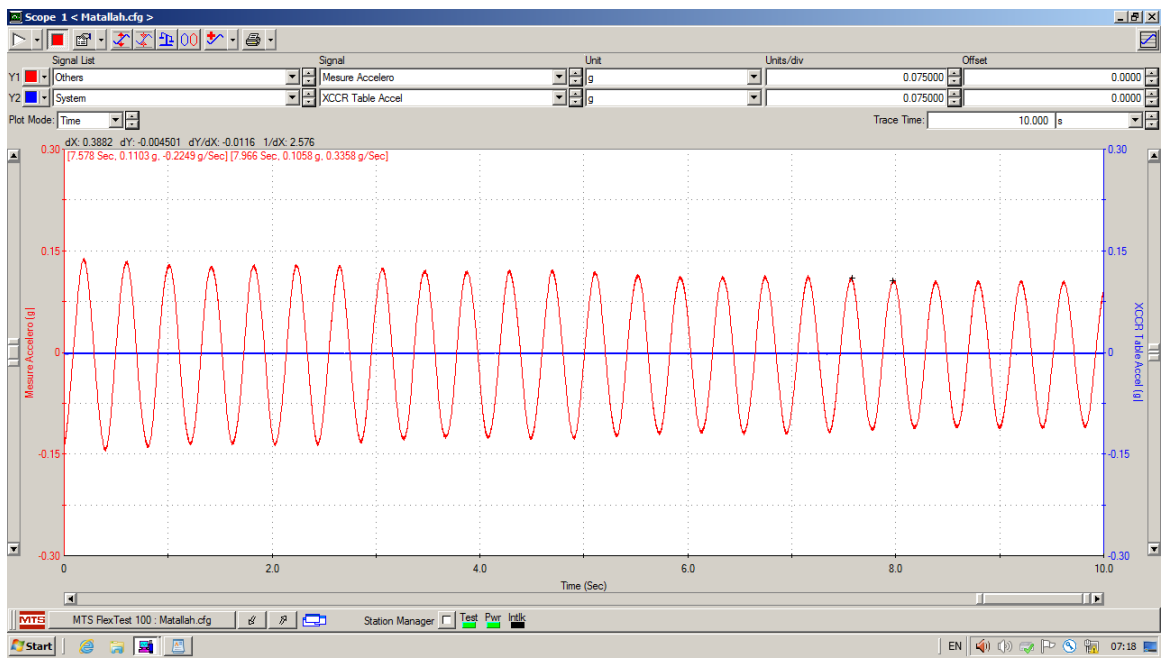


Figure 6.29 : Variation de l'accélération en vibrations libres (test 03).

Essais 05			
	Test 01	Test 02	Test 03
\ddot{U}_i	0,1307	0,1338	0,1103

\ddot{U}_{i+1}	0,1258	0,1292	0,1058
Décroissement logarithmique δ_m	0,0382	0,03498	0,04165
Amortissement ξ	0,00608	0,0056	0,0066
Amortissement %	0,61%		
Période T_i	4,041	0,6104	7,578
Période T_{i+1}	4,446	1,016	7,966
Période ($T_{i+1} - T_i$)	0,405	0,4056	0,388
La période amortie T_d	0,399533333 sec		
La pulsation amortie ω_d	15,7263 rad /s		
La pulsation propre ω	15,7266 rad /s		
La période propre T	0.3995 sec		

Tableau 6.6 : Caractéristiques dynamiques pour chaque test de l'essai 05.

3.1.3 Interprétation des résultats

À partir des résultats obtenus lors de nos essais expérimentaux, nous avons synthétisé les valeurs obtenues d'amortissement pour chaque essai dans un histogramme illustré à la figure (6.30).

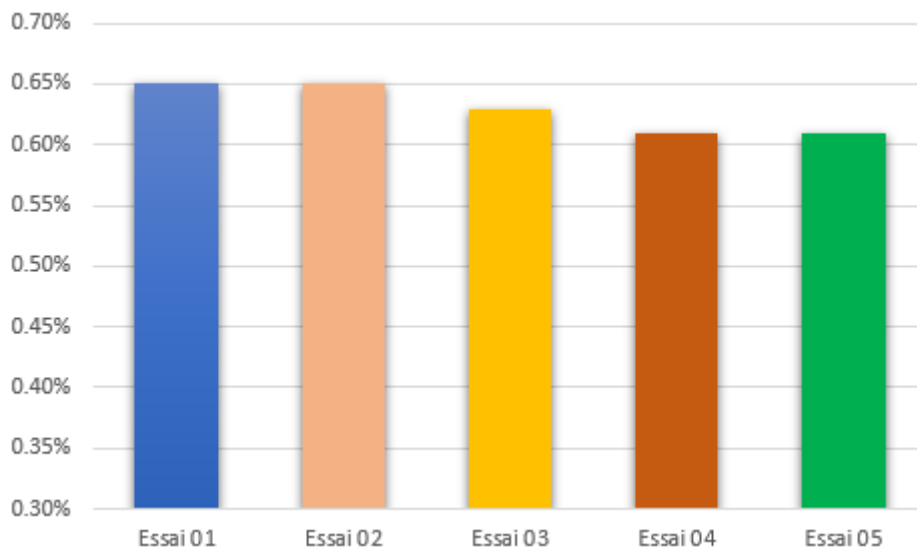


Figure 6.30 : Comparaison des amortissements obtenus par la méthode des décréments logarithmiques pour les cinq essais.

Nous avons observé que pour les quatre premiers essais, ayant tous une fréquence de 1 Hz mais des amplitudes différentes (37.3, 24.8, 49.7 et 74.5 mm), les résultats d'amortissement sont presque identiques, avec une différence minime se situant dans une fourchette de 0.61 % à 0.65 %. Lorsque nous avons modifié la fréquence pour le cinquième essai à 3 Hz avec une amplitude de 2.8 mm, nous avons encore constaté des valeurs d'amortissement similaires, dans la même fourchette que précédemment mentionnée. Ces observations indiquent que le changement d'amplitude et de fréquence a un léger impact sur la valeur de l'amortissement du spécimen.

Le tableau (Tableau 6.7) présente un résumé des résultats obtenus et calculés pour les 5 essais, notamment les valeurs d'amortissement et les caractéristiques dynamiques.

	Essai 01	Essai 02	Essai 03	Essai 04	Essai 05
L'amortissement ξ (%)	0,65	0,65	0,63	0,61	0,61
La période amortie T_D (sec)	0,4157	0,4095	0,4285	0,416	0,3995
La pulsation amortie ω_D (rad/s)	15,1129	15,3435	14,6632	15,1038	15,7263
La pulsation propre ω (rad/s)	15,1132	15,3439	14,6635	15,1041	15,7266
La période Propre T (sec)	0,4157	0,4095	0,4285	0,4159	0,39957

Tableau 6.7 : Résumé des caractéristiques dynamiques identifiés par la méthode du décrément logarithmique pour chaque essai.

À partir du Tableau (6.7), nous constatons que les pulsations propres calculées pour chaque essai en vibration libre se situent dans un intervalle étroit, allant de 15,11 à 15,72 rad/s. Cette gamme de valeurs est cohérente avec notre estimation antérieure de la pulsation propre du mode fondamentale à environ 15,43 rad/s, obtenue à partir des données de rigidité et de masse dans le Chapitre 04.

De plus, nous avons constaté que les périodes propres calculées pour les cinq essais en vibration libre se situent dans une plage de 0,399 à 0,428 s, et la valeur calculée dans

l'approche analytique de 0,407 s. Cette similitude entre les valeurs de période propre obtenues par l'essai en vibration libre et celles calculées dans l'approche analytique du Chapitre 04 souligne la précision de nos estimations de rigidité et de masse. En comparant ces résultats avec la période naturelle obtenue à partir des valeurs estimées de rigidité et de masse du système, nous pouvons évaluer la précision de ces propriétés et dans quelle mesure notre calcul représente fidèlement la structure réelle.

Concernant l'amortissement on trouve une moyenne de 0.63%

3.2 Méthode demi-puissance (bande passante)

3.2.1 Explication de la méthode

La courbe de la figure (6.31) présente la variation de l'amplitude de la réponse harmonique $\rho = \frac{P_0}{k} D$ en fonction du rapport de fréquence β . On c'est que $\rho_0 = \frac{P_0}{k}$. Ces paramètres sont détaillés au chapitre 3.

Cette courbe a une forme qui est contrôlée par la quantité d'amortissement dans le système, par conséquent, il est possible de déduire le taux d'amortissement à partir de plusieurs propriétés différentes de la courbe. L'une des méthodes les plus pratiques dans ce cas est la méthode demi-puissance ou de largeur de bande, où le taux d'amortissement est déterminé à partir des fréquences auxquelles l'amplitude de la réponse ρ est réduite au niveau de $1/\sqrt{2}$ fois sa valeur maximale ρ_{max} [45].

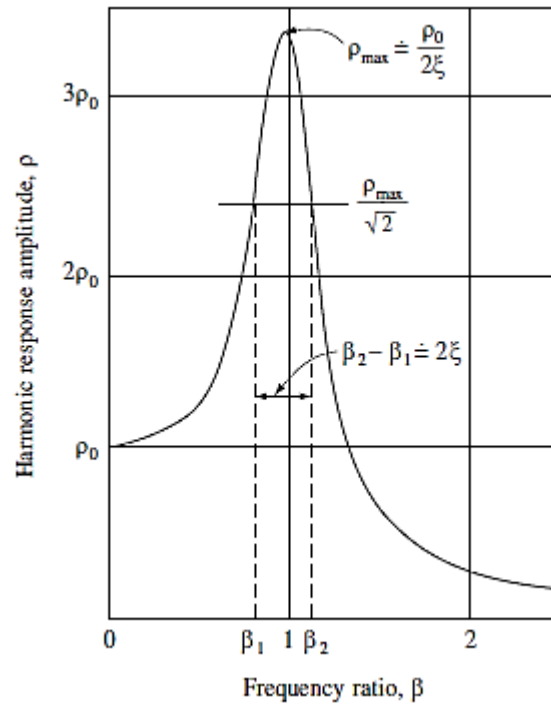


Figure 6.31 : Courbe de réponse en fréquence pour un système modérément amorti [45].

Nous rappelons du chapitre 3 que le coefficient d'amplification dynamique

$$D = [(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2]^{-1/2}$$

Son maximum de ce coefficient est atteint lorsque :

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

Le coefficient d'amplification maximum est :

$$D_{max} = \left[1/2\xi \sqrt{1 - \xi^2} \right] = \frac{1}{2\xi} \frac{\omega}{\omega_D}$$

Lorsque ρ est réduite au niveau de $1/\sqrt{2}$ fois sa valeur maximale ρ_{max} on a :

$$[(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2]^{-1/2} = (1/\sqrt{2}) \left[1/2\xi \sqrt{1 - \xi^2} \right]$$

En élevant les deux côtés de cette équation au carré et en résolvant l'équation quadratique résultante pour β^2 , on obtient :

$$\beta_{1,2}^2 = 1 - 2\xi^2 \mp 2\xi\sqrt{1 - \xi^2}$$

Ce qui, pour de petites valeurs d'amortissement dans la plage d'intérêt pratique, donne les rapports de fréquence :

$$\beta_{1,2} = 1 - \xi^2 \mp \xi\sqrt{1 - \xi^2}$$

En soustrayant β_1 de β_2 , on obtient :

$$\beta_2 - \beta_1 = 2\xi\sqrt{1 - \xi^2} = 2\xi$$

Tandis qu'en ajoutant β_1 et β_2 , on a :

$$\beta_2 + \beta_1 = 2(1 - \xi^2) = 2$$

En combinant ces équations, on obtient :

$$\xi = \frac{\beta_2 - \beta_1}{\beta_2 + \beta_1} = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1}$$

Où f_1 et f_2 sont les fréquences auxquelles les amplitudes de réponse sont égales à $1/\sqrt{2}$ fois l'amplitude maximale.

En utilisant cette relation le taux d'amortissement est déterminé directement par la figure (6.31), où une ligne horizontale est tracée sur la courbe à $1/\sqrt{2}$ fois sa valeur maximale. Il est évident que cette méthode d'obtention du taux d'amortissement requiert que la courbe de réponse en fréquence soit obtenue avec précision à son maximum et au niveau $\rho_{max}/\sqrt{2}$ [45].

Pour clarifier pourquoi la méthode ci-dessus est couramment appelée méthode demi-puissance, considérant la puissance moyenne absorbée dans le temps fourni par la charge appliquée, qui doit être égale au taux moyen correspondant de dissipation d'énergie provoqué par la force d'amortissement $F_D(t) = c\dot{u}(t)$. Sous la condition harmonique en

régime permanent à la fréquence ϖ où l'amplitude de réponse du déplacement est ρ , le taux moyen de la dissipation d'énergie est :

$$P_{avg} = \frac{c\varpi}{2\pi} \int_0^{2\pi/\varpi} \dot{v}(t)^2 dt = c\varpi^2 \left[\frac{\varpi}{2\pi} \int_0^{2\pi/\varpi} v(t)^2 dt \right] = \xi m \omega \varpi^2 \rho^2$$

Ce qui montre que la puissance moyenne absorbée correspondante est proportionnelle à $\beta^2 \rho^2$. Ainsi, lorsque $\rho_1 = \rho_2 = \rho_{peak}/\sqrt{2}$, les puissances moyennes absorbées aux rapports de fréquence β_1 et β_2 sont :

$$\rho_{\beta_1} = \left(\frac{\beta_1}{\beta_{peak}} \right)^2 \frac{P_{peak}}{2} \qquad \rho_{\beta_2} = \left(\frac{\beta_2}{\beta_{peak}} \right)^2 \frac{P_{peak}}{2}$$

Où le pic est donné par l'équation $\beta_{peak} = \sqrt{1 - 2\xi^2}$. Bien que la puissance absorbée moyenne à β_1 soit légèrement inférieure à la moitié de la puissance absorbée au pic, et que la puissance absorbée moyenne à β_2 soit légèrement supérieure, la valeur moyenne de ces deux puissances moyennes est très proche de la moitié de la puissance absorbée au pic [45].

3.2.2 Détermination de l'amortissement pour un spécimen à 3 DDL par la méthode de demi-puissance

Pour déterminer l'amortissement du spécimen à 3 degrés de liberté en utilisant la méthode de demi-puissance, il est essentiel de tracer sa réponse en fréquence. Pour cela, nous utilisons un enregistrement de bruit blanc, qui est un signal aléatoire couvrant toutes les fréquences propres du spécimen. L'enregistrement du bruit blanc est réalisé en excitant la structure du spécimen à ses fréquences propres, avec une intensité faible pour éviter d'endommager le spécimen. Cet enregistrement de bruit blanc capture la réponse temporelle du spécimen à l'excitation.

Ensuite, nous transformons la réponse temporelle en réponse fréquentielle (voir figure 6.32) à l'aide de la transformée de Fourier. Cette étape permet de convertir la réponse temporelle en une représentation fréquentielle qui montre les fréquences propres du spécimen et leur amplitude relative.

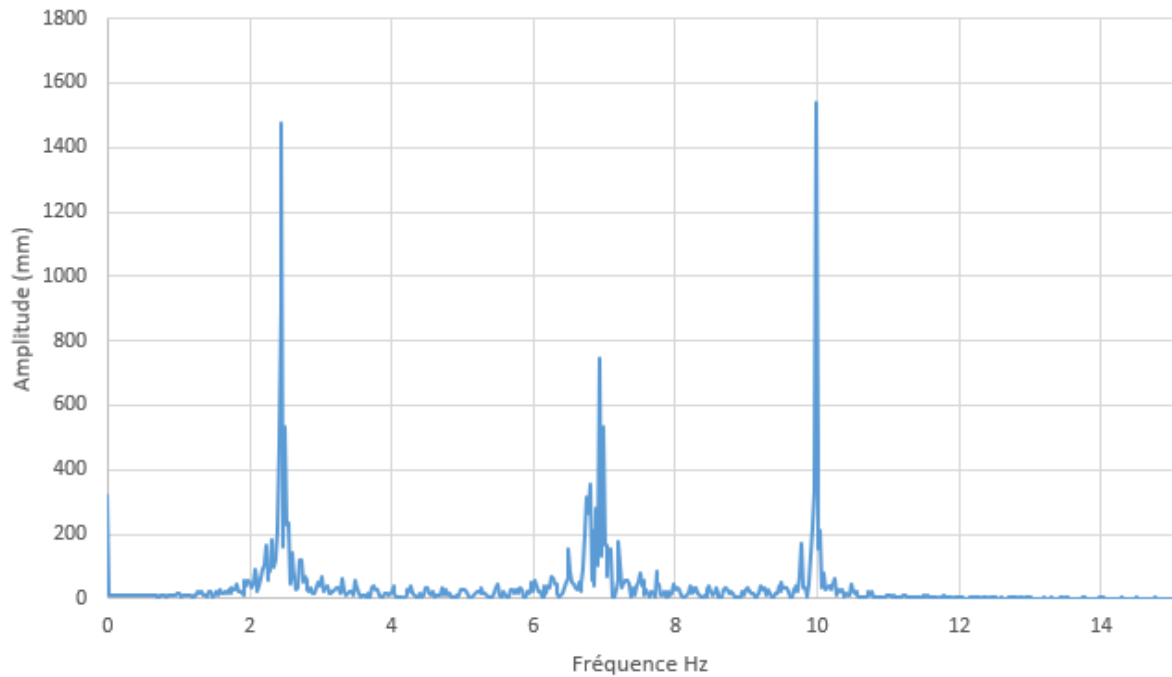


Figure 6.32 : Réponse en Fréquence du spécimen au bruit blanc.

Ensuite, après avoir obtenu la réponse en Fréquence à partir de l'enregistrement du bruit blanc, nous identifions les fréquences propres du spécimen, correspondant aux pics de la courbe. Pour chaque mode, nous appliquons la méthode de demi-puissance en utilisant la relation exposée précédemment.

Pour calculer l'amortissement du premier mode par la méthode de demi-puissance, nous commençons par prendre la valeur maximale d'amplitude en fonction de la fréquence propre du spécimen. Ensuite, cette valeur est multipliée par $\frac{\sqrt{2}}{2}$. Nous projetons ensuite cette valeur sur l'axe des fréquences pour identifier les fréquences $f_1 = 2,437 \text{ Hz}$ et $f_2 = 2,462 \text{ Hz}$ où les amplitudes de réponse atteignent $\frac{1}{\sqrt{2}}$ fois l'amplitude maximale voir figure (6.33). Nous calculons le taux d'amortissement pour le premier mode selon la formule :

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{f_2 + f_1}$$

$$\xi = \frac{2,462 - 2,437}{2,462 + 2,437} = 0,51\%$$

Pour le deuxième et le troisième mode, nous procédons de la même manière que pour le premier mode afin de calculer le taux d'amortissement, en utilisant les figures 6.34 et 6.35.

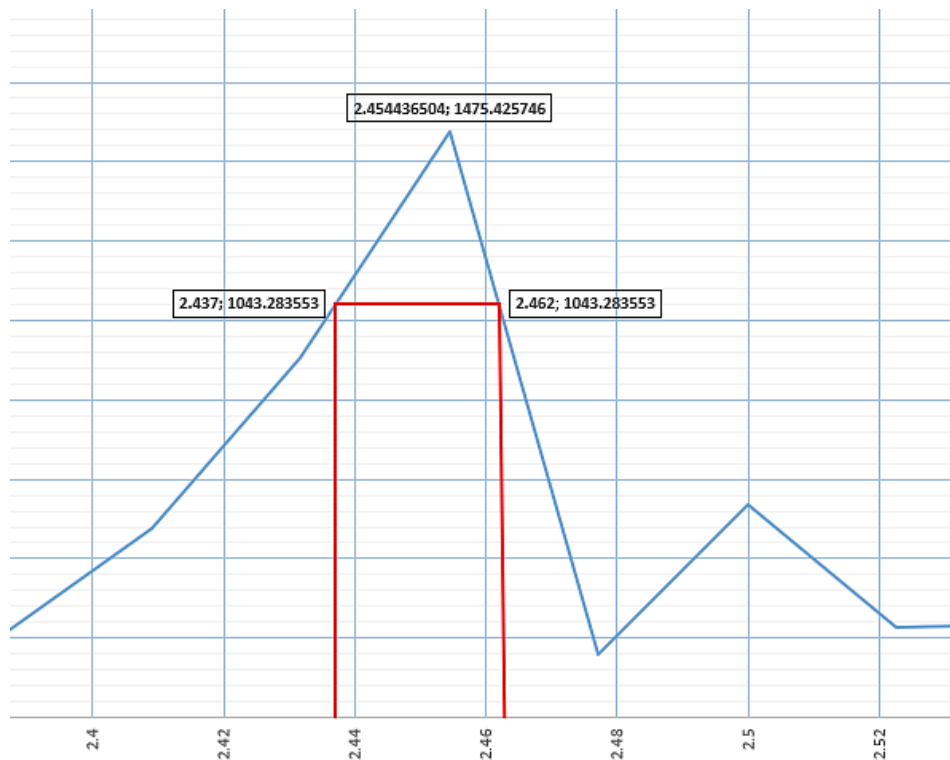


Figure 6.33 : La réponse en fréquence pour déterminer le taux d'amortissement pour le premier mode.

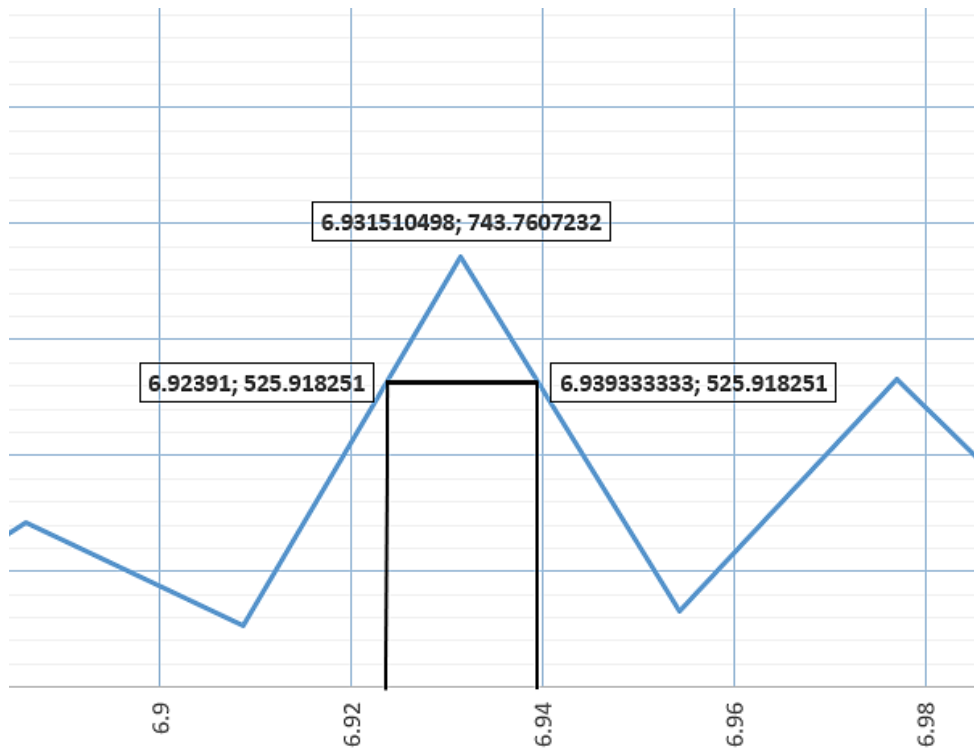


Figure 6.34 : La réponse en fréquence pour déterminer le taux d'amortissement pour le deuxième mode.

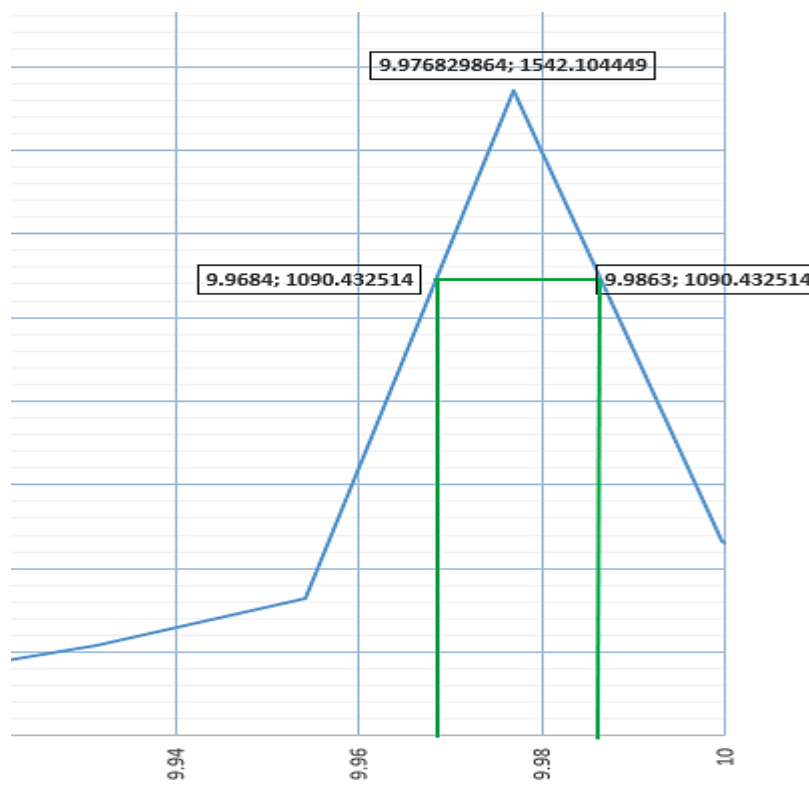


Figure 6.35 : La réponse en fréquence pour déterminer le taux d'amortissement pour le troisième mode.

Nous avons répertorié dans le tableau (6.8).

Amplitude max		Amplitude max $\times \frac{1}{\sqrt{2}}$	Fréquence (Hz)		L'amortissement (%)
Amplitude max 1	1475,4257	1043,2835	f1	2,437	0,51
			f2	2,462	
Amplitude max 2	743,7607	525,9182	f1	6,92391	0,11
			f2	6,9393	
Amplitude max 3	1542,1044	1090,4325	f1	9,9684	0,08
			f2	9,9863	

Tableau 6.8 : Résultats de calcul d'amortissement pour chaque mode par la méthode de demi puissance.

D'après le tableau (6.8), qui présente les amplitudes maximales et les fréquences utilisées pour calculer l'amortissement par la méthode de la demi-puissance, il est notable que l'amortissement pour le premier mode est significativement plus élevé, estimé à 0,51 %. Ceci est cohérent avec le fait que le premier mode correspond au mode fondamental.

En revanche, les deuxième et troisième mode présentent des niveaux d'amortissement plus faibles, avec des estimations de 0,11 % et 0,08 % respectivement. Cette observation suggère que l'amortissement diminue pour les modes supérieures.

3.3 Comparaison des amortissements obtenus par la méthode de décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance

Suite à l'analyse comparative de l'amortissement obtenu par deux méthodes différentes, le décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance. L'amortissement calculé par la méthode de demi-puissance, estimé à 0,51 % pour le premier mode (mode fondamental), est comparé à celui déterminé par la méthode du décrétement logarithmique, qui se situe dans une fourchette de 0,61 à 0,65 %. Bien que les résultats se trouvent dans des plages similaires, une légère différence de 0,1 % minimum est notée. Cette différence peut être attribuée aux spécificités des deux méthodes. La méthode de demi-puissance, souvent

privilegiée dans les systèmes à plusieurs degrés de liberté, est considérée comme plus fiable pour estimer l'amortissement. En revanche, la méthode du décrétement logarithmique, adaptée aux systèmes à un seul degré de liberté, offre une estimation légèrement différente, mais reste une approche précise pour ces types de systèmes. Ainsi, le choix de la méthode d'analyse dépend largement de la complexité et de la nature du système étudié.

4 Conclusion

En conclusion, notre étude souligne l'importance cruciale de la détermination de l'amortissement pour les systèmes à plusieurs degrés de liberté. En utilisant à la fois la méthode de décrétement logarithmique et la méthode de demi-puissance. Cette dernière est avérée particulièrement fiable pour les systèmes complexes à plusieurs degrés de liberté, tandis que la méthode de décrétement logarithmique, bien qu'un peu moins précise dans ce contexte, reste une option valable, notamment pour les systèmes à un seul degré de liberté. De plus, nous avons observé que dans la méthode de demi-puissance, l'amortissement diminue pour les modes supérieurs.

Les essais de vibration libre ont également confirmé la validité de nos estimations des périodes amorties et propres identifiés expérimentalement, étant en accord étroit avec celles dérivées analytiquement des propriétés de rigidité et de masse du spécimen. Cette concordance entre les résultats expérimentaux et théoriques renforce la robustesse de nos méthodes analytiques en présentant fidèlement le comportement réel du spécimen.

Conclusion Générale

Conclusion générale

En conclusion, ce mémoire de fin d'études vise à déterminer les caractéristiques dynamiques, telles que l'amortissement, d'un spécimen à trois degrés de liberté à l'aide de la table vibrante du laboratoire de recherche RISAM de l'université de Tlemcen. Des mesures de la réponse dynamique du spécimen étudié ont été réalisées.

À travers cette étude expérimentale, nous avons confirmé les résultats analytiques et numériques à l'aide de plusieurs méthodes. Après une analyse approfondie de ce mémoire, il apparaît évident que les tables vibrantes jouent un rôle essentiel dans l'ingénierie parasismique. Ces dispositifs permettent de simuler avec précision les effets des séismes sur les structures, offrant ainsi des données capitales pour l'amélioration de la résistance sismique des bâtiments et infrastructures. Grâce aux avancées technologiques et aux recherches continues, les tables vibrantes sont devenues des outils incontournables pour les ingénieurs, leur permettant de concevoir des solutions innovantes et robustes face aux aléas sismiques. Cette étude nous permet de conclure plusieurs aspects concernant le comportement vibratoire de ce spécimen.

En Algérie, l'étude du comportement des structures soumises à des chargements imposés à la base pour simuler les séismes à l'aide d'une table vibrante n'est pas encore largement développée. Bien que le pays soit sujet à un risque sismique significatif, comme en témoignent des événements historiques marquants, la recherche s'est principalement concentrée sur la résistance des structures aux séismes majeurs par des moyens plus traditionnels. L'importance de comprendre et d'analyser le comportement des structures face à des chargements sismiques simulés, même de faible intensité, est pourtant reconnue dans la communauté scientifique. Ces études, bien que peu nombreuses en Algérie, permettraient de mieux appréhender la réponse des structures aux excitations sismiques, y compris les effets de la dynamique des sols et de la propagation des ondes. Le développement de la recherche sur les essais sur table vibrante pourrait jouer un rôle essentiel pour améliorer la sécurité et la durabilité des structures face aux risques sismiques.

En effet, on a commencé d'abord par une revue bibliographique est consacré à l'étude des structures parasismiques avec des tables vibrantes, l'amortissement et la fréquence, ainsi

que les lois de similitude entre structure réelle et modèle réduit ou spécimen. L'objectif principal de cette revue bibliographique est de fournir aperçu sur les dernières études et des avancées dans le domaine du génie parasismique, en mettant en évidence l'importance de l'utilisation des tables vibrantes, des méthodes d'amortissement et des lois de similitude pour mieux comprendre le comportement des structures face sous chargement sismique.

En particulier, cette revue bibliographique explore les différentes méthodes expérimentales, numériques et théoriques utilisées pour déterminer les caractéristiques dynamiques des structures parasismiques, ainsi que les différentes approches pour mesurer et optimiser l'amortissement et l'impact de la fréquence de résonance sur le comportement des structures en cas de tremblement de terre. Il examine également les lois de similitude entre modèle réelle et spécimen, qui sont essentielles pour garantir la validité des essais sur maquette et pour transposer les résultats à l'échelle du prototype.

D'autre part, les essais sismiques réalisés à l'aide de tables vibrantes sont cruciaux afin d'anticiper le comportement des structures en génie civil lors de séismes. Les tables vibrantes permettent de simuler diverses conditions sismiques, offrant une large gamme de scénarios pour les tests. Nous avons abordé une vue d'ensemble des tables vibrantes dans le monde, en mentionnant précisément ceux installées en Algérie. Nous avons structuré cela en trois parties principales, à savoir :

- Retracer l'évolution des tables vibrantes, depuis les premiers dispositifs manuels d'origine japonaise du 19^{ème} siècle jusqu'à leur adoption et amélioration aux États-Unis et en Europe.
- Décrire les caractéristiques techniques des tables vibrantes les plus avancées dans le monde, en termes de degrés de liberté, capacité de charge, déplacement, vitesse, accélération et fréquence.
- Présenter en détail les installations de tables vibrantes en Algérie, notamment la table de Chlef, le laboratoire RISAM de l'université de Tlemcen et le CGS, en soulignant leurs capacités uniques pour simuler précisément les excitations sismiques en laboratoire.

Par la suite, nous avons établi une description détaillée sur la dynamique des structures, les bases essentielles pour comprendre les caractéristiques dynamiques des structures sous des forces externes comme les vibrations et les charges sismiques. Nous avons exploré deux types de systèmes : les systèmes à un seul degré de liberté (SDDL) et les systèmes à plusieurs degrés de liberté (SPDDL).

Pour les systèmes (SDDL), permettant d'analyser des réponses dynamiques fondamentales telles que la fréquence propre, l'amortissement critique et la réponse transitoire. Les équations de mouvement et les méthodes d'analyse associées ont été présentées en détail, fournissant une compréhension claire des principes dynamiques de base.

En ce qui concerne les systèmes (SPDDL). L'analyse de ces systèmes implique la détermination des modes propres de vibration, la superposition modale et la résolution des équations matricielles de mouvement. Des techniques d'analyse modale ont été discutées pour comprendre le comportement dynamique global des structures complexes. L'étude des équations différentielles du mouvement, des méthodes d'analyse modale, et l'importance de la base modale ont été soulignées, démontrant l'utilité des techniques analytiques et numériques.

Par conséquent, nous avons réalisé une étude qui s'intéresse à l'essai expérimentale et analytique, numérique du comportement dynamique du spécimen à 3 degrés de liberté. L'objectif principal de cette étude est de déterminer les propriétés dynamiques de la structure dans le contexte de la dynamique des structures. L'étude expérimentale a été réalisée sur une table vibrante de RISAM à l'université de Tlemcen, où le spécimen a été exposé à des vibrations contrôlées afin de recueillir des données réelles sur son comportement vibratoire. Les résultats obtenus grâce à l'approche analytique incluent la détermination théorique des fréquences propres et des modes de vibration à l'aide des matrices de rigidité et de masse, ainsi que le calcul des réponses dynamiques en termes de déplacements et d'accélération maximales par la méthode modale temporelle et la méthode de racine carrée de la somme des carrés (SRSS). Les essais expérimentaux ont fourni des données de référence essentielles pour valider les analyses théoriques et numériques, en montrant des variations d'accélération à différents niveaux de la structure sous des excitations sismiques contrôlées, permettant ainsi une meilleure compréhension

du comportement réel du spécimen. Les résultats obtenus par l'approche numérique comprennent la détermination numérique des fréquences propres et des modes de vibration à l'aide du logiciel SAP2000, ainsi que le calcul des réponses dynamiques en termes de déplacements et d'accélération maximales par la méthode de superposition modale et la méthode d'intégration directe. De plus, le modèle numérique du spécimen réalisé avec SAP2000 a permis de simuler son comportement dynamique sous des conditions similaires à celles des essais expérimentaux, fournissant ainsi des informations supplémentaires sur son comportement vibratoire.

La comparaison entre les approches analytique, expérimentale et numérique a mis en évidence plusieurs points clés :

- Les résultats numériques et expérimentaux étaient étroitement alignés, confirmant la validité de l'approche numérique (méthode d'intégration directe) par rapport aux essais réels.
- Bien que les analyses analytiques fournissent une bonne compréhension théorique, les résultats obtenus par la méthode modale temporelle sont similaires à ceux des essais expérimentaux.
- Les essais expérimentaux restent essentiels pour valider et affiner les approches théoriques et numériques, garantissant ainsi une évaluation plus fiable des performances dynamiques des structures.
- La participation massique modale est calculée avec l'approche analytique et numérique pour chaque mode vibratoire, ce qui permet de confirmer que le premier mode est le mode fondamental.
- La combinaison des trois approches a permis une évaluation fiable du comportement dynamique du spécimen.

Finalement, nous avons souligné l'importance de la détermination de l'amortissement dans les systèmes physiques en génie civil, en particulier pour ceux à plusieurs degrés de liberté. En combinant la méthode de décrément logarithmique, se basant sur des essais en vibration libre, et la méthode de demi-puissance qui s'appuyant sur la réponse du spécimen sous un bruit blanc, nous avons pu obtenir des estimations précises de l'amortissement, essentielles

pour comprendre et prédire le comportement dynamique des structures sous diverses forces externes.

Il semble que la méthode de décrétement logarithmique, bien qu'ayant été initialement conçue pour les systèmes à un seul degré de liberté, ait été surpassée par la méthode de demi-puissance pour ces systèmes complexes. Cette dernière offre une estimation plus précise de l'amortissement. La comparaison des taux d'amortissement calculés par les deux méthodes montre une légère différence entre les résultats.

Les essais de vibration libre ont confirmé la validité de nos estimations d'amortissement, en montrant une concordance étroite entre les périodes amorties calculées expérimentalement et celles dérivées analytiquement des propriétés de rigidité et de masse du spécimen. Cette cohérence renforce la robustesse de méthodes analytiques utilisées, démontrant leur capacité à représenter fidèlement le comportement réel du spécimen.

Perspectives

Pour les recherches futures, nous pensons qu'il est essentiel d'évaluer les paramètres dynamiques des infrastructures stratégique tel que les viaducs, les barrages et les tunnels.

Un autre aspect qui peut être investi, celui de contribuer à l'amélioration des modèles analytiques et numériques en intégrant des paramètres plus complexes, tels que les non-linéarités, afin de garantir la précision de l'étude.

De plus, pour déterminer l'amortissement des systèmes à plusieurs degrés de liberté, il est recommandé d'utiliser la troisième méthode, celle de l'amplification résonante, qui pourrait offrir des résultats plus précis et adaptés aux structures complexes.

Références bibliographiques

- [1] Liao, W. I., Mualla, I., & Loh, C. H. (2004). Shaking-table test of a friction-damped frame structure. *Structural Design of Tall and Special Buildings*, 13(1), 45–54. <https://doi.org/10.1002/tal.232>
- [2] (Saad & Blida, 2013)Saad, U., & Blida, D. D. E. (2013). *IDENTIFICATION DES CARACTERISTIQUES*.
- [3] Faking quakes at full scale: Giant shake tables simulate earthquakes to make buildings safer (earthmagazine.org)
- [4] Hamdaoui, K., Boumechra, N., & Ayad, M. (2018). *Identification des caractéristiques dynamiques d ' un modèle réduit par la. December 2020.*
- [5] (Li et al., 2019)Li, S., Wu, C., & Kong, F. (2019). Shaking Table Model Test and Seismic Performance Analysis of a High-Rise RC Shear Wall Structure. *Shock and Vibration*, 2019. <https://doi.org/10.1155/2019/6189873>
- [6] Nadjib, S. (2020). *Etude expérimentale et numérique d ' une maquette en acier formé à froid.*
- [7] (Nishida et al., n.d.)Nishida, H., Unjoh, S., & Nagaya, K. (n.d.). *Shaking Table Test of Rc Column.*
- [8] Time history shaking table test and seismic performance analysis of Industrialised Building System (IBS) block house subsystems - ScienceDirect
- [9] (Isaac et al., 2021)Isaac, K., Cornejo, D., & Francisco, S. (2021). *Design of a single-axis shake table and development of its computational simulation. May.*
- [10] Dows, M. Q., & Al-Baghdadi, H. A. (2023). Dynamic response of a two-story steel structure subjected to earthquake excitation by using deterministic and nondeterministic approaches. *Journal of the Mechanical Behavior of Materials*, 32(1). <https://doi.org/10.1515/jmbm-2022-0261>
- [11] Mikael, A. (2011). *Evaluation des paramètres physiques des bâtiments : amortissement, fréquences et modes de comportement des structures de génie civil : approche expérimentale.*
- [12] Bonnefoy-Claudet, S.2004 Nature du bruit de fond sismique : implications pour les études des effets de site. PhD thesis, UJF, Grenoble, France, France.

- [13] Carder, D. 1936 Observed vibrations of buildings. *Bulletin of the Seismological Society of America* 26 (3), 245-277.
- [14] Dunand, F. 2005 Pertinence du bruit de fond sismique pour la caractérisation dynamique et à l'aide au diagnostic sismique. PhD thesis, UJF, Grenoble, France.
- [15] Jacobsen, L. 1930 Steady forced vibration as influenced by damping. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* 52 (15), 169-181.
- [16] Hart, G. & Vasudevan, R. 1975 Earthquake design of buildings : damping. *Journal of the Structural Division* 101 (1), 11-30.
- [17] Jeary, A. 1986 Damping in tall buildings, a mechanism and a predictor. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 14, 733-750.
- [18] Tamura, Y., Yamada, M. & Yokota, H. 1994 Estimation of structural damping of buildings. *Proceedings of Structures Congress XII*.
- [19] Lagomarsino, S. 1993 Forecast models for damping and vibration periods of buildings. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 48 (2-3), 221-239.
- [20] Guéguen, P. 2000 Interaction sismique entre le sol et le bâti : de l'Interaction Sol-Structure à l'Interaction Site-Ville. PhD thesis, UJF, Grenoble, France.
- [21] Todorovska, M. & Al Rjoub, Y. 2009 Environmental effects on measured structural frequencies-model prediction of short-term shift during heavy rainfall and comparison with full-scale observations. *Structural Control and Health Monitoring* 16 (4),406-424.
- [22] Yuen, K. & Kuok, S. 2010 Ambient interference in long-term monitoring of buildings. *Engineering Structures* 32 (8), 2379-2386.
- [23] Trifunac, M., Ivanovic, S. & Todorovska, M. 2001a Apparent periods of a building. I : Fourier analysis. *Journal of Structural Engineering* 127 (5), 517-526.
- [24] Todorovska, M. 2009a Seismic interferometry of a soil-structure interaction model with coupled horizontal and rocking response. *Bulletin of the Seismological Society of America* 99 (2A), 611-625.

- [25] (*L'analyse Dimensionnelle: Un Outil Pour Conduire Des Changements d'échelle Raisonnés*, n.d.)*L'analyse dimensionnelle: un outil pour conduire des changements d'échelle raisonnés*. (n.d.).
- [26] Guo, M., Chen, X., & Zeng, J. (2023). Design method of frequency similarity relation for shaking table model test. *Frontiers in Earth Science*, 11(February), 1–7. <https://doi.org/10.3389/feart.2023.1126725>
- [27] Boubou Cisse, Stephane Luchini, J. P. M. (2006). To cite this version: *Revue Teledetection*, 8(1), 17–34.
- [28] Ciblac, T. (2010). *Modélisations Analyse dimensionnelle et lois de similitude*. 1–10. <http://www.paris-lavillette.archi.fr/s5a/supports-de-cours/>
- [29] *Analyse dimensionnelle et similitude Plan du chapitre 5 Définitions : Exemple*: (n.d.). 5.
- [30] (Ali, H. (2009). Half Scale Three-Storey Infilled RC Building; A Comparison of Experimental and Numerical Models. *Master Thesis, Istituto Univeritario Di Studi Superiori Universit` a Degli Studi Di Pavia*.
- [31] Severn, R. T. (2010). The Contribution of Shaking Tables to Early Developments in Earthquake Engineering. *Geotechnical, Geological and Earthquake Engineering*, 17, 383–409. https://doi.org/10.1007/978-90-481-9544-2_16
- [32] Baker, J. W. (2007). Measuring bias in structural response caused by ground motion scaling. *Pacific Conference on Earthquake Engineering*, 056, 1–6. <https://doi.org/10.1002/eqe>
- [33] Algerienne, R., Et, D., La, P. D. E., Vibrante, T., Et, D. E. R., Du, M., & Cible, S. (n.d.). *Année universitaire : 2021 - 2022*. 2021–2022.
- [34] (Cas et al., n.d.)Cas, V., Table, D. E. L. A., Du, V., & Mahmoud, B. (n.d.). *Evaluation des performances des enseignants*. 1–134.
- [35] (*Article TV de Chlef.Pdf*, n.d.)*article TV de chlef.pdf*. (n.d.).

- [36] (Bechtoula et al., 2014)Bechtoula, H., Airouche, A., Aknouche, H., Kibboua, A., Remki, M., & Kehila, F. (2014). Performance and Overview of the New 6 DofShaking Table of C . G . S-Algeria. *Second European Conference on Earthquake Engineering and Seismology, August, 2–4*.
- [37] Algerienne, R., Et, D., Des, I. E., Dynamiques, C., & Structures, D. E. S. (2023). *Remerciements*.
- [38] (Cas et al., n.d.)Cas, V., Table, D. E. L. A., Du, V., & Mahmoud, B. (n.d.). *Evaluation des performances des enseignants*. 1–134.
- [39] Manual, U. (n.d.). *Uniaxial / Biaxial Seismic Testing with 793 Control*.
- [40] *100-066-958 a*. (n.d.).
- [41] Reference, S. (n.d.). *STEX Pro*.
- [42] Chahdi, H. (2013). *Etude Bibliographique*. 4–36.
- [43] (Pecker, 2010)Pecker, A. (2010). *Dynamique des structures et des ouvrages*. 2008.
- [44] (Algerienne & Et, 2021)Algerienne, R., & Et, D. (2021). *Dynamiques des structures : Systèmes à plusieurs degrés de liberté*.
- [45] (Humar, 2012)Humar, J. L. (2012). Dynamics of Structures, Third Edition. *Dynamics of Structures, Third Edition*, 1–1019. <https://doi.org/10.1201/b11772>
- [46] (*Dynamics_of_Structures_-_Anil_K_Chopra.Pdf*, n.d.)*Dynamics_of_Structures_-_Anil_K_Chopra.pdf*. (n.d.).

