



Modélisation dynamique du système main-bras en régime vibratoire

François Bermond

► To cite this version:

François Bermond. Modélisation dynamique du système main-bras en régime vibratoire. Biomécanique [physics.med-ph]. Université Claude Bernard Lyon 1, 1990. Français. <NNT : >. <tel-02318012>

HAL Id: tel-02318012

<https://hal.science/tel-02318012v1>

Submitted on 16 Oct 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

THESE

présentée devant

**L'INSTITUT DES SCIENCES DE L'INGENIERIE ET
DU DEVELOPPEMENT TECHNOLOGIQUE
DE L'UNIVERSITE CLAUDE BERNARD - LYON 1**

pour l'obtention

DU DIPLOME DE DOCTORAT

spécialité : MECANIQUE

par

François BERMOND

**MODELISATION DYNAMIQUE
DU SYSTEME MAIN-BRAS
EN REGIME VIBRATOIRE**

Soutenue le 2 Juillet 1990

JURY : M. B. GAY, Président
M. C. BONTHOUX, Rapporteur
M. J. SABOT, Rapporteur
M. J. DIMNET
M. R. GAERTNER
M. H. ARBEY
M. J.P. CARRET

UNIVERSITE CLAUDE BERNARD - LYON I

. Président de l'Université
. 1er Vice-Président Fédération Santé
. 1er Vice-Président Fédération Sciences
. Président du Comité de Coordination
des Etudes Médicales
. Secrétariat Général

M. le Professeur P. ZECH
M. le Professeur L.M. PATRICOT
M. le Professeur R. UZAN

M. le Professeur P. ZECH
M. F. MARIANI

FEDERATION SANTE

UFR de Médecine GRANGE-BLANCHE
UFR de Médecine ALEXIS-CARREL
UFR de Médecine LYON-NORD
UFR de Médecine LYON-SUD
UFR de PHARMACIE
UFR d'ODONTOLOGIE
INSTITUT DE TECHNIQUES DE
READAPTATION
Département de BIOLOGIE HUMAINE
Département d'INNOVATION et de
COORDINATION PEDAGOGIQUE

Directeur : Mme le Pr. H. PELLET
Directeur : M. le Pr. EVREUX
Directeur : Mme le Pr. A. PINET
Directeur : M. le Pr. J. NORMAND
Directeur : M. le Pr. C.A. BIZOLLON
Directeur : M. le Pr. G. LABE

Directeur : M. le Pr. M. EYSSETTE
Directeur : M. le Pr. P.A. BRYON

Directeur : M. le Pr. G. LLORCA

FEDERATION SCIENCES

Institut DES SCIENCES DE LA MATIERE
Institut DES SCIENCES DE L'INGENIERIE ET
DU DEVELOPPEMENT TECHNOLOGIQUE
Institut DE CHIMIE ET BIOLOGIE
MOLECULAIRE ET CELLULAIRE
Institut D'ANALYSE DES SYSTEMES
BIOLOGIQUES ET SOCIO-ECONOMIQUES
Institut DES SCIENCES DE LA TERRE,
DE L'OCEAN, DE L'ATMOSPHERE, DE
L'ESPACE ET DE L'ENVIRONNEMENT
UFR des ACTIVITES PHYSIQUES ET
SPORTIVES
I.U.T. A
I.U.T. B
Département du 1er Cycle
pluridisciplinaire Sciences
Département de 2ième Cycle :
- Sciences de la Vie et de la Terre
- Sciences pour l'Ingénieur
- Sciences de l'Analyse et de la Matière

Directeur : M. le Pr. E. ELBAZ

Directeur : M. le Pr. G. FONTAINE

Directeur : Mme VARAGNAT, Maître de conf.

Directeur : M. le Pr. J.M. LEGAY

Directeur : M. le Pr. S. ELMI

Directeur : M. le Pr. CAMY

Directeur : M. le Pr. J. GIELLY

Directeur : M. le Pr. J. PIVOT

Directeur : M. P. PONCET, Maître de Conf.

Directeur : M. le Pr. J.P. BLANCHET

Directeur : M. le Pr. P. BETHOUX

Directeur : M. le Pr. J.L. VIALLE

AVANT-PROPOS

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur B. GAY qui a bien voulu accepter de présider cette thèse après m'avoir accueilli dans le centre de Mécanique.

Je suis particulièrement reconnaissant envers Messieurs C. BONTHOUX et J. SABOT pour le temps consacré à l'examen de ce travail et les remarques constructives qu'ils m'ont faites.

Cette étude a été réalisée dans le Groupe de Biomécanique que dirige Monsieur le Professeur J. DIMNET ; qu'il me soit permis ici de lui exprimer ma profonde gratitude, tant pour ses encouragements que pour les moyens qu'il m'a procurés pour la mener à bien.

Ce document n'aurait jamais pu être réalisé si je n'avais pas bénéficié de l'aide et des conseils durant quatre ans de R. GAERTNER ; qu'il reçoive mes sincères remerciements.

Je remercie Monsieur H. ARBEY (Adjoint au directeur des Etudes et Recherches de L'Institut National de Recherche et de Sécurité de Nancy) d'avoir contribué pour la réalisation de la partie expérimentale de cette thèse dans le Laboratoire de Vibrations de l'I.N.R.S..

Je suis très sensible à la faveur que m'accorde Monsieur le Professeur J.P. CARRET en acceptant d'être membre du jury.

Merci à Didier CAÏOLA pour son travail efficace à l'obtention de résultats expérimentaux à l'I.N.R.S..

Mes sentiments vont également à tous les membres du Groupe pour la contribution que chacun d'eux m'a apportée.

SOMMAIRE

INTRODUCTION

Chapitre 1 : PRESENTATION DU PROBLEME

- 1-1 Motivation
- 1-2 Démarche empirique
- 1-3 Modèles a priori
- 1-4 Objectif

Chapitre 2 : CONCEPTION DU MODELE DYNAMIQUE

- 2-1 Hypothèses de travail
- 2-2 Caractérisation mécanique des constituants
- 2-3 Assemblage de la structure
- 2-4 Résolution

Chapitre 3 : MISE EN OEUVRE

- 3-1 Algorithmie
- 3-2 Description de la structure
- 3-3 Caractérisation mécanique des matériaux
- 3-4 Analyse des macro-éléments
- 3-5 Assemblage des constituants du membre supérieur
- 3-6 Liaison de l'épaule
- 3-7 Mesure de la fonction de transfert

Chapitre 4 : RESULTATS

- 4-1 Analyse des macro-éléments
- 4-2 Membre supérieur

4-3 Efforts internes

4-4 Energie de déformation et puissance dissipée

4-5 Remarque

CONCLUSION

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

BIBLIOGRAPHIE

Annexe 1 : REPONSE D'UN SYSTEME ELASTIQUE AVEC AMORTISSEMENT STRUCTURAL

A 1-2 Notion d'amortissement structural

A 1-3 Système continu discrétisé

Annexe 2 : CONDENSATION DES MATRICES

A 2-1 Zone rigide

A 2-2 Condensation de Guyan

Annexe 3 : METHODE DES SOUS-STRUCTURES

Annexe 4 : ORGANIGRAMME

Annexe 5 : MESURE DE LA FONCTION DE TRANSFERT

A 5-1 Introduction

A 5-2 Description des bancs d'essai

A 5-3 Conclusions et prolongements

INTRODUCTION

En matière de biomécanique, le corps humain est un solide déformable sous l'effet de sollicitations mécaniques. Parmi celles-ci, les vibrations et les chocs répétés font partie de l'environnement quotidien de millions de travailleurs (conducteurs d'engins de chantier, de tracteurs agricoles, de véhicules de transport, pilotes d'avions et d'hélicoptères et opérateurs utilisant des machines vibrantes portatives ou non). Une onde vibratoire se propage alors dans l'ensemble du corps. Ses effets dépendent de l'intensité et de la fréquence des phénomènes mis en jeu et peuvent graduellement prendre un caractère pathologique.

L'étude de la propagation des vibrations dans le corps entier et des risques entraînés par cette situation est très complexe. Une recherche de faisabilité est donc développée sur le système main-bras afin de simuler l'effet des vibrations engendrées par des outils ou des machines vibrants, tournants ou percutants. L'utilisation de machines vibrantes est en effet considérée comme une cause d'apparition de diverses maladies ostéo-articulaires (maladie de KIENBÖCK, arthrose du coude) et neuro-angiotiques (syndrome de RAYNAUD). Cependant, l'origine de ces pathologies n'est pas toujours isolée et le processus qui y conduit n'est pas clairement établi.

L'objectif poursuivi est de déterminer l'état mécanique des constituants du membre supérieur lors de l'exécution d'une tâche au cours de laquelle une sollicitation dynamique se superpose à une sollicitation statique.

Des études uniquement expérimentales ne peuvent permettre la mesure d'efforts internes dans un organisme vivant. Il est donc indispensable de procéder par modélisation. L'étude biomécanique complète du système main-bras nécessite que soit d'abord déterminé l'effet des sollicitations statiques résultant de l'exécution d'une tâche. L'état mécanique réel du système est la superposition à cet état statique de l'effet de sollicitations vibratoires.

Après une étude bibliographique des travaux concernant la réponse du système main-bras à une excitation vibratoire, le premier chapitre présente les grandes lignes de la démarche de modélisation à entreprendre. Le présent document ne s'attache qu'à en développer l'aspect dynamique. Le second chapitre est consacré à la description du modèle proposé. Sa validation et sa mise en oeuvre sont rapportées dans un troisième chapitre. Enfin, le dernier chapitre présente une série de résultats concernant les efforts dynamiques internes calculés et les énergies mises en jeu dans des conditions ergonomiques particulières.

CHAPITRE 1

PRESENTATION DU PROBLEME

1-1 MOTIVATION

1-2 DEMARCHE EMPIRIQUE

1-3 MODELES A PRIORI

1-4 METHODOLOGIE

1-5 OBJECTIF

L'intérêt porté à l'étude du système main-bras soumis à des sollicitations vibratoires trouve son origine dans l'observation de pathologies spécifiques chez les travailleurs manuels utilisant des machines vibrantes. De nombreux travaux ont été entrepris sous l'égide d'organismes chargés de l'indemnisation des victimes de maladies professionnelles et de la prévention des risques encourus. La démarche est tantôt purement expérimentale, tantôt repose sur l'idée de modélisation.

Après une analyse critique de l'existant, on s'attache, ici, à reformuler le problème global de la biomécanique du système main-bras dans le contexte des conditions ergonomiques. On propose alors une démarche originale de modélisation à plusieurs niveaux dont le présent travail ne constitue qu'un des éléments.

1-1 Motivation

Dans divers secteurs d'activité (bâtiment et travaux publics, mines, fonderie, construction mécanique, agriculture, forestage, ...), de nombreuses tâches font appel à l'utilisation de machines - outils portables. Les travailleurs utilisant ces machines sont alors exposés aux sollicitations vibratoires qu'elles engendrent. Ces excitations sont variables d'un type de machine à l'autre. BITSCH et al (1986) [4] présentent les spectres fréquentiels de vibrations mesurées sur un fouloir -machine percutante- et sur une meuleuse -machine rotative- (figure 1-1) ainsi que les ordres de grandeur des accélérations engendrées par les machines - outils conventionnelles (tableau 1-1).

Corrélativement, les médecins du travail relèvent, parmi cette population de travailleurs, de nombreux cas de pathologies plus ou moins invalidantes du système main-bras. BOVENZI (1989) [6], dans une revue des effets attribués aux vibrations, distingue des manifestations neuro-sensorielles, musculaires, circulatoires et ostéo-articulaires plus ou moins spécifiques et qui peuvent apparaître indépendamment les unes des autres.

Picotements et engourdissements sont les premiers signes d'une altération sensorielle induite par les vibrations. Si l'exposition vibratoire se prolonge, ils peuvent être suivis d'une perte de sensation tactile et d'une dégradation importante de la dextérité. Un autre effet observé réside dans une diminution de la force musculaire, associée éventuellement à des douleurs musculaires. Enfin, au plan circulatoire, le phénomène de Raynaud encore appelé syndrome des doigts blancs ou morts est fréquemment observé chez les utilisateurs de machines vibrantes portatives. Les études épidémiologiques relatives à ces trois types de pathologies conduisent à leur reconnaître une cause dans l'exposition vibratoire des sujets concernés. Cette observation n'est d'ailleurs pas exclusive d'éventuelles autres causes concomitantes telles que le froid, par exemple, pour le syndrome de Raynaud.

Des lésions particulièrement invalidantes du système main-bras chez les travailleurs manuels ont leur siège au niveau des articulations du coude et du poignet. Ce sont la maladie de Kienböck qui se caractérise par une ostéonécrose de l'os central du carpe ou semi-lunaire et l'arthrose ankylosante du

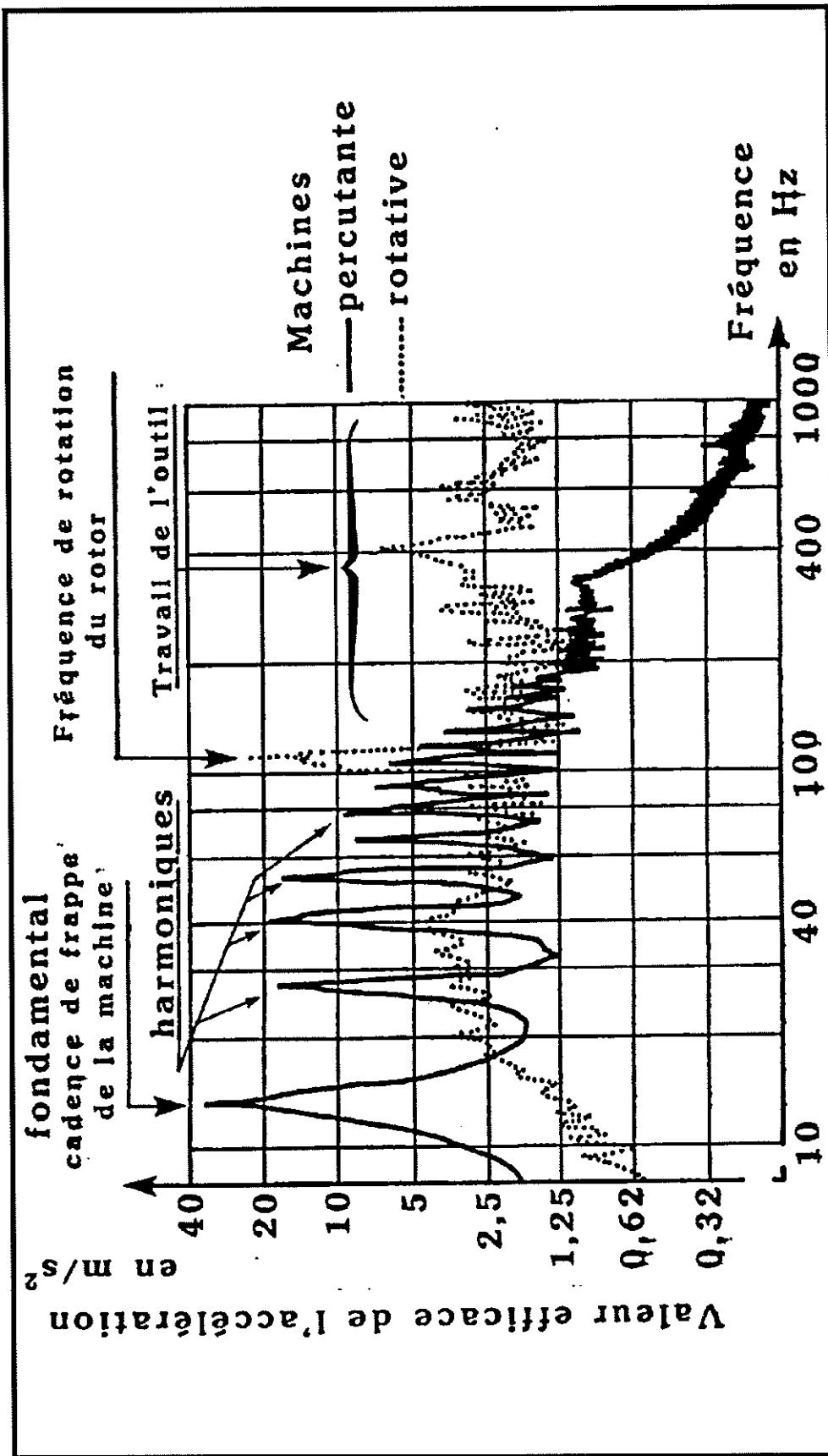


Fig. 1-1 : Spectres fréquentiels des vibrations mesurées sur une machine percussante selon l'axe de percussion (cas du fouloir) et sur une machine rotative selon l'axe de rotation (cas d'une meuleuse), d'après BITSCH et al (1986) [4].

Familles de machines	Fonctionnement	Espèce	Accélération équivalente en m/s^2	
			Domaine des basses et moyennes fréquences ($f < 50 \text{ Hz}$)	Domaine des hautes fréquences ($f > 50 \text{ Hz}$)
Percutante	L'outil (fleuret...) est périodiquement percuté par une masse (piston) animé d'un mouvement rectiligne de va et vient (brise-béton...). Dans certain cas, l'outil et le piston sont solidaires (fouloirs...).	Brise-béton (masse environ 20 kg)	22 à 28	3 à 8
		Marteau piqueur (masse environ 10 kg)	15 à 35	4 à 10
		Marteau burineur léger (masse < 3 kg)	10 à 20	5 à 18
		Marteau burineur normal (masse > 3 kg)	25 à 50	20 à 40
		Fouloir d'établi	25 à 50	15 à 20
Rotative	Mouvement de rotation de l'outil (meule, disque...).	Fouloir manche allongé	30 à 60	10 à 25
		Meuleuse à axe vertical avec meule boisseau conique	2 à 6	5 à 15
		Meuleuse à axe vertical avec meule disque ou tronçonneuse	5 à 10	20 à 50
		Meuleuse droite	2 à 5	5 à 10
		Tronçonneuse à dents articulées (scie à chaîne)	10 à 15	20 à 45
Roto-percutante	Mouvement de rotation de l'outil (forêt) qui est périodiquement percuté par une masse.	Marteau perforateur pneumatique lourd (masse > 15 kg)	35 à 60	30 à 50
		Marteau perforateur électromécanique (masse < 5 kg)	5 à 15	15 à 30
		Marteau électropneumatique (masse < 5 kg)	5 à 10	15 à 20
Alternative et autres	Mouvement alternatif de l'outil (lamé de scie d'une scie sauteuse).	Perceuse à percussion (masse < 5 kg)	10 à 20	25 à 40
		Scie sauteuse	2 à 8	1 à 5

Tab. 1-1 : Ordres de grandeur des intensités des vibrations engendrées par des machines-outils conventionnelles, de familles et d'espèces différentes, d'après BITSCH et al (1986) [4].

coude. Ces maladies dégénératives des articulations n'ont pas été étudiées au plan de l'étiologie, aussi largement que les précédentes. Bien qu'elles soient reconnues comme maladies professionnelles induites par les vibrations dans certains pays (France, République Fédérale d'Allemagne, Italie), l'origine vibratoire n'en est pas prouvée. C'est l'opinion émise par GEMNE et SARASTE (1987) [20] et (1989) [21] sur la base d'une critique de 250 dossiers radiologiques concernant une population de travailleurs exposés aux vibrations. Les auteurs font ressortir des origines diverses aux pathologies observées : efforts statiques importants, travail dans des postures extrêmes, dispositions anatomiques particulières, par exemple. La contrainte vibratoire pourrait n'être alors qu'un facteur aggravant.

Cependant, les risques encourus par les travailleurs manuels sont bien réels et ne peuvent pas être ignorés quelle que soit la complexité des situations dans lesquelles ils se présentent. Le risque d'origine vibratoire inhérent à l'utilisation de machines portatives peut être minimisé à la conception en réduisant le niveau des vibrations transmises à l'opérateur au moyen de poignées antivibratiles. En aucun cas, il ne peut être supprimé et il est alors de la responsabilité des organismes de sécurité de définir des règles de protection des individus.

1-2 Démarche empirique

L'établissement de règles de prévention nécessite l'identification des paramètres qui caractérisent la situation vibratoire du (ou des) membre(s) actionnant une machine - outil. L'analyse des données épidémiologiques et l'observation des conditions ergonomiques de l'utilisation de ces machines font ressortir que la sévérité des effets des vibrations transmises aux membres supérieurs est influencée par (NF E 90-402 (1987) [48], ISO/DIS 5349 (1986) [49]) :

- le spectre de fréquences, la direction et l'intensité des vibrations ;
- la durée d'exposition par journée de travail et le temps d'exposition cumulé ;
- le mode d'exposition dans le temps et la méthode de travail (c'est à dire durée et fréquence des périodes de travail et de repos ; dépôt ou conservation en main de la machine arrêtée pendant les pauses ; etc ...) ;
- l'intensité et la direction des efforts déployés par l'opérateur pour maintenir la machine, l'outil ou la pièce ;
- la position des mains, des bras et du corps pendant l'exposition (angle des articulations du poignet, du coude et de l'épaule) ;
- le type de machine, d'outil ou de pièce de travail vibrant ;
- la surface et l'emplacement des parties des mains qui sont exposées aux vibrations.

Or, pour être pratiques des règles doivent être simples et donc, globaliser le plus grand nombre de paramètres possible. La grandeur de base utilisée pour caractériser la contrainte vibratoire globale est l'accélération

équivalente a_{eq} de la poignée ou de l'outil. Elle tient compte d'un effet de cumul de vibrations tridirectionnelles et multifréquentielles. Elle a pour expression :

$$a_{eq} = \left(a_x^2 + a_y^2 + a_z^2 \right)^{1/2}$$

où a_x , a_y et a_z sont les valeurs efficaces des accélérations dans des directions orthogonales x, y et z, pondérées par une fonction de la fréquence, représentative de la sensibilité des individus aux vibrations en fonction de la fréquence.

La grandeur de référence pour l'évaluation de la dose d'exposition aux vibrations est l'accélération continue équivalente pour une période journalière de 4 heures $a_{eq,4}$. Elle est déduite des résultats de l'observation de populations de travailleurs utilisant quotidiennement des machines vibrantes sur une période allant jusqu'à 25 ans.

Lorsque la période d'exposition journalière T est différente de la période de référence, la norme prévoit, sous forme d'abaque présentée à la figure 1-2, deux niveaux d'accélération continue équivalente pour la dite période journalière $a_{eq,T}$:

- une cote de danger qu'il convient de ne pas dépasser sans précautions ou raisons particulières ;
- une cote d'alerte à partir de laquelle des dispositions systématiques doivent être prises afin d'éviter l'apparition de troubles.

En tout état de cause, ces limites ne reposent pas sur une relation établie entre la dose d'exposition et les effets physiologiques induits par les vibrations. Elles ne constituent qu'une recommandation en vue de la prévention des risques associés à l'accomplissement de certaines tâches.

Il apparaît clairement que la notion d'accélération équivalente ne traduit que très grossièrement la contrainte effectivement subie par l'utilisateur d'une machine vibrante. Elle est tout-à-fait étrangère aux facteurs ergonomiques que sont la force de préhension, la pesanteur, l'effort de poussée et la posture adoptée par l'opérateur. Pour tester les limites de la méthode d'évaluation de la contrainte vibratoire édictée par la norme NF E 90-402 (1987) [48], DONATI et BROUDE (1988) [15] établissent un protocole expérimental de comparaison des situations vibratoires engendrées par diverses machines portatives. Il consiste à classer par paires, de manière subjective, des situations de travail typiques, en même temps que sont enregistrés les paramètres mécaniques (force de préhension et de poussée, force dynamique, accélération). L'analyse des réponses subjectives de 4 sujets montre leur aptitude à classer de manière consistante les différentes contraintes vibratoires générées.

Si elle a le mérite de mettre en évidence l'influence des paramètres ergonomiques sur la perception d'une situation vibratoire, la démarche n'établit pas de lien évident entre échelle subjective de tolérance ou de

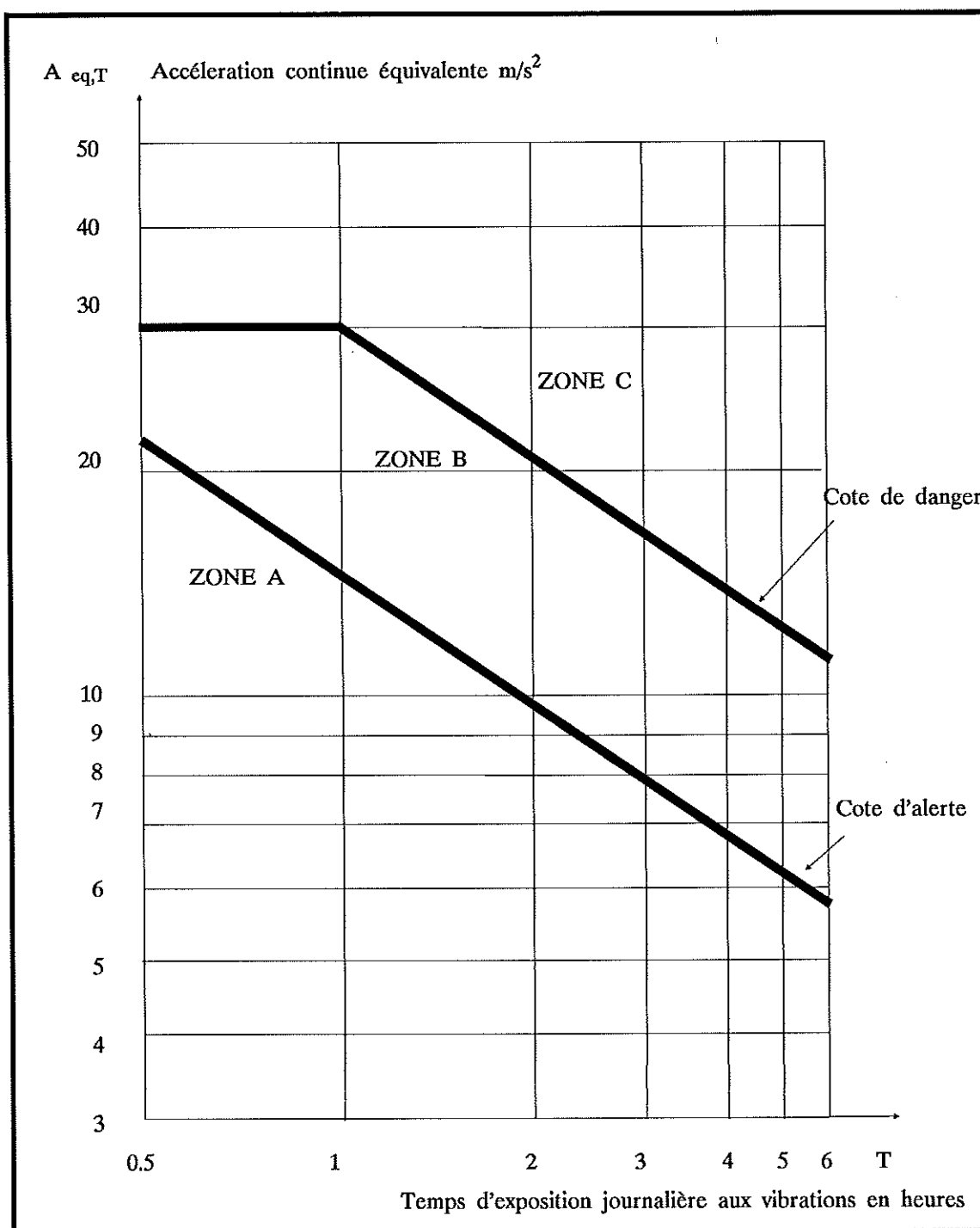


Fig. 1-2 : Limites d'exposition journalière aux vibrations transmises aux membres supérieurs.

ZONE A : Exposition habituelle et régulière
sur plusieurs années de travail consécutives.

ZONE B : Exposition occasionnelle et irrégulière,
brève ou prolongée au cours d'une journée de travail.

ZONE C : Exposition exceptionnelle,
à éviter sauf précautions ou raisons particulières.

D'après norme française NF E 90-402 (1987) [48].

moindre inconfort et niveaux de nuisance. D'autre part, la perception subjective ne permet pas de distinguer la contrainte statique associée à la tâche de la contrainte vibratoire qui s'y superpose.

De nombreux auteurs -REYNOLDS et SOEDEL (1972) [54], REYNOLDS et JOKEI (1974) [55], ZAVERI et PHIL (1974) [68], MISHOE et SUGGS (1974) [46] et (1977) [47], PANZKE et BALASUS (1985) [51], LUNDSTRÖM et BURSTRÖM (1988) [40] et (1989) [41], LUNDSTRÖM (1989) [42]- se sont attachés à mesurer la réponse du système main-bras à une excitation sinusoïdale. L'influence de la force de serrage, de la posture et de la direction d'excitation, du niveau d'excitation sur la réponse fréquentielle est mise en évidence. REYNOLDS, WASSERMAN et al (1982) [57], BURSTRÖM et LUNDSTRÖM (1988) [8] et (1989) [9] déterminent l'énergie dissipée dans le membre et émettent l'hypothèse que les effets pathologiques induits pourrait lui être reliés. REYNOLDS et KEITH (1977) [56] s'intéressent au domaine de propagation des vibrations en fonction de la fréquence. Les vibrations de basse fréquence ($f < 10$ Hz) se propagent jusqu'à l'épaule, alors que les vibrations de haute fréquence ($f > 100$ Hz) se limitent au niveau de la main.

L'étude exclusivement empirique de l'effet d'une sollicitation vibratoire sur le membre supérieur permet donc bien d'orienter la réglementation en matière de prévention des risques encourus par les utilisateurs de machines - outils portatives. Par contre, que les observations relèvent de mesures de la réponse, de perceptions subjectives immédiates ou de la constatation de désordres physiologiques a posteriori, l'approche expérimentale est insuffisante. Du point de vue fondamental de la compréhension des phénomènes, elle est inadaptée à la détection des états mécaniques internes. En effet, la mesure des efforts internes nécessiterait la mise en oeuvre de procédures invasives inacceptables du point de vue éthique et scientifiquement illusoires en raison des perturbations qu'elles provoqueraient dans le comportement d'un organisme vivant.

Il est pourtant indispensable d'établir une description physique des mécanismes de développement des pathologies ostéo-articulaires du coude et du poignet étudiées du point de vue histologique et physiologique par LEY et RINGENBACH (1986) [37], (1986) [38] et LEY (1990) [39].

1-3 Modèles a priori

L'utilité d'une démarche de modélisation est évidente à plusieurs titres :

- le premier objectif est de fournir un outil de développement aux concepteurs de machines - outils. En effet, dans le but de réduire la nuisance vibratoire de ces machines, ils doivent étudier le comportement dynamique de l'ensemble homme - machine. Il est alors nécessaire de disposer d'un modèle mathématique décrivant le comportement d'un système mécanique présentant les mêmes caractéristiques dynamiques que le membre supérieur vu de la main.

- une seconde motivation trouve son origine dans le manque de cohérence entre les diverses spécifications nationales relatives aux limites d'exposition aux vibrations telles que les rapportaient REYNOLDS et SOEDEL (1972) [54] (figure 1-3). La norme internationale en vigueur à l'heure actuelle est toujours susceptible d'évolution en relation avec une amélioration de la compréhension du comportement vibratoire du système main-bras.

- enfin, d'un point de vue plus fondamental, peu de travaux démontrent la relation entre les vibrations et les pathologies qu'elles peuvent engendrer. Pour cela, un lien doit être établi entre l'état mécanique des tissus vivants et la physiologie.

De nombreux modèles ont été proposés afin de représenter le comportement dynamique du système main-bras soumis à une excitation sinusoïdale. Ces modèles sont dits "a priori", c'est à dire qu'ils reposent sur le choix arbitraire d'un ensemble mécanique constitué, le plus souvent, de masses, de ressorts et d'amortisseurs disposés pour constituer un système à quelques degrés de liberté. Plus rarement, ces modèles sont basés sur des agencements d'éléments discrets et continus.

La validation des modèles résulte de la comparaison entre la solution, en régime permanent, des équations qui gouvernent leur comportement et la réponse mesurée in-situ. Cette réponse est caractérisée par une fonction de transfert complexe $H(f)$ qui est le rapport entre la force d'excitation et une grandeur descriptive du mouvement (déplacement, vitesse ou accélération). En écrivant la fonction de transfert sous la forme :

$$H(f) = |H(f)| e^{j\varphi(f)}$$

son module $|H(f)|$ est appelé raideur dynamique, impédance ou masse apparente suivant que la grandeur considérée est le déplacement, la vitesse ou l'accélération. Il exprime la sensibilité du système mécanique en fonction de la fréquence d'excitation. $\varphi(f)$ exprime le déphasage entre la réponse et l'excitation.

Des expériences conduites par REYNOLDS et SOEDEL (1972) [54] consistent à soumettre la main à la force sinusoïdale délivrée par un exciteur électrodynamique par l'intermédiaire d'une poignée. La force dynamique exercée sur la poignée ainsi que l'accélération de la poignée sont mesurées. Différentes postures dites normales, mais non précisées, sont envisagées. La sollicitation est exercée dans les trois directions de la figure 1-4. Constatant de faibles variations de la réponse en fonction de la posture et postulant d'un découplage entre les mouvements dans les trois directions précitées, les auteurs proposent un modèle masses - ressorts à deux degrés de liberté, fortement amorti, pour chacune des directions. Les caractéristiques mécaniques des éléments constituant le système sont déterminées pour chaque direction d'excitation. Elles dépendent de la force de serrage sur la poignée. Les réponses fournies par le modèle et par l'expérience sont en bonne concordance dans la gamme de fréquence 20 - 500 Hz. La limitation à deux

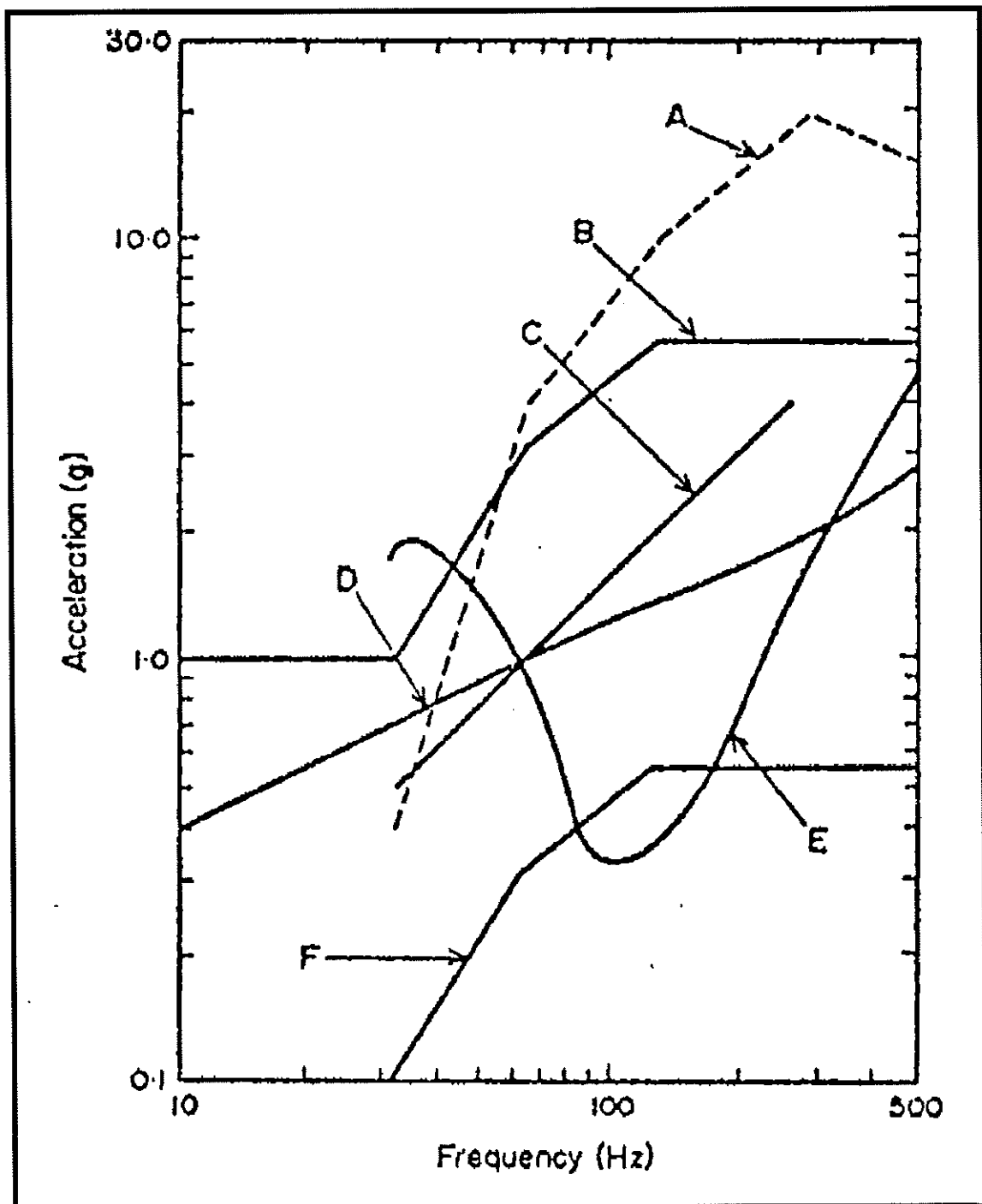


Fig. 1-3 : Trends in vibration specifications.

- Curve A, typical non-isolated chain saw ;
- Curve B, 1970 Czechoslovak limit and proposed ISO standard ;
- Curve C, Mixa "unpleasant after 10 min" ;
- Curve D, Russian standard (official since 1966) ;
- Curve E, "threshold of risk" from Ph.D. thesis in Forstry Sciences,
University of Stockholm, Sweden ;
- Curve F, Czechoslovak medical norm,
d'après REYNOLDS et SOEDEL (1972) [54].

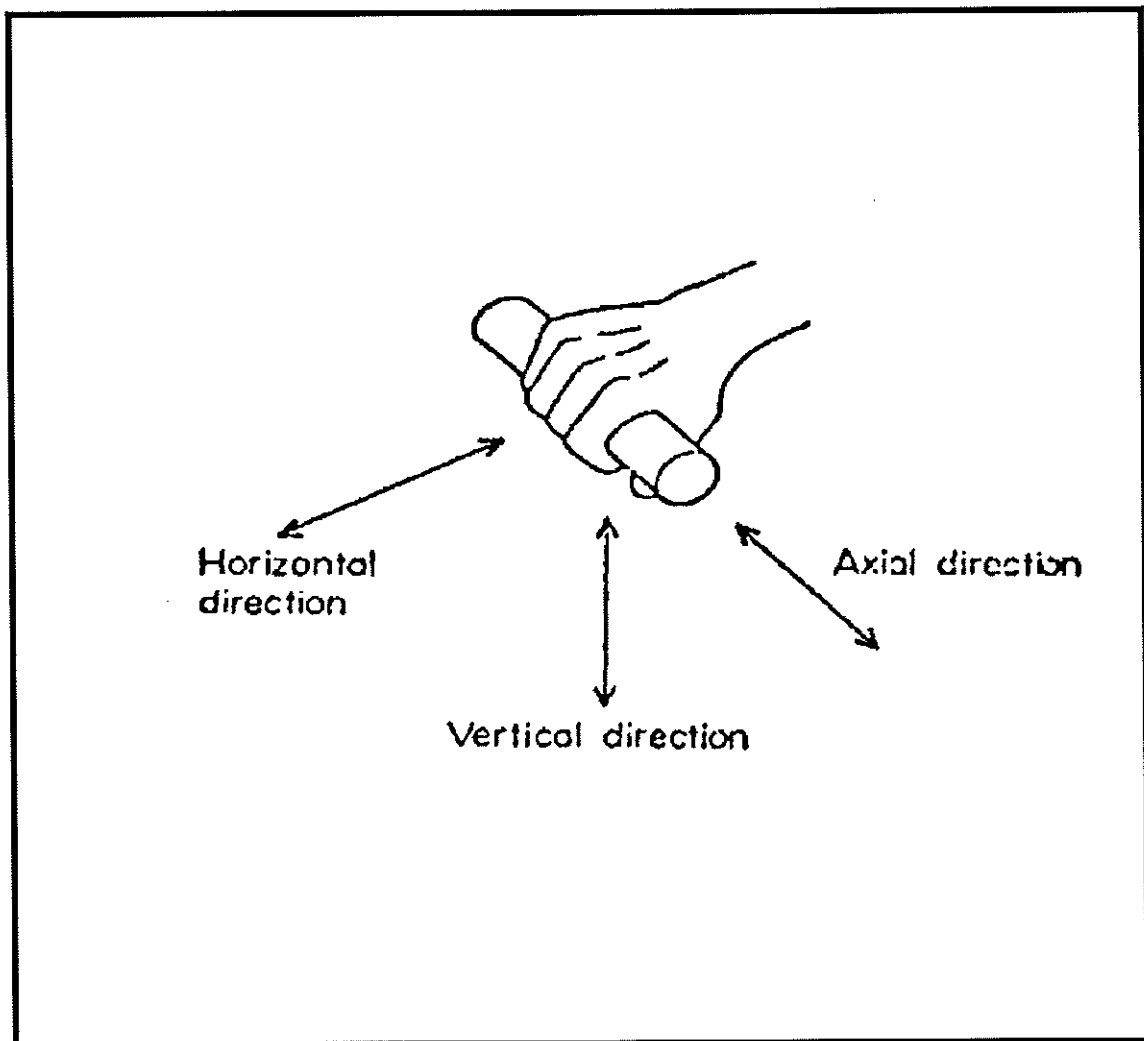


Fig. 1-4 : Directions of motion for hand-shaking tests,
d'après REYNOLDS et SOEDEL (1972) [54].

degrés de liberté est justifiée par le fait que la sensibilité à des modes d'ordres supérieurs dans cette plage est effacée par l'amortissement très important.

REYNOLDS et KEITH (1977) [56], sur la base des mêmes hypothèses améliorent la réponse du modèle précédent dans la gamme 5 - 1000 Hz, en le dotant de trois degrés de liberté dans chaque direction (figure 1-5). Ils avancent une tentative de similitude spatiale entre les caractéristiques des éléments discrets du modèle et les propriétés des tissus cutané, sous-cutané, musculaire et osseux. Ils en déduisent de possibles conclusions sur la manière dont une part de l'énergie mécanique est dissipée dans la main et le bras.

MISHOE et SUGGS (1974) [46], (1977) [47] proposent un modèle à trois degrés de liberté dans les mêmes conditions que REYNOLDS et KEITH (1977) [56] et avancent le même type d'interprétation.

REYNOLDS et FALKENBERG (1982) [58], (1984) [59] ayant constaté une erreur dans la mise en oeuvre du modèle de REYNOLDS et KEITH (1977) [56] qui conduisait à la conclusion que seule la main était concernée par les vibrations, jugent nécessaire de doter le modèle de quatre degrés de liberté. Les hypothèses sont, par ailleurs, conservées et la posture adoptée par les sujets lors des mesures de réponse n'est pas précisée. La réponse du modèle est jugée satisfaisante dans la gamme de fréquences 5 - 100 Hz pour des excitations transversales. La précision est par contre médiocre en dessous de 20 Hz pour une excitation dans la direction proximale-distale. Des interprétations physiologiques sont exprimées dans les mêmes conditions que précédemment.

L'idée de similitude invoquée entre modèle discret et système continu pour avancer des interprétations physiologiques n'est pas acceptable. En effet, l'association de trois ou quatre masses à des parties anatomiques - m_1 = muscles ; m_2 = tissu sous-cutané ; m_3 = derme et épiderme, par exemple- conduit à des valeurs de ces masses différentes suivant la direction d'excitation pour lequel le modèle est utilisé. Or, la masse n'est pas une propriété directionnelle de la matière, contrairement à l'élasticité et l'amortissement. Plutôt que de conclusions, il s'agit de projections d'intuitions basées sur des observations physiques.

Afin de se rapprocher de la réalité anatomique, WOOD et SUGGS (1975) [64] développent un modèle de l'avant-bras et la main. Radius et cubitus sont considérés comme des poutres homogènes élastiques. L'influence sur l'inertie, l'élasticité et l'amortissement des tissus mous les entourant est incorporée aux propriétés propres des poutres. Le poignet n'est pas distingué de l'avant-bras. A l'extrémité de chacune des poutres, un système masse - ressort - amortisseur représente la main (figure 1-6). La réponse du modèle est satisfaisante dans la gamme de fréquence 30 - 700 Hz. WOOD et al (1978) [65] sophistiquent le modèle en ajoutant une poutre supplémentaire pour décrire le bras. Une seule direction d'excitation est considérée et dans une seule posture.

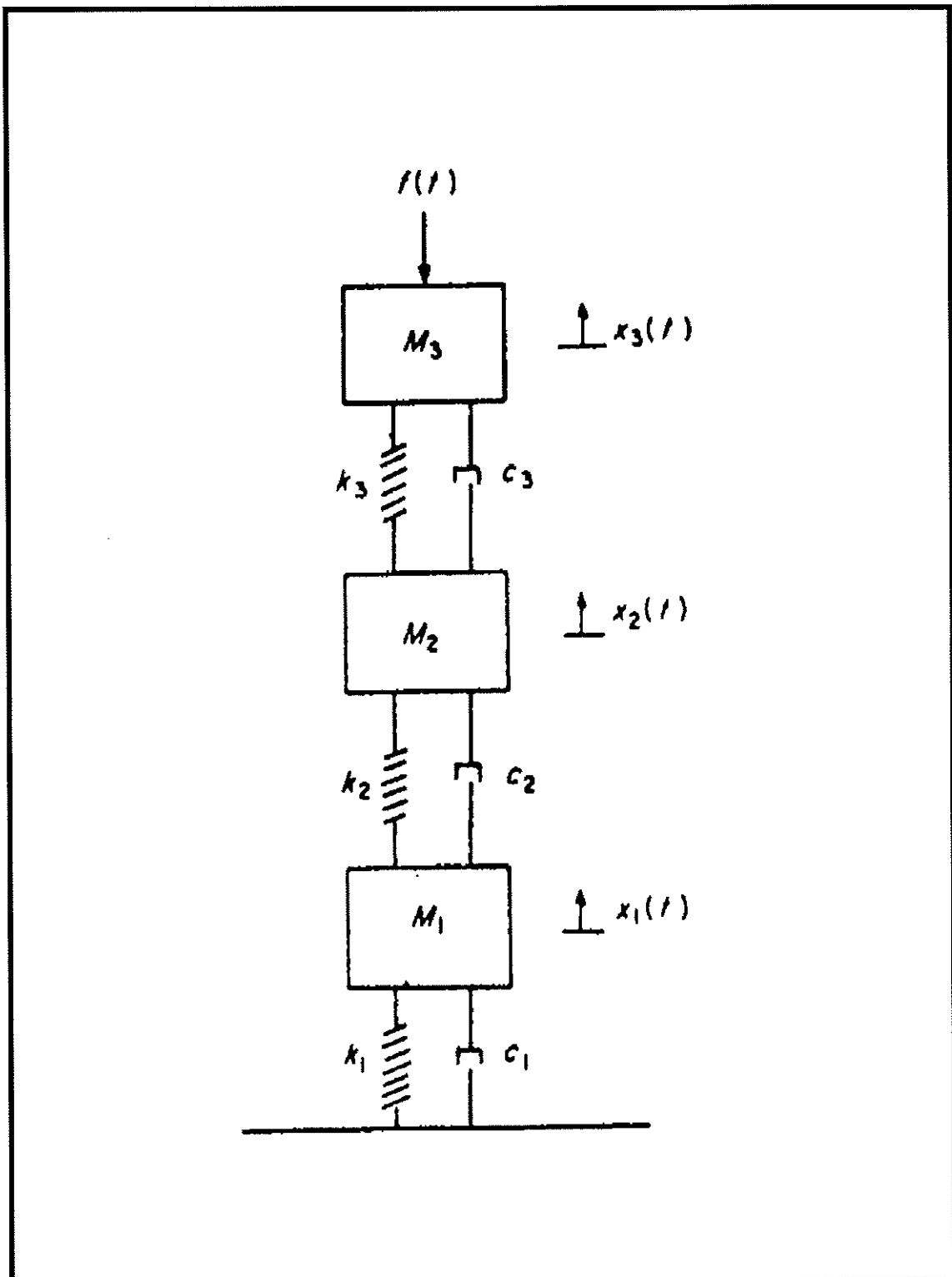


Fig. 1-5 : Conceptual schematic of three-degree-of-freedom mass spring damping system, d'après REYNOLDS et KEITH (1977) [56].

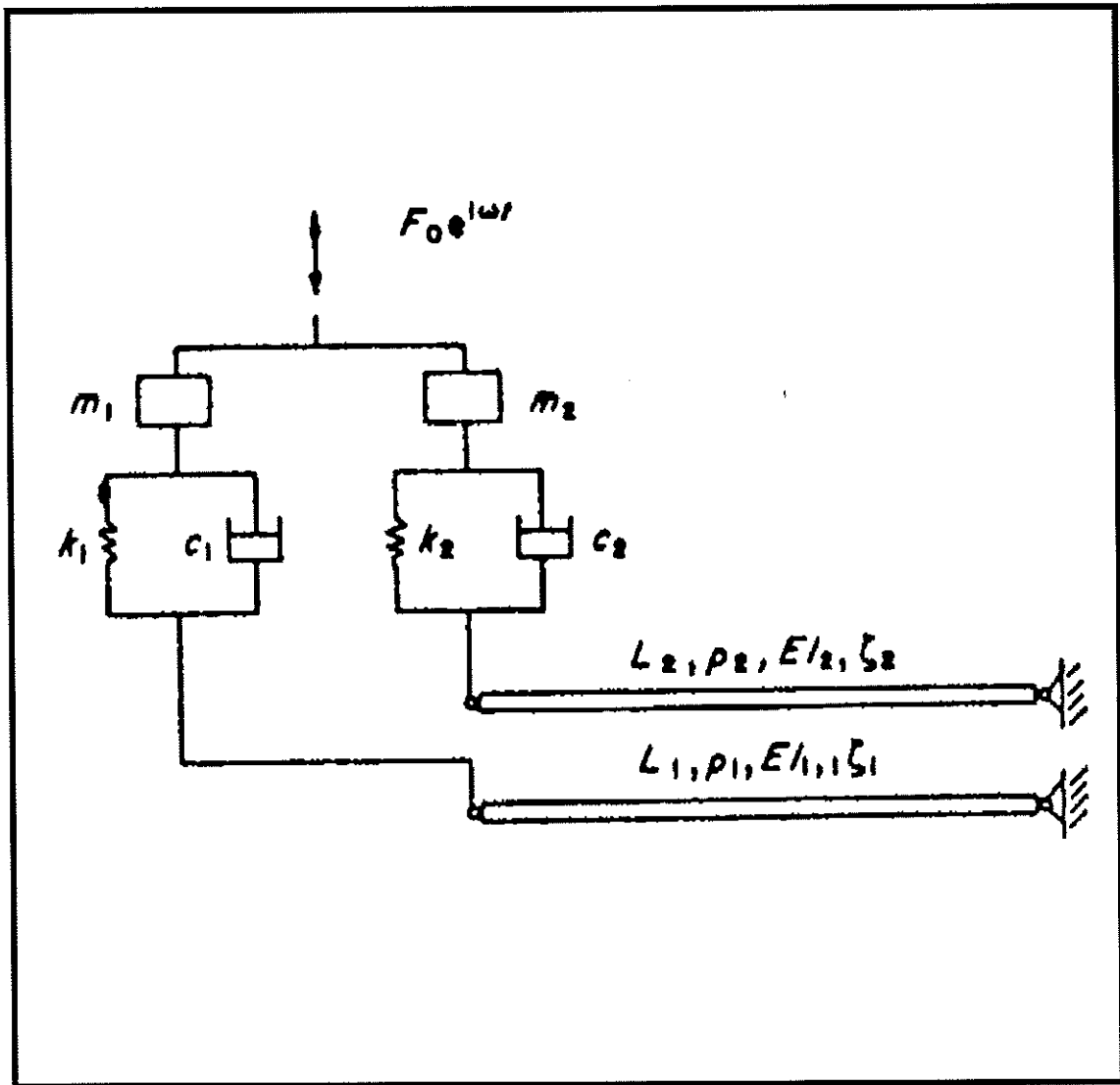


Fig. 1-6 : Dual beam model of the forearm,
d'après WOOD et SUGGS (1975) [64].

Le recours à des éléments continus dans la conception de ce modèle n'en fait pas pour autant un modèle réaliste et il ne conduit pas à d'autres conclusions que les modèles discrets.

De cette revue bibliographique des modèles du système main-bras, il ressort qu'ils répondent bien au premier des objectifs avancés, à savoir qu'il constituent des outils de développement en vue de l'étude du comportement dynamique de l'ensemble homme - machine. La gamme de fréquences pour laquelle ils ont été validés est précisée. Par contre, les conditions ergonomiques qu'ils sont sensés décrire sont rarement indiquées. C'est le cas notamment de la posture. Cette carence concerne également la réponse mesurée. De ce fait, la comparaison des résultats des différents auteurs est très incertaine.

L'utilisation de ces modèles "a priori" pour avancer des interprétations physiques concernant la propagation des vibrations dans la main et le bras ainsi que la dissipation d'énergie est tout-à-fait illusoire. En effet, la concordance entre la réponse expérimentale et la réponse du modèle ne résulte pas d'une similitude physique entre les éléments anatomiques et les éléments du modèle mais d'une équivalence de leurs caractéristiques modales. Seul un modèle réaliste permettra d'accéder à la connaissance de l'état mécanique interne du membre sollicité.

1-4 Méthodologie

La fréquence avec laquelle sont observées des maladies neuro-angiotiques chez les utilisateurs de machines - outils portables en a fait attribuer la cause aux vibrations qu'elles engendrent. Le fait ne semble pas contesté. Par contre, attribuer, dans les mêmes conditions, cette même et unique cause aux maladies ostéo-articulaires ne semble justifié ni par des taux de prévalence importants, ni par l'exclusivité des conditions de survenue. Les pathologies ostéo-articulaires du poignet et du coude, si elles sont influencées par les vibrations, sont essentiellement le lot des travailleurs manuels effectuant des tâches pénibles, sollicitant leurs articulations dans des conditions extrêmes. Chez les utilisateurs de machines portatives, la sollicitation vibratoire se superpose aux efforts statiques liés à l'exécution de la tâche. C'est donc une démarche globale de modélisation qu'il est nécessaire d'entreprendre, à partir d'une analyse anatomo-fonctionnelle de la structure concernée.

L'ensemble main-bras (figure 1-7a) est une structure complexe assimilable à un mécanisme dont les os sont les éléments, reliés entre eux par les articulations qui en réalisent la cinématique. Les muscles actionnent le mécanisme par effet de leviers. La main et le poignet constituent un sous-ensemble ne comportant pas moins de 27 os (figure 1-7b).

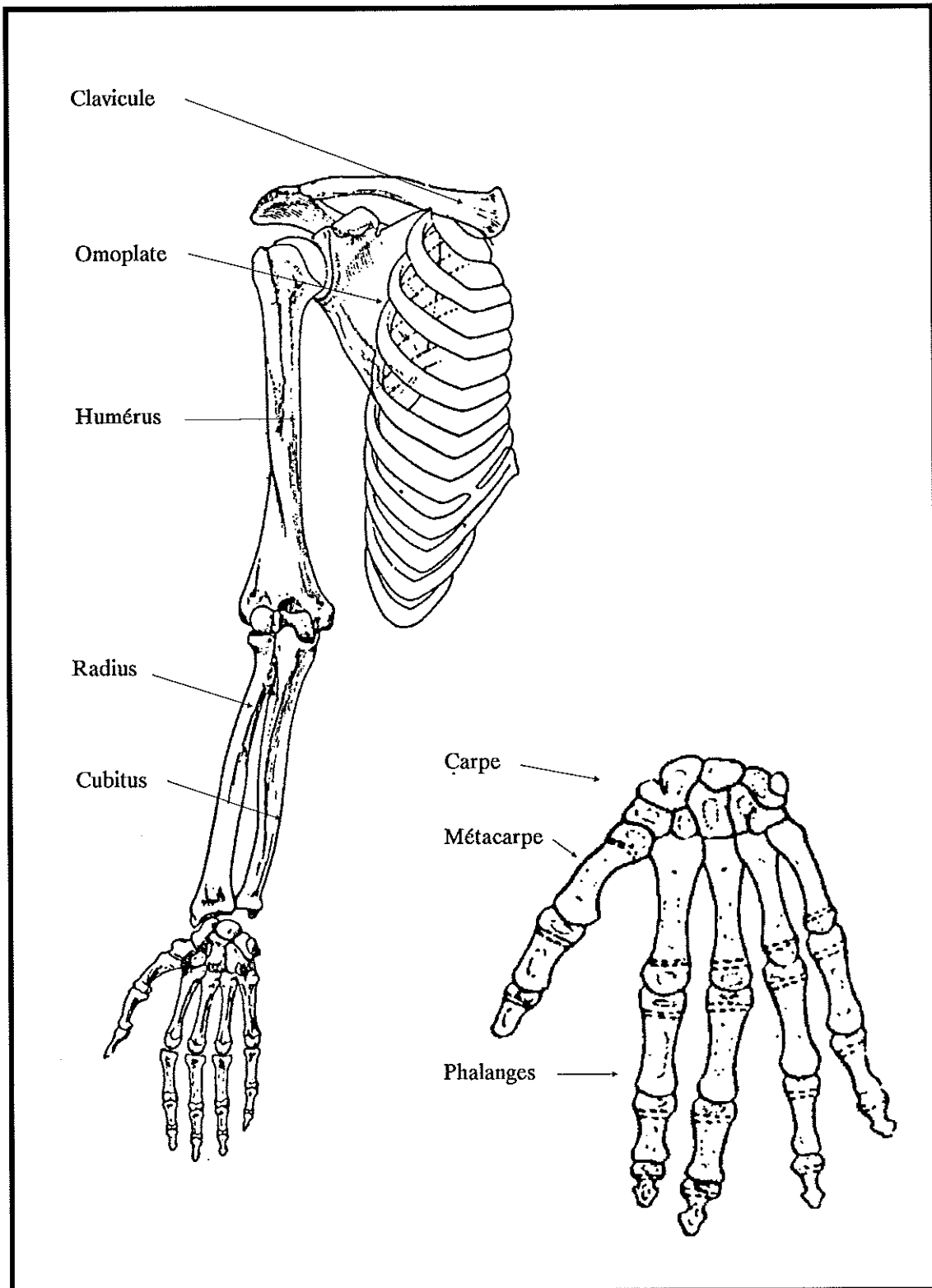


Fig. 1-7a

Fig. 1-7b

Squelette du membre supérieur,
d'après GREGOIRE et OBERLIN [23].

L'objectif n'étant pas ici de reproduire une description anatomique détaillée que l'on peut trouver ailleurs -KAPANDJI (1979) [32] par exemple-, on s'attache, maintenant, à faire ressortir les particularités constitutives, rhéologiques et fonctionnelles du système biomécanique par rapport à un système mécanique classique.

Les os sont les constituants qui présentent le moins de caractéristiques spécifiques. Mis à part qu'ils ne se confondent avec aucune forme géométrique simple et qu'ils présentent une structure très hétérogène et anisotrope, leur comportement essentiellement passif les apparente aux éléments de construction mécanique. Ce comportement est essentiellement élastique linéaire.

Les muscles sont faits de tissus fibreux orientés, disposés en faisceaux se terminant par des parties tendineuses par l'intermédiaire desquelles ils s'insèrent sur les os. Ils ont la capacité de répondre individuellement à des stimulations nerveuses en se contractant et donc en exerçant des forces de traction. Ce faisant, leur module d'élasticité varie assez considérablement avec leur niveau d'activité ou tonicité. Ainsi, les caractéristiques élastiques d'un muscle ne sont pas intrinsèques du matériau, mais doivent être également associées à son état mécanique c'est à dire à l'effort statique exercé.

Par ailleurs, chaque muscle est enveloppé d'une membrane appelée aponévrose qui permet le glissement des faisceaux musculaires les uns sur les autres. Les parties molles constituant la masse musculaire ne peuvent donc pas être considérées comme un milieu continu au sens mécanique du terme, mais comme une juxtaposition de sous-domaines entre lesquels se produisent des discontinuités partielles du champ des déplacements.

Les articulations (figure 1-8), enfin, mettent en contact les terminaisons cartilagineuses des os de manière plus ou moins congruente. L'assemblage est complété par un dispositif ligamentaire qui enserre l'articulation, empêchant les éléments de se disjoindre.

Le mouvement suivant chacun des degrés de liberté d'une articulation ou la stabilisation d'une posture est assuré par les actions musculaires. Du fait que les muscles n'agissent que par contraction, chaque sens du jeu d'une articulation est commandé par un ou plusieurs muscles spécialisés. Ainsi, les muscles sont disposés par groupes agonistes et antagonistes. Leurs actions différenciées se ramènent à une résultante et un couple. La résultante à pour effet de stabiliser l'articulation en comprimant les cartilages des terminaisons osseuses l'une contre l'autre, alors que le couple produit le mouvement ou assure la posture.

La raideur des articulations dépend de l'élasticité des cartilages et des ligaments. Elle dépend de manière non-linéaire de l'intensité des efforts statiques transmis et de leur direction, c'est à dire encore de l'angulation.

Ces particularités fonctionnelles et rhéologiques du système main-bras rejoignent les remarques concernant l'origine non exclusivement vibratoire des pathologies résultant de l'utilisation de machines portatives. Non

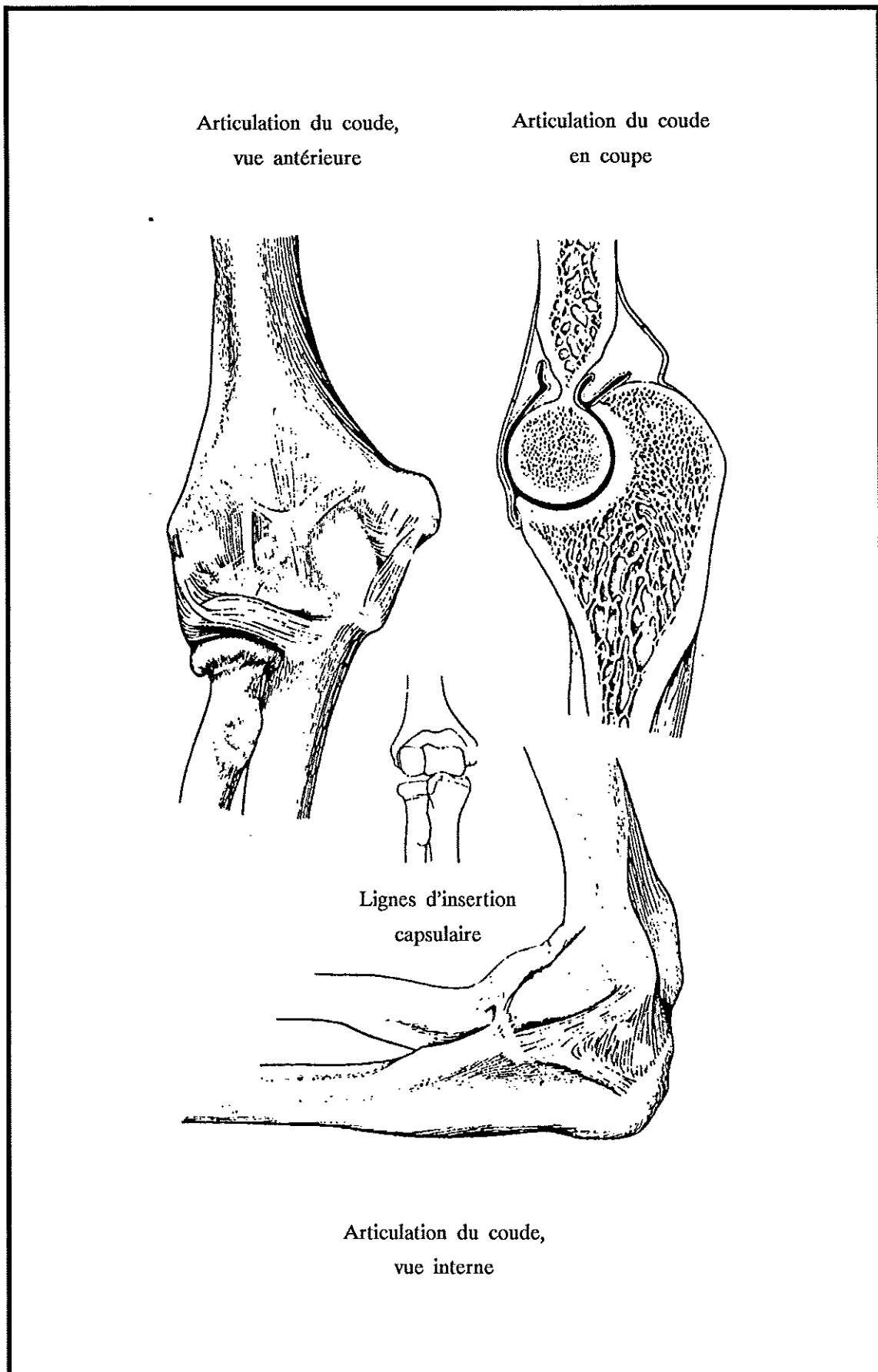


Fig. 1-8 : Membre supérieur, articulation du coude,
d'après KHALE et al [31].

seulement les efforts statiques préexistent aux sollicitations vibratoires, mais les caractéristiques mécaniques du système excité dépendent de son état statique. Il ressort de ces observations que l'étude biomécanique du système main-bras doit être entreprise de manière globale, tant du point de vue statique que dynamique. Dans cet esprit, le Groupe de Biomécanique propose une démarche de modélisation en trois temps.

La première étape consiste à développer un modèle fonctionnel du système main-bras basé sur la définition d'un mécanisme équivalent tel qu'il est représenté à la figure 1-9. Les angles θ_1 à θ_7 mesurent les déplacements suivant les différents degrés de liberté fonctionnels des articulations de l'épaule, du coude et du poignet. La pronation - supination qui est physiquement réalisée par des mouvements relatifs du radius et du cubitus a été arbitrairement affectée au coude. L'identification géométrique d'un tel modèle peut être réalisée à partir de la construction des axes instantanés de rotation des segments les uns par rapport aux autres résultant d'une analyse cinématique.

A partir d'une étude anatomique détaillée, les muscles sont représentés de manière filaire. Ils relient les extrémités de leviers solidaires des os et figurant les points d'insertions tendineuses. Ces muscles sont dits mono- ou pluri-articulaires selon qu'ils franchissent une ou plusieurs articulations. La figure 1-10 montre, par exemple, les muscles mono-articulaires du coude et la représentation qui en est faite.

Le mécanisme complet, équipé des fils simulant les différents muscles, constitue le modèle fonctionnel du système main-bras. Les techniques de la robotique (PAUL (1981) [52]) permettent de calculer les couples qui doivent être exercés suivant chaque degré de liberté des articulations, ainsi que les forces qu'elles transmettent sous l'effet de forces extérieures connues. Cependant, comme plusieurs muscles (agoniste et antagoniste) contribuent à la constitution d'un couple et d'une force de stabilisation, le problème est hyperstatique. La participation individuelle de chaque muscle ne peut être déterminée qu'en recourant à des mesures électro-myographiques.

L'exploitation de ce modèle fonctionnel fournit, en fin de compte, les efforts statiques globaux dans les muscles et les articulations, dus à des forces extérieures connues, lors de l'exécution d'une tâche et dans une posture déterminée.

Dans une seconde étape, il s'agit de décrire l'état vibratoire qui se superpose à l'état statique précédemment évoqué, lorsque la machine utilisée génère une excitation. Pour cela, le système main-bras est représenté par un modèle réaliste basé sur les principes de modélisation de la mécanique des structures. Les propriétés élastiques, inertielles et dissipatives des différents constituants -os, muscles et articulations- sont caractérisées par des matrices raideur, masse et amortissement. Ces matrices calculées à partir de l'idée de discrétisation du domaine concerné sont représentatives de la forme des constituants et des propriétés mécaniques des matériaux.

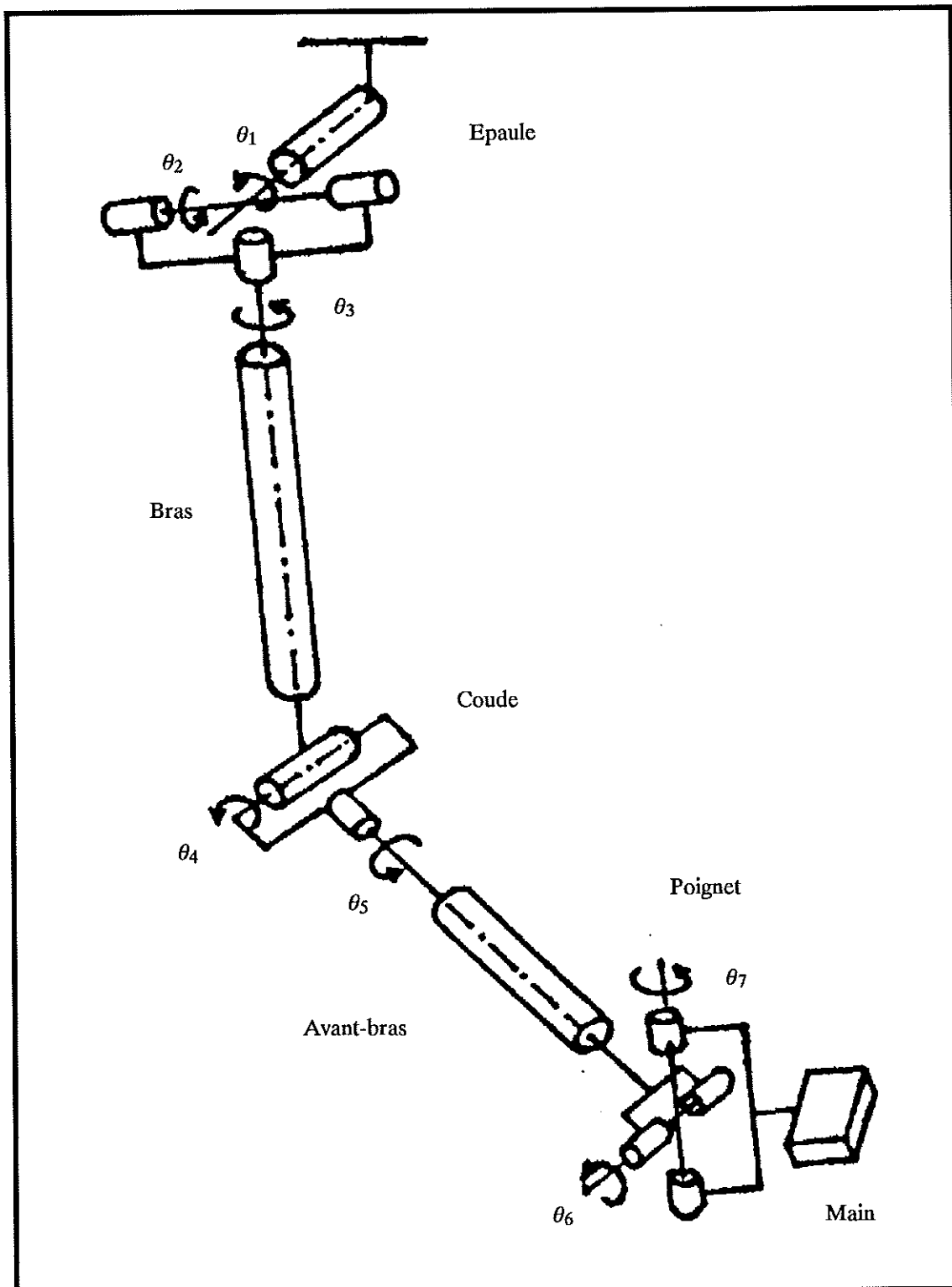


Fig. 1-9 : Modèle fonctionnel du système main-bras.

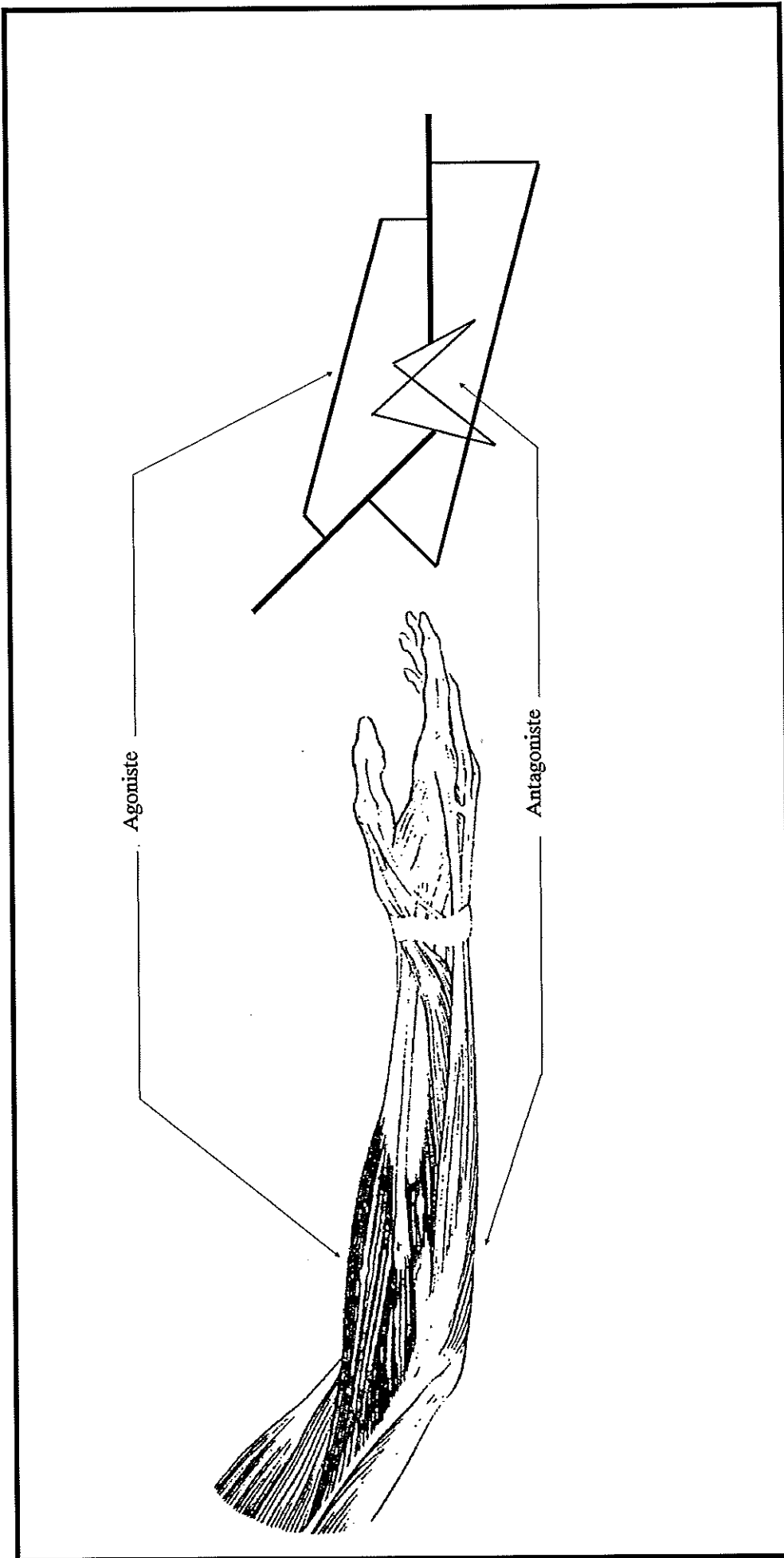


Fig. 1-10 : Muscles du coude et la représentation des muscles mono-articulaires qui en est faite.

Après qu'aient été assemblées les matrices caractéristiques de tous les constituants, le calcul de la réponse de la structure à une excitation sinusoïdale fournit, pour chaque valeur de la fréquence, le champ des déplacements dynamiques. A partir de là, il est alors commode d'accéder aux forces intérieures dynamiques, qu'il s'agisse des contraintes dans les os et les muscles ou des efforts articulaires.

Finalement, un troisième modèle, dit modèle articulaire, procède à une description détaillée de l'articulation, tant du point de vue géométrique que des propriétés mécaniques de ses constituants (os dur, cartilage). L'objectif est alors de déterminer la manière dont se distribuent les efforts transmis au travers des surfaces articulaires. Il s'agit de résoudre le problème non-linéaire du contact entre solides déformables (figure 1-11). Le champ de pression résultant de l'effort statique supporté par l'articulation correspond à un état moyen sur lequel se superpose le champ alternatif résultant de l'effort dynamique.

Cette décomposition devrait permettre de quantifier le caractère aggravant d'une sollicitation vibratoire lorsqu'elle se surajoute aux efforts statiques développés pour l'exécution d'une tâche.

1-5 Objectif

La démarche de modélisation présentée ci-dessus s'est imposée au cours de la réflexion sur l'élaboration d'un modèle réaliste du comportement dynamique du système main-bras. Elle est le fruit de concertations entre biomécaniciens, physiologistes, ergonomes et cliniciens. Elle suppose, bien sûr, le respect de la chronologie des étapes évoquées.

Cependant, faute de pouvoir mettre en oeuvre et valider l'ensemble du processus de modélisation dans le délai imparti, il a été décidé de limiter la présente étude à l'élaboration du modèle dynamique. La suite de ce mémoire est donc consacrée à la présentation de ce modèle, à sa mise en oeuvre et à son exploitation. L'absence des informations attendues du modèle fonctionnel ainsi que certaines données physiques sera compensée par des hypothèses qui seront signalées le moment venu.

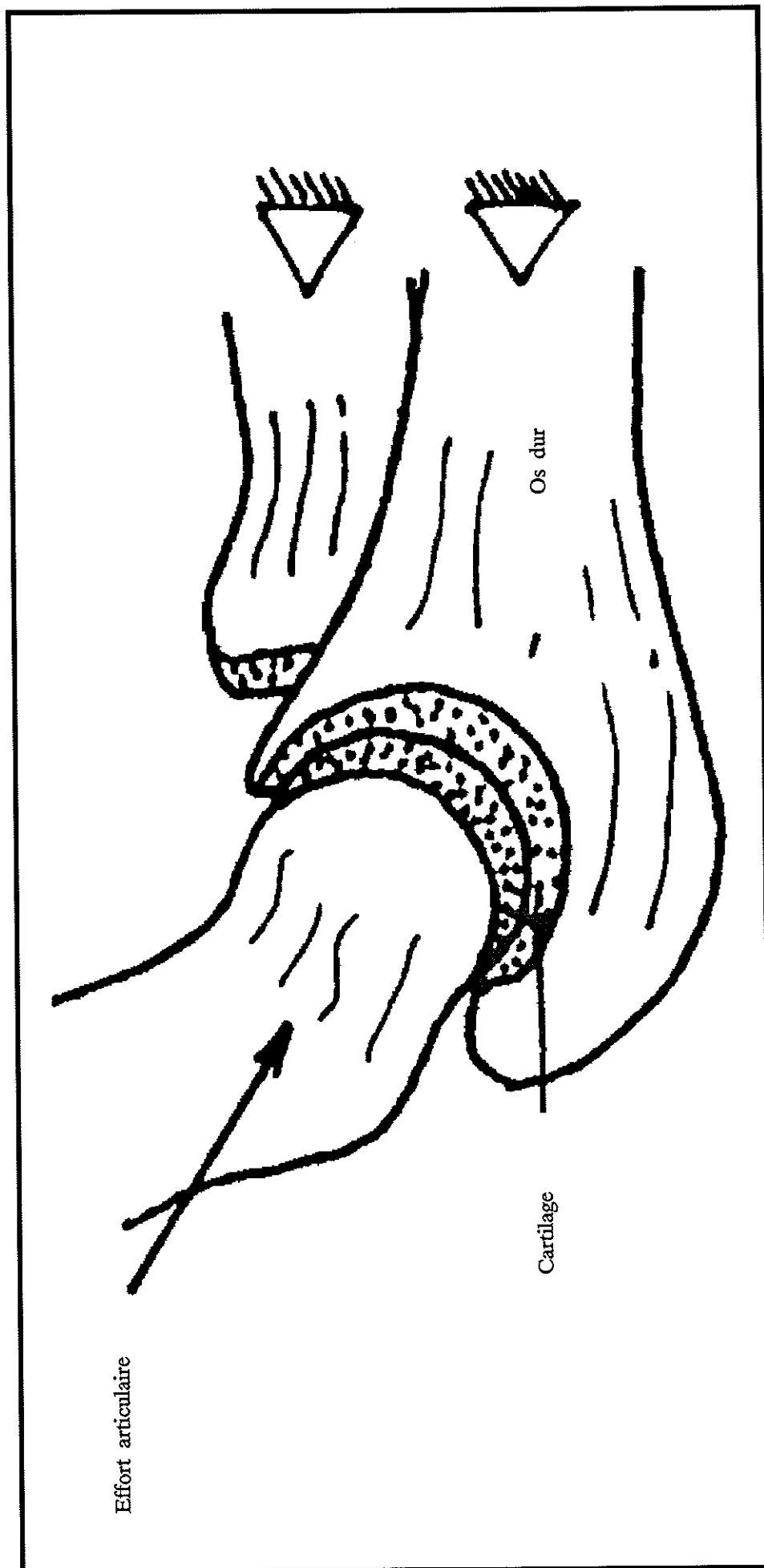


Fig. 1-11 : Problème de contact entre les os par l'intermédiaire de leurs terminaisons cartilagineuses.

CHAPITRE 2

CONCEPTION DU MODELE DYNAMIQUE

2-1 HYPOTHESES DE TRAVAIL

2-1-1 Description de la structure

2-1-2 Continuités et liaisons

2-1-3 Propriétés des matériaux

2-1-4 Conditions ergonomiques

2-1-5 Nature de l'excitation

2-2 CARACTERISATION MECANIQUE DES CONSTITUANTS

2-2-1 Matrices masse, raideur et amortissement

2-2-2 Articulations

2-2-3 Os

2-2-4 Muscles

2-2-5 Main

2-3 ASSEMBLAGE DE LA STRUCTURE

2-4 RESOLUTION

2-4-1 Equations du mouvement

2-4-2 Masse dynamique

2-4-3 Efforts internes

2-4-4 Energie de déformation et puissance dissipée

Le modèle qui est proposé ici est original. Il se distingue de ceux qui l'ont précédé en ce sens qu'il doit non seulement avoir un comportement analogue à celui de l'ensemble main-bras vu de l'extérieur, mais aussi décrire l'état mécanique interne des constituants. Pour cela, il est indispensable qu'il procède à une description réaliste de la structure concernée, tant du point de vue de la géométrie de ses constituants que de leur rhéologie et de leur organisation fonctionnelle.

La conception de ce modèle réaliste fait donc appel aux techniques de la mécanique des structures basées sur les idées de discrétisation, de caractérisation modale et de sous-structuration. Le modèle doit permettre le calcul de la réponse du système à une excitation sinusoïdale mettant ainsi en évidence sa sensibilité fréquentielle. Cette réponse peut être examinée en termes de champ de déplacement mais aussi d'efforts internes: contraintes osseuses et musculaires, efforts articulaires et tendineux.

Du fait de la complexité de l'ensemble main-bras, sa modélisation globale par éléments finis destinée à établir une formulation discrète du comportement de la structure continue conduirait à l'établissement d'un système différentiel de rang très élevé. Une telle représentation n'offrirait aucune souplesse du point de vue de l'introduction des paramètres ergonomique de posture et physiologique d'activité musculaire. De plus, l'intégration de ce système s'avérerait très onéreuse en temps de calcul. La démarche présentée maintenant constitue un compromis acceptable entre les impératifs de réalisme du modèle, de souplesse d'utilisation et de moindre coût de mise en oeuvre.

2-1 Hypothèses de travail

2-1-1 Description de la structure

La structure étudiée est l'ensemble main-bras dans les conditions de prise en main d'un outil ou de la poignée d'une machine vibrants. L'étude de la réponse vibratoire du membre supérieur seul plutôt que du corps entier peut paraître quelque peu arbitraire dans son principe. Cette restriction est cependant couramment admise. Elle se justifie par l'observation d'une propagation des vibrations à tout ou partie du bras (CUNDIFF (1976) [14]).

La figure 2-1 représente les principaux éléments constitutifs du bras à prendre en compte dans la modélisation. Sans entrer dans une description anatomique détaillée, il convient de les identifier, de les situer les uns par rapport aux autres et, pour les muscles, de préciser leur fonction. La main est simplement schématisée. En effet, en raison de sa complexité anatomique et de sa disposition confinée par rapport à la source d'excitation, elle fera l'objet d'une représentation particulière dans le modèle.

Le squelette est constitué de trois os longs: humérus (1), radius (2) et cubitus (3). L'humérus assure seul la rigidité du segment supérieur du bras. Il s'articule, à sa partie supérieure - l'épaule, avec l'omoplate (4) et, à sa partie inférieure - le coude, avec le radius et le cubitus. Ceux-ci, qui assu-

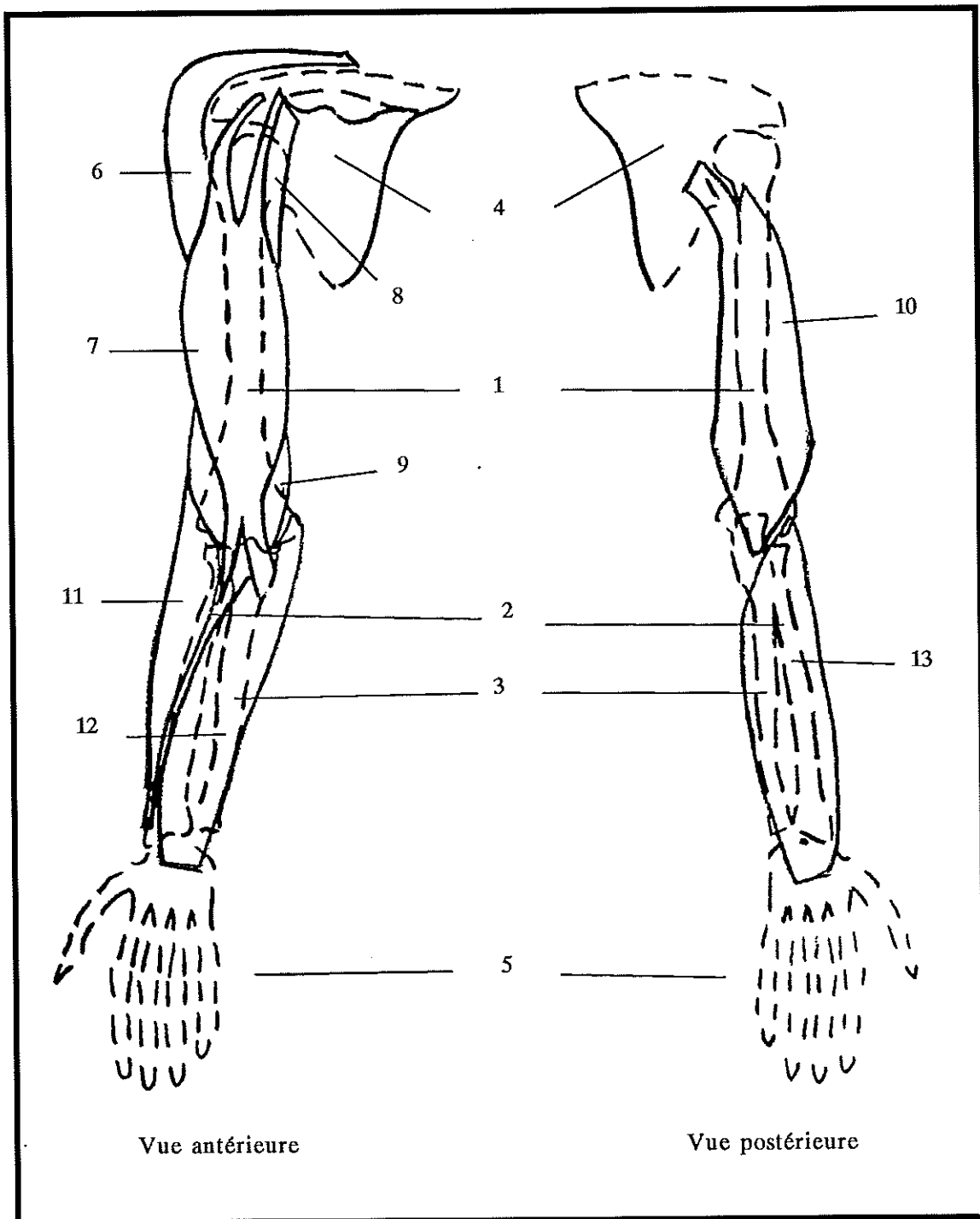


Fig. 2-1 : Principaux éléments constitutifs du membre supérieur.

1. Humérus, 2. Radius, 3. Cubitus, 4. Omoplate, 5. Main,
6. Deltoïde, 7. Biceps, 8. Coraco-brachial, 9. Brachial-antérieur,
10. Triceps, 11. Long supinateur, 12. Epitrochléens, 13. Epicondyléens.

rent la rigidité de l'avant-bras, sont articulés entre-eux à leurs extrémités pour permettre le mouvement de prono-supination et, à leur extrémité inférieure - le poignet, avec les os du carpe de la main (5).

Ce squelette est motorisé par des groupes de muscles disposés en faisceaux. Ce sont les actionneurs des degrés de liberté des articulations. Six faisceaux principaux ont été retenus en vue de la modélisation :

- le premier faisceau est essentiellement formé par le deltoïde (6) qui relie l'épaule à la partie moyenne externe de l'humérus. Il a un rôle d'abducteur et de rotateur du bras.

- le second faisceau regroupe le biceps (7), le coraco-brachial (8) et le brachial antérieur (9). Il relie l'épaule au radius et au cubitus. C'est un fléchisseur de l'avant-bras.

- le triceps (10) qui relie l'épaule et le cubitus est un faisceau antagoniste du précédent. C'est donc un extenseur de l'avant-bras.

- le long supinateur (11) relie la partie moyenne de bord externe de l'humérus à l'extrémité inférieure du radius. Il participe aux mouvements de flexion et de supination de l'avant-bras.

- le cinquième faisceau regroupe les muscles épitrochléens (12) qui relient la partie inférieure de l'humérus à la face interne de la main dont ils assurent la flexion palmaire.

- enfin, le faisceau des muscles épicondyliens (13) qui relie la partie inférieure de l'humérus à la face externe de la main, est antagoniste du précédent. Il réalise donc la flexion dorsale de la main.

Ces principaux constituants sont, du point de vue de leurs propriétés mécaniques, des distributions spatiales de masse, de raideur et d'amortissement dont il est nécessaire d'établir un modèle. Quant aux articulations leur constitution anatomique complexe ne semble pas devoir être reproduite dans le détail en vue de la conception du modèle de comportement dynamique. Elles sont assimilées à des éléments discrets.

2-1-2 Continuités et liaisons

Le membre supérieur, comme le corps entier d'ailleurs, est une structure continue bien que très inhomogène du fait de la variété de ses constituants. Par contre, la continuité du milieu n'entraîne pas une continuité totale du champ de déplacements lors du mouvement de vibration. En effet, pour permettre une contraction individuelle des muscles indépendamment de leur environnement, chacun d'eux est entouré d'une enveloppe aponévrotique qui permet des glissements relatifs des uns sur les autres. Le champ des déplacements affectant la masse musculaire n'est donc pas continu d'un muscle à l'autre, du moins du point de vue de sa composante longitudinale. Ainsi, dans une approche simplifiée, chaque muscle peut être considéré comme n'étant relié à la structure que par ses insertions tendineuses.

Par ailleurs, en limitant la modélisation au seul ensemble main-bras, il y aura lieu de tester la condition limite affectant la structure au niveau de l'épaule. Un choix acceptable sera fait parmi les possibilités suivantes: épaule bloquée, épaule solidaire d'une inertie, épaule libre.

2-1-3 Propriétés mécaniques des matériaux

La réponse du système mécanique à une sollicitation vibratoire dépend de ses propriétés inertielles, élastiques et dissipatives. Ces propriétés sont elles-mêmes liées aux caractéristiques correspondantes des matériaux.

La caractéristique inertielle intrinsèque à un matériau est sa masse volumique ρ .

Les caractéristiques élastique et dissipative sont généralement bien décrites, dans le cas de mouvements sinusoïdaux, par la notion de module d'Young complexe :

$$E^* = E (1 + j \eta)$$

où E est le module d'élasticité et η le facteur d'amortissement et par le coefficient de Poisson ν . L'orthotropie des matériaux peut être prise en compte par des modules d'élasticité et des coefficients de Poisson directionnels.

Pour la plupart des matériaux, module d'élasticité et facteur d'amortissement sont généralement dépendants de la fréquence d'excitation. On les considérera néanmoins constants dans la gamme de fréquences étudiées (0 - 200 Hz). En effet, l'influence de leur éventuelle variation ne peut qu'être faible devant l'incertitude avec laquelle ces grandeurs sont déterminées expérimentalement.

Les caractéristiques élastiques de l'os sont sensiblement indépendantes de son état mécanique. Par contre, GOUBEL et PERTUZON (1973) [22] ont montré que la raideur du muscle dépendait de la force exercée. Le module d'élasticité du tissu musculaire doit être considéré comme une fonction de son état mécanique ou de son niveau d'activité. Ainsi, dans une configuration du bras, un module d'élasticité sera affecté à chaque muscle, en accord avec l'intensité de sa participation à la tâche effectuée.

2-1-4 Conditions ergonomiques

L'utilisation d'une machine vibrante met en jeu deux types de mouvements: un mouvement volontaire en vue d'exécuter une tâche et le mouvement engendré par la source vibratoire.

Le mouvement volontaire, associé à l'action de l'outil (perçage, meulage, tronçonnage,...) est généralement lent et de faible amplitude. On admettra donc que les forces d'inertie qui lui sont associées sont négligeables et que la posture est figée pendant que s'exerce la sollicitation vibratoire. Par contre, le maintien de la posture, la préhension de la machine ou de l'outil et la tâche proprement dite mettent en oeuvre des efforts musculaires statiques. Il en résulte des niveaux d'activité musculaire qui déterminent le module d'élasticité à affecter à chaque muscle.

Le modèle dynamique du système main-bras est destiné à décrire l'état vibratoire qui s'établit dans la structure dans des conditions ergonomiques connues de posture et d'état statique.

La modification de l'élasticité du tissu musculaire qualifiée de réflexe tonique musculaire engendré par la vibration, n'est pas prise en compte par le modèle.

2-1-5 Nature de l'excitation

L'objectif de la modélisation n'est pas de reproduire les conditions d'excitation d'une machine dont le signal d'accélération est caractérisé par un spectre très variable d'un type de machine à un autre. Il s'agit, au contraire, d'établir la sensibilité du membre à une excitation en fonction de la fréquence et de la direction d'excitation. En conséquence, on fera l'hypothèse d'une excitation par une force sinusoïdale.

Le modèle est prévu pour représenter le comportement de l'ensemble main-bras dans la gamme des fréquences de 0 à 200 Hz qui semble être la plus critique du point de vue des effets ostéo-articulaires des vibrations.

L'influence de l'intensité de la force d'excitation sur la réponse ne peut être étudiée dans le cadre de l'utilisation d'un tel modèle puisqu'il repose sur l'hypothèse d'un comportement linéaire autour du point de fonctionnement que caractérise un ensemble de conditions ergonomiques. Par contre, l'éventuelle non linéarité due à la modification des conditions ergonomiques est tout-à-fait envisageable.

2-2 Caractérisation mécanique des constituants

2-2-1 Matrices masse, raideur et amortissement

L'établissement des équations du mouvement qui régissent le comportement vibratoire de la structure nécessite que ses caractéristiques inertielles, élastiques et amortissantes soient décrites en termes de matrices masse, raideur et amortissement. Ces matrices doivent être représentatives à la fois des propriétés des matériaux et du domaine qu'ils occupent. Elles sont donc établies à partir de l'interpolation nodale du champ de déplacements sur le volume discrétisé par éléments finis (ZIENKIEWICZ (1971) [69]).

Pour un solide élastique linéaire de masse volumique ρ , occupant un volume V , le lagrangien s'écrit :

$$L = \frac{1}{2} \int_V \rho \dot{u}_i \dot{u}_i dV - \frac{1}{2} \int_V \varepsilon_{ij} \sigma_{ij} dV + \int_V u_i f_i dV \quad (2-1)$$

où les $u_i(x, y, z, t)$ sont les composantes du champ de déplacement,
les $\dot{u}_i(x, y, z, t)$ sont les composantes du champ de vitesse,

les $\varepsilon_{ij}(x, y, z, t)$ sont les composantes du champ de déformation,
 les $\sigma_{ij}(x, y, z, t)$ sont les composantes du champ de contrainte,
 les $f_i(x, y, z, t)$ sont les composantes du champ de forces extérieures.

Lorsque les forces extérieures varient sinusoïdalement, les propriétés élastiques et amortissantes du matériau sont représentées par des modules complexes et l'interpolation nodale du champ de déplacements conduit à une expression approchée du lagrangien (c.f. annexe 1) :

$$L \approx \frac{1}{2} \langle \dot{u} \rangle |M| \{ \dot{u} \} - \frac{1}{2} \langle u \rangle (|K| + j |A|) \{ u \} + \langle u \rangle \{ F \} e^{j\Omega t} \quad (2-2)$$

où $\{u(t)\}$ est le vecteur des déplacements nodaux complexes,
 $\{\dot{u}(t)\}$ est le vecteur des vitesses nodales complexes,
 $\{F\}$ est le vecteur des forces extérieures nodales complexes,
 $|M|$ est la matrice masse,
 $|K|$ est la matrice raideur,
 $|A|$ est la matrice amortissement structural.

Dans le cas du système main-bras, plusieurs arguments plaident en faveur d'une caractérisation individuelle de chacun des constituants plutôt que pour une caractérisation globale de la structure. En effet, chaque os, muscle, articulation a sa réalité propre qu'il est utile de connaître individuellement. Comme ces éléments ont peu de connexions entre eux et que ces connexions sont à considérer dans différentes dispositions spatiales selon la posture, une caractérisation unique de chaque constituant peu être utilisée pour la représenter dans différentes postures. Par contre, dans une même configuration, un muscle peut être impliqué dans des conditions d'activité différentes et il est commode d'ajuster sa caractérisation sans avoir à reconsidérer celle des autres constituants. Enfin, cette façon de procéder favorise l'utilisation de techniques de réduction du nombre de degrés de liberté du système tout en conservant une bonne qualité de description.

2-2-2 Articulations

La démarche de caractérisation réaliste des articulations est difficilement praticable dans le contexte actuel. En effet la constitution en est très complexe et la configuration essentiellement variable.

Du point de vue du comportement vibratoire du système dans son ensemble, une articulation est un élément élastique amortissant dont on peut négliger la masse. Par contre, la raideur et l'amortissement dépendent de la géométrie des surfaces articulaires, de l'épaisseur des couches cartilagineuses, de la localisation et de l'étendue du contact entre les têtes des os concernés, de la participation des ligaments à la transmission des efforts, de l'intensité de ces efforts et de l'angulation. Une articulation ne peut donc pas faire l'objet d'une caractérisation intrinsèque reflétant un comportement linéaire.

Dans des conditions de posture et d'effort statique fixées et lors de mouvements vibratoires de faible amplitude, une articulation est décrite par une matrice raideur et amortissement relative aux six degrés de liberté de noeuds quasi-jointifs tels que M et N (figure 2-2) :

$$\begin{Bmatrix} F_{xM} \\ F_{yM} \\ F_{zM} \\ C_{xM} \\ C_{yM} \\ C_{zM} \\ F_{xN} \\ F_{yN} \\ F_{zN} \\ C_{xN} \\ C_{yN} \\ C_{zN} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_1^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_2^* & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_3^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_4^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4^* & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_5^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5^* & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_6^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6^* \\ -k_1^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_1^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_2^* & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_3^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_4^* & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_5^* & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6^* & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_6^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{xM} \\ u_{yM} \\ u_{zM} \\ \theta_{xM} \\ \theta_{yM} \\ \theta_{zM} \\ u_{xN} \\ u_{yN} \\ u_{zN} \\ \theta_{xN} \\ \theta_{yN} \\ \theta_{zN} \end{Bmatrix} \quad (2-3)$$

avec u_{iM} et u_{iN} : composantes de translation des noeuds M et N,

θ_{iM} et θ_{iN} : composantes de rotation des noeuds M et N,

F_{iM} et F_{iN} : forces nodales agissant aux noeuds M et N,

C_{iM} et C_{iN} : couples nodaux agissant aux noeuds M et N,

et $k_i^* = k_i (1 + j \eta_i)$;

où k_i et η_i sont respectivement la raideur et le facteur d'amortissement structural relatifs au ième degré de liberté.

Cette matrice qui ne rend pas compte d'éventuels couplages entre degrés de liberté, doit être déterminée expérimentalement.

2-2-3 Os

Chacun des os du bras et de l'avant-bras est discrétisé au moyen d'éléments finis volumiques et les matrices masse, raideur et amortissement sont calculées relativement aux composantes de translation des noeuds du maillage.

Le problème se pose, alors, de la compatibilité entre les modèles de l'os et de l'articulation. Il faut, en effet, assurer la continuité du champ de déplacement décrit par les six composantes de translation u_1, u_2, u_3 et de rotation $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ de l'un des noeuds tel que N de l'articulation, d'une part, et les seules composantes de translation des noeuds de l'extrémité de l'os, d'autre part (figure 2-3).

Pour cela, on imagine une section terminale de l'os contenant le noeud N de l'articulation et on fait l'hypothèse que cette section est rigide. De ce fait, les déplacements de noeuds tels que I contenus dans cette section sont dépendants de ceux du noeuds N :

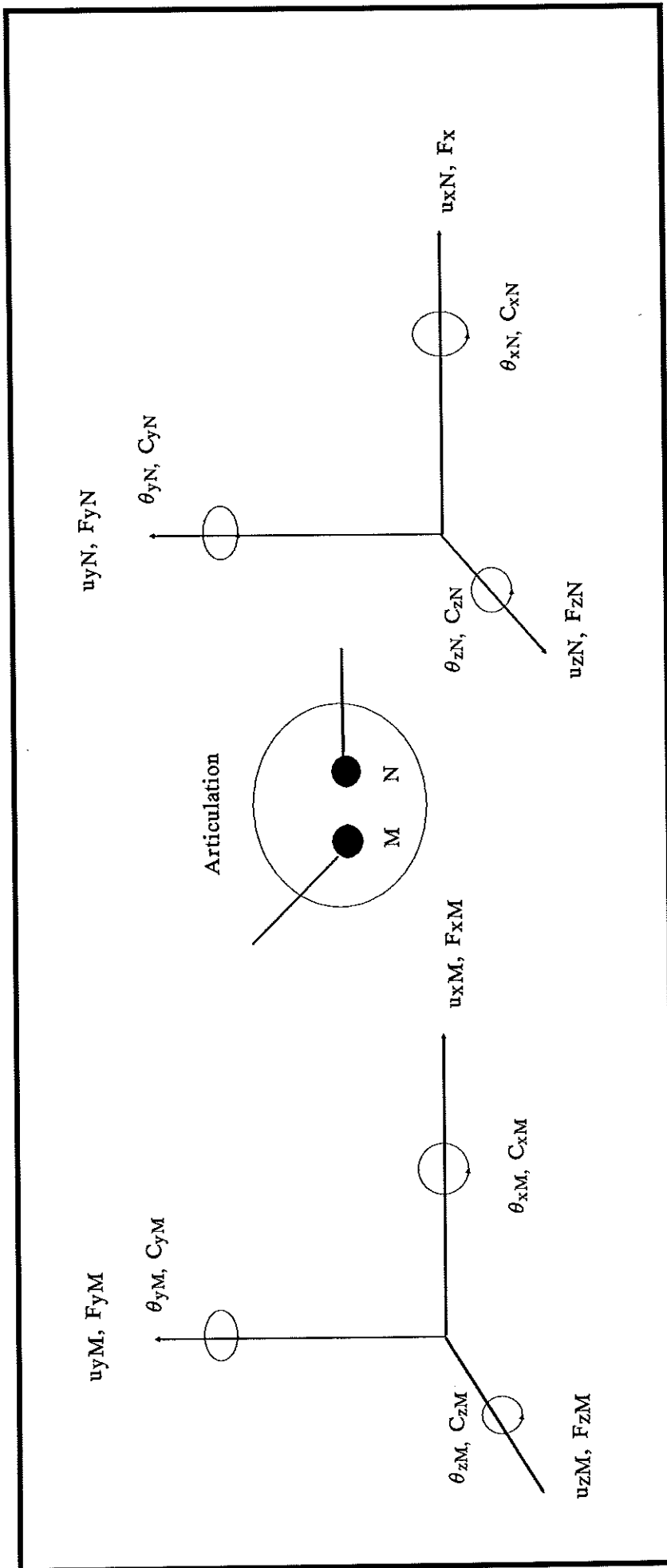


Fig 2-2 : Description des degrés de liberté d'une articulation.

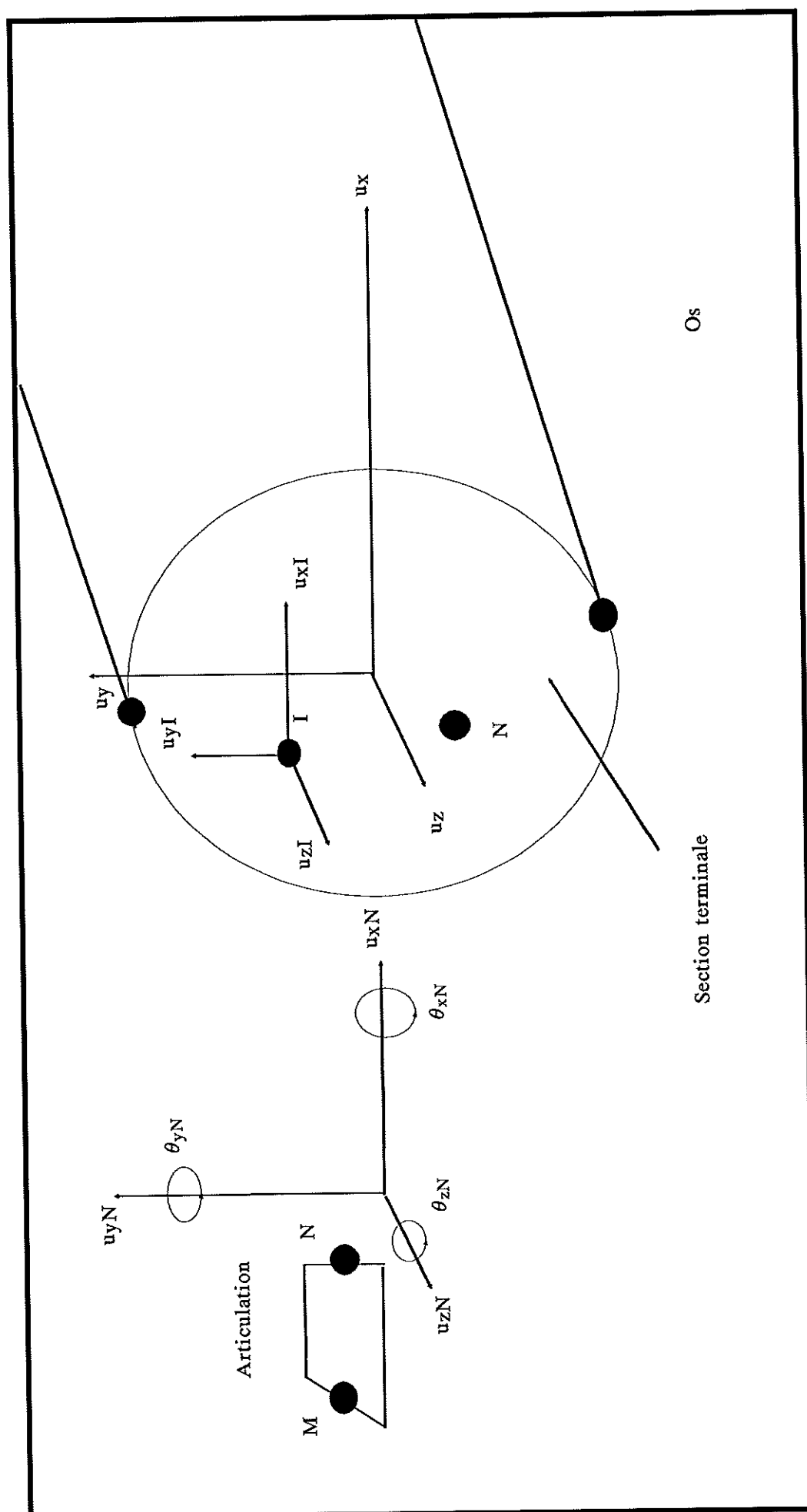


Fig. 2-3 : Continuité du champ de déplacement entre une articulation et un os.

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix}_I = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_N - y_I \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & x_I - x_N \\ 0 & 0 & 1 & y_I - y_N & x_N - x_I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix}_N \quad (2-4)$$

de sorte que chaque extrémité d'un os soit représentée par un seul noeud disposant de trois degrés de liberté de translation et trois degrés de liberté de rotation.

Par ailleurs, compte tenu de la géométrie particulière des os, de la faible épaisseur de la paroi corticale et de l'inhomogénéité du matériau, la description d'un os nécessite environ 700 degrés de liberté (100 éléments construits sur 250 noeuds). L'utilisation de matrices d'un tel rang lors de l'assemblage des constituants conduirait à une taille du problème excessive. Il est donc indispensable de réduire le rang des matrices en altérant le moins possible le spectre basse fréquence du système initial.

Cette opération, connue sous le nom de condensation de GUYAN (1965) [24] consiste à effectuer une partition de l'ensemble des degrés de liberté $\{u\}_S$ de la sous-structure S que constitue l'os en deux sous-ensembles: l'un comprenant les degrés de liberté "maîtres" $\{u_m\}_S$ qui caractérisent à eux seuls le comportement dynamique de la sous-structure, et le sous-ensemble complémentaire $\{u_e\}_S$ des degrés de liberté "esclaves". Les degrés de liberté "esclaves" pour lesquels les forces d'inertie peuvent être négligées sont, dans le cas des os, ceux des noeuds intérieurs au volume et de certains noeuds de surface. Les degrés de liberté "maîtres" sont ceux des noeuds où doivent être réalisées des continuités avec d'autres constituants, c'est à dire les noeuds des extrémités permettant la connexion des articulations et les noeuds d'insertion des faisceaux musculaires. A ces degrés de liberté indispensables pour assurer la compatibilité à l'intérieur de la structure assemblée, s'ajoutent les degrés de liberté de noeuds de surface régulièrement répartis afin de permettre une description correcte des déformées dynamiques de l'os.

Négligeant les forces d'inertie agissant sur les degrés de liberté "esclaves", l'ensemble des degrés de liberté de la sous-structure considérée s'exprime de manière approchée en fonction des seuls degrés de liberté "maîtres" :

$$\{u\}_S = |R_S| \{u_m\}_S \quad (2-5)$$

où $|R_S|$ est la matrice de réduction de base définie à l'annexe 2, incluant l'hypothèse (2-4).

Pour l'os considéré comme une sous-structure S, le lagrangien :

$$L_S \approx \frac{1}{2} \langle \dot{u} \rangle_S |M_S| \{\dot{u}\}_S - \frac{1}{2} \langle u \rangle_S (|K_S| + j |A_S|) \{u\}_S + \langle u \rangle_S \{F_S\} e^{j\Omega t}$$

devient alors :

$$L_S \approx \frac{1}{2} \langle \dot{u}_m \rangle_S |m_S| \{\dot{u}_m\}_S - \frac{1}{2} \langle u_m \rangle_S (|k_S| + j |a_S|) \{u_m\}_S + \langle u_m \rangle_S \{f_S\} e^{j\Omega t} \quad (2-6)$$

où

$$\begin{cases} |m_S| = |R_S|^T |M_S| |R_S| \\ |k_S| = |R_S|^T |K_S| |R_S| \\ |a_S| = |R_S|^T |A_S| |R_S| \\ \{f_S\} = |R_S|^T \{F_S\} \end{cases} \quad (2-7)$$

sont respectivement les matrices masse, raideur, amortissement et le vecteur force extérieure condensés relativement aux degrés de liberté "maîtres".

L'opération de condensation ainsi réalisée permet de faire passer le rang des matrices caractéristiques des os de l'ordre de 700 à 60.

2-2-4 Muscles

Comme les os, les muscles sont discrétisés au moyen d'éléments finis volumiques. La discrétisation conduit également à des matrices caractéristiques de rang élevé (environ 300) qui nécessitent d'être réduites.

Contrairement aux os dont les connexions avec d'autres constituants de la structure sont nombreuses, les muscles n'ont de liaison effective que par l'intermédiaire de quelques insertions tendineuses. Alors que pour les os, il était nécessaire de conserver, lors de la condensation, de nombreux degrés de liberté physiques, il est plus intéressant ici de procéder à une opération de réduction qui repose sur l'utilisation d'une base modale tronquée conformément à la méthode des modes contraints de CRAIG et BAMPTON (1968) [13] décrite en annexe 3. En effet, la base modale constituée des premiers modes propres renferme l'essentiel du spectre basse fréquence.

La réduction résulte de l'approximation des déplacements au moyen d'une méthode de RITZ en utilisant comme vecteurs de base les modes statiques de liaison de la sous-structure S et ses premiers modes dynamiques à interfaces fixes. Dans cette base, les composantes sont les déplacements physiques des noeuds de liaisons $\{u_l\}_S$ et les déplacements modaux $\{p\}_S$ associés aux modes propres retenus, de sorte que si on note :

$$\{u_d\}_S = \begin{Bmatrix} u_l \\ p \end{Bmatrix}_S$$

le vecteur des composantes de déplacement dans la base réduite, alors :

$$\{u\}_S \approx |R_S| \{u_d\}_S \quad (2-8)$$

Les matrices masse, raideur, amortissement et le vecteur force extérieure réduits se définissant comme en (2-7), le lagrangien de la sous-structure S formée d'un muscle s'écrit :

$$L_S \approx \frac{1}{2} \langle \dot{u}_d \rangle_s | m_s | \{ \dot{u}_d \}_s - \frac{1}{2} \langle u_d \rangle_s (| k_s | + j | a_s |) \{ u_d \}_s + \langle u_d \rangle_s \{ f_s \} e^{j \Omega t} \quad (2-9)$$

La réduction ainsi effectuée abaisse le rang du système à environ 20.

2-2-5 Main

Comme il a été annoncé au paragraphe 2-2-1, la main n'est pas modélisée par éléments finis, mais est considérée comme une masse disposant de trois degrés de liberté de translation et une inertie disposant de trois degrés de liberté de rotation. Ces masse et inertie sont connectées à l'articulation du poignet sur laquelle sont reportées les raideurs et amortissements répartis provenant de la main.

Cette simplification est rendue nécessaire, au moins dans une première approche, par l'extrême complexité anatomique de la main. Elle altère essentiellement la représentation des phénomènes vibratoires locaux qui ne peuvent être que de faible longueur d'onde, c'est à dire de haute fréquence. Elle exclut, bien entendu, tout retour à la détermination de l'état mécanique interne de la main.

2-3 Assemblage

Le modèle de l'ensemble du système main-bras est le résultat de l'assemblage des différents constituants suivant une disposition spatiale conforme à la posture adoptée.

Les matrices masse, raideur et amortissement de chacune des sous-structures ont été formées relativement aux déplacements nodaux exprimés dans des repères qui leur sont propres. Or, il est indispensable, pour assurer la continuité du champ de déplacement d'une sous-structure à une autre, que les composantes de déplacement des noeuds de liaison soient exprimées dans un repère commun, quelle que soit la sous-structure à laquelle ils appartiennent. La projection de ces déplacements nodaux dans un repère global est donc le préalable à l'opération d'assemblage.

Ce nouveau changement de base entraîne une modification des matrices définies en (2-3), (2-6) et (2-9). Pour des raisons de clarté de présentation, cette modification n'est pas explicitée ici et les notations anciennes sont conservées.

Les matrices masse, raideur et amortissement du système complet sont alors obtenues par sommation des lagrangiens des constituants et factorisation des variables nodales communes à plusieurs sous-structures. En regroup-

pant alors dans un vecteur unique $\{U\}$ les déplacements physiques indépendants et les déplacements modaux propres de toutes les sous-structures, le lagrangien du système s'écrit :

$$L \approx \frac{1}{2} \langle \dot{U} \rangle |M| \{ \dot{U} \} - \frac{1}{2} \langle U \rangle (|K| + j |A|) \{ U \} + \langle U \rangle \{ F \} e^{j \Omega t} \quad (2-10)$$

où $|M|$, $|K|$, $|A|$ sont les matrices masse, raideur et amortissement globales et $\{F\}$ est le vecteur force d'excitation dont les seules composantes non nulles sont celles relatives aux degrés de liberté de translation de la masse figurant la main.

Les différentes opérations de réduction effectuées sur les sous-structures conduisent à un modèle global dont la taille n'excède pas 300 équations.

2-4 Résolution

2-4-1 Equation du mouvement

Le comportement dynamique du membre est régi, de manière approchée par le système différentiel :

$$|M| \{ \ddot{U} \} + (|K| + j |A|) \{ U \} = \{ F \} e^{j \Omega t} \quad (2-11)$$

dont on cherche la solution en régime établi.

Il est alors commode d'utiliser une méthode dite pseudo-modale pour calculer la réponse. Elle consiste à approximer, dans la gamme des basses fréquences, les déplacements $\{U(t)\}$ sur la base des premiers modes propres $\{\Phi_1\}$, ... , $\{\Phi_n\}$ du système non amorti :

$$\{U(t)\} \approx |\Phi| \{q(t)\}$$

avec $|\Phi| = |\Phi_1 \Phi_2 \dots \Phi_n|$
et $\{q(t)\}$, vecteur des déplacements modaux.

Ainsi, en la prémultipliant par $|\Phi|^T$ l'équation (2-11) devient :

$$|M_q| \{ \ddot{q} \} + (|K_q| + j |A_q|) \{ q \} = \{ Q \} e^{j \Omega t} \quad (2-13)$$

où $|M_q|$, $|K_q|$, $|A_q|$ sont les matrices masse modale, raideur modale et amortissement modal et $\{Q\}$ est le vecteur forces extérieures modales.

Les matrices $|M_q|$ et $|K_q|$ sont alors diagonales, mais $|A_q|$ ne l'est pas.

Ainsi, en cherchant la solution sous la forme :

$$\{q(t)\} = (\{q_r\} + j \{q_i\}) e^{j\Omega t} \quad (2-14)$$

le système différentiel (2-13) se transforme en un système algébrique de rang $2n$:

$$\begin{vmatrix} |K_q| - \Omega^2 |A_q| & - |A_q| \\ |A_q| & |K_q| - \Omega^2 |A_q| \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_r\} \\ \{q_i\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{Q\} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2-15)$$

qu'il faut résoudre pour chaque valeur de la pulsation d'excitation Ω .

Pour être interprétable, la solution ainsi obtenue doit être exprimée en termes de déplacements dans la base physique de chacune des sous-structures. Ceci nécessite tout d'abord un retour dans la base des déplacements $\{U\}$ du système complet au moyen de (2-12), puis, pour chaque sous-structure S , de transformer les composantes de $\{U\}$ qui la concernent par (2-5) ou (2-8).

Le déplacement complexe d'un noeud quelconque se présente alors sous la forme :

$$u = u_r + j u_i$$

Le déplacement physique est alors la partie réelle du nombre complexe $\{u e^{j\Omega t}\}$. Le module de u représente donc l'amplitude de ce déplacement et l'argument son déphasage par rapport à l'excitation.

2-4-2 Masse dynamique

En raison de l'impossibilité de procéder à des mesures invasives, la validation d'un tel modèle ne peut se faire que par comparaison de sa fonction de transfert avec celle qui est mesurée sur un simulateur.

Si la fonction de transfert relie la force d'excitation F à l'accélération du point excité dans la direction d'excitation, les grandeurs à comparer sont :

-la masse dynamique :

$$m(\Omega) = \frac{F}{\Omega^2 (u_r^2 + u_i^2)^{1/2}} \quad (2-16)$$

-le déphasage :

$$\varphi(\Omega) = \arctg \frac{u_i}{u_r} \quad (2-17)$$

2-4-3 Efforts internes

L'état mécanique du membre exposé à une excitation sinusoïdale peut alors être calculé pour toute valeur de la pulsation d'excitation Ω .

En effet, le champ de déplacement étant connu, il est possible d'en déduire les efforts dynamiques supportés par un tendon ou une articulation. Ces efforts dynamiques sont les forces agissant aux noeuds dues aux propriétés élastiques et dissipatives des constituants concernés. Ils sont donc représentés par la partie réelle de l'expression :

$$(|K_S| + j|A_S|) \{u_S\} e^{j\Omega t} \quad (2-18)$$

où $|K_S|$, $|A_S|$ sont les matrices raideur et amortissement structural du constituant (muscle ou articulation) concerné et $\{u_S\}$ est le vecteur de ses déplacements complexes.

De même, l'état de contraintes peut être calculé dans les éléments finis d'os et de muscle.

Ces efforts internes donnent une mesure de l'intensité des effets mécaniques d'une excitation vibratoire sur les constituants anatomiques du membre concerné.

2-4-4 Energie de déformation et puissance dissipée

Une quantification plus globale de l'exposition aux vibrations peut être trouvée dans l'énergie de déformation maximum emmagasinée au cours d'un cycle.

Si on désigne par $\{\bar{U}\}$ le vecteur des amplitudes des déplacements $\{U\}$ de l'équations (2-11), lequel dépend de la pulsation d'excitation Ω , cette énergie est, pour le système dans son ensemble :

$$D(\Omega) = \frac{1}{2} \langle \bar{U} \rangle |K| \{\bar{U}\} \quad (2-19)$$

Une autre information intéressante est la puissance totale dissipée par le système :

$$P(\Omega) = \frac{1}{2} \Omega \langle u_r \rangle |A| \{u_r\} + \frac{1}{2} \Omega \langle u_i \rangle |A| \{u_i\} \quad (2-20)$$

En considérant individuellement chacune des sous-structures, on peut de même aisément leur associer une énergie de déformation $D_S(\Omega)$ et une puissance dissipée $P_S(\Omega)$. Ces valeurs quantifient la participation énergétique de chacun des constituants au mouvement vibratoire.

CHAPITRE 3

MISE EN OEUVRE

3-1 ALGORITHMIE

3-1-1 Recherche des fréquences propres et des modes propres

3-1-2 Réponse de la structure amortie

3-1-2 Condensation de Guyan

3-1-3 Méthode des sous-structures

3-2 DESCRIPTION DE LA STRUCTURE

3-2-1 Détermination des contours des constituants

3-2-2 Détermination volumique des constituants

3-3 CARACTERISATION MECANIQUE DES MATERIAUX

3-3-1 Os et muscles

3-3-2 Articulations

3-3-3 Main

3-3-4 Récapitulatif des valeurs retenues

3-4 ANALYSE DES MACRO-ELEMENTS

3-5 ASSEMBLAGE DES CONSTITUANTS DU MEMBRE SUPERIEUR

3-6 LIAISON DE L'EPAULE

3-7 MESURES DE LA FONCTION DE TRANSFERT

3-7-1 Description du banc d'essais

3-7-2 Protocole expérimental

3-7-3 Mesures et traitement

Les différents aspects relatifs à la mise en oeuvre de la modélisation ont été regroupés dans ce chapitre. Ils concernent l'algorithme, la description de la structure, les constantes mécaniques des matériaux et la mesure des raideurs articulaires. La description du dispositif de mesure de la réponse du système main-bras destiné à la validation du modèle, ainsi que le protocole de mesure, sont également rapportés ici.

3-1 Algorithme

Le logiciel développé est adapté à la modélisation. Il analyse une structure complexe constituée de plusieurs macro-éléments. Le maillage et le calcul des matrices masse, raideur et amortissement élémentaires sont effectués au moyen du logiciel Ansys. Ces matrices ainsi que les numéros des noeuds définissant les éléments sont stockés sur fichiers. Elles constituent l'information de départ nécessaire à l'étude de la structure dans son ensemble.

La particularité du logiciel développé est l'association de différents outils connus. Il forme les matrices masse, raideur et amortissement des macro-éléments d'une structure en assemblant leurs matrices élémentaires. Il réduit le rang des matrices masse, raideur et amortissement des macro-éléments d'une structure, par une condensation de Guyan ou par la méthode des sous-structures. Puis il les assemble en matrices globales caractérisant la structure complète. Ensuite il recherche les n plus basses fréquences propres et les modes propres associés de la structure non amortie par une méthode d'itérations simultanées sur un sous-espace de dimension n très inférieure au rang des matrices masse et raideur. Enfin il calcule la réponse, en amplitude et en phase, à une excitation harmonique, en présence d'amortissement structural.

Les opérations relatives à l'application de ces techniques sont formellement simples à présenter. En revanche, leur programmation est considérablement compliquée par des impératifs pratiques, à savoir :

- réduire les temps de calcul ;
- s'affranchir des limites de ressources de la mémoire centrale de l'ordinateur.

Ces impératifs ont des conséquences qui ne sont pas systématiquement convergentes. Cependant, un avantage substantiel peut être tiré de la structure des matrices masse, raideur et amortissement qui sont bandes et symétriques. De ce fait, la demi-bande de termes non tous nuls est suffisante. Malgré la réduction de la taille mémoire utile résultant de ce mode de stockage, celle-ci peut encore dépasser les ressources de la mémoire centrale. Il faut alors avoir recours à de la mémoire sur disque et adapter les différents algorithmes à une gestion appropriée des fichiers.

La mise en oeuvre informatique fait l'objet d'un logiciel principal, appelant des modules indépendants conformément à l'organigramme présenté en annexe 4. Ils correspondent aux différents algorithmes et sont testés individuellement et dans leurs enchaînements. Ils sont compilés séparément et stockés dans des bibliothèques de sous-programmes.

Les principaux modules font l'objet d'une présentation dans les paragraphes suivants.

3-1-1 Recherche des fréquences propres et des modes propres

Les matrices masse $[M]$ et raideur $[K]$ de la structure sont définies relativement aux déplacements $\{U(t)\}$. L'équation du mouvement libre du système non amorti admet des solutions harmoniques de pulsations ω_i et on désigne par $\{\Phi_i\}$ les modes propres correspondants. Les n modes propres ($n < N$: rang du système) associés aux plus basses pulsations propres du système sont déterminés par une méthode d'itérations simultanées sur un sous-espace de dimension n (JENNINGS (1967) [30]).

Ce module de recherche des fréquences propres et des modes propres est testé sur l'exemple d'une poutre (figure 3-1). Elle est constituée de 16 éléments volumiques construits sur 68 noeuds. Les éléments sont de type isoparamétrique à 8 noeuds ayant trois degrés de liberté chacun. L'interpolation est linéaire. La théorie de cet élément est basée sur une formulation qui inclut les modes incompatibles (WILSON et al (1973) [63]) afin d'améliorer la convergence du modèle.

La poutre a une longueur de 40 cm et une section rectangulaire de dimensions $3 \times 1 \text{ cm}^2$. Les valeurs des caractéristiques mécaniques sont proches de celles des matériaux utilisés pour les constituants du membre supérieur, c'est à dire: masse volumique $\rho = 1900 \text{ kg/m}^3$, coefficient de Poisson $\nu = 0.35$, module d'Young $E = 0.15 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$.

La structure est encastree à une extrémité et libre à l'autre extrémité. On obtient numériquement les 15 premières basses fréquences après 5 itérations. Le calcul analytique des fréquences propres du système continu décrivant la même structure avec des conditions limites identiques permet de comparer les résultats obtenus par les deux méthodes. Ils sont présentés dans le tableau suivant :

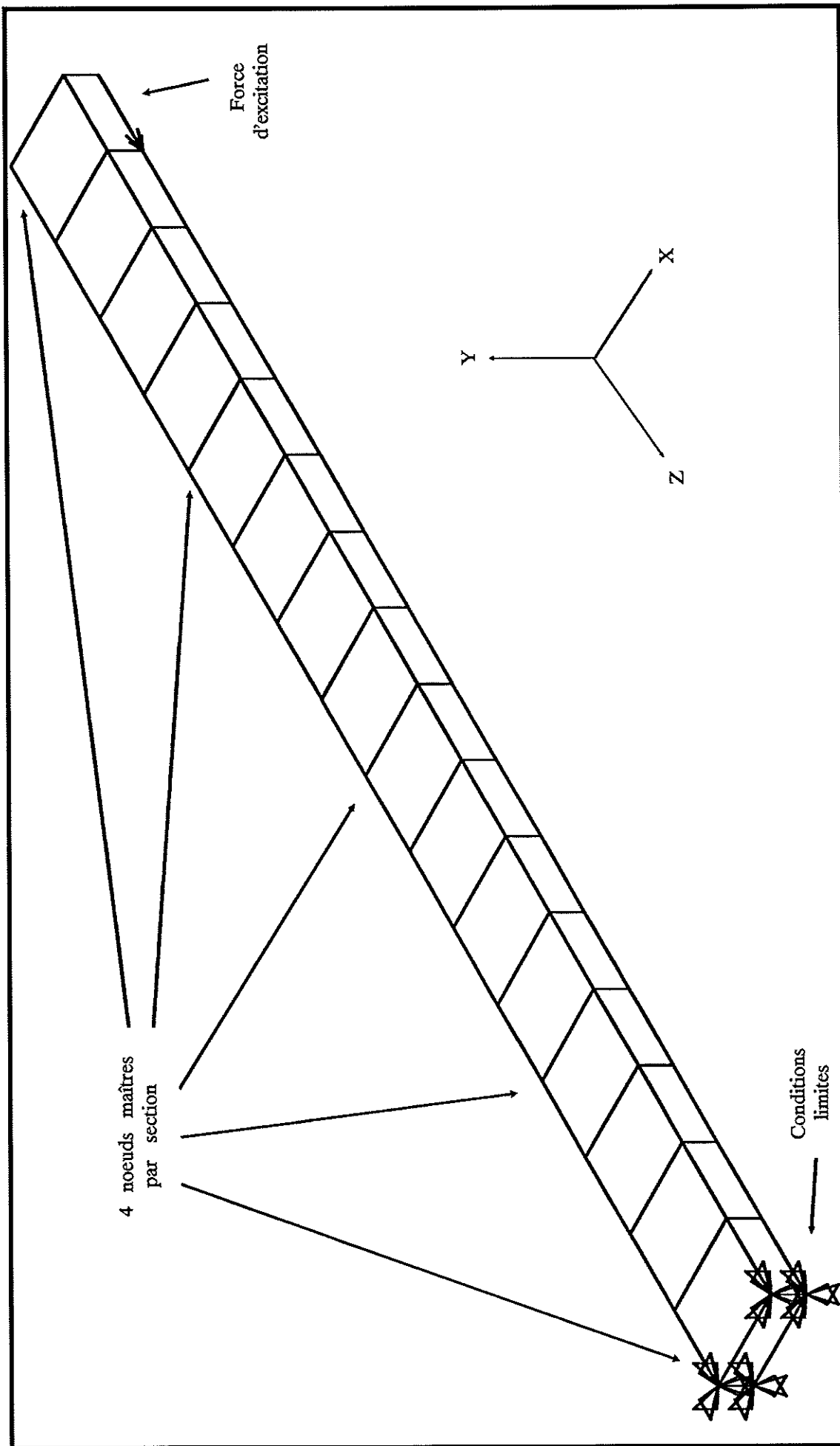


Fig. 3-1 : Poutre.

Mode	Solution numérique (fréquence en Hz)	Solution analytique (fréquence en Hz)
flexion dans le plan YZ	28.6	28.6
flexion dans le plan XZ	85.3	85.3
flexion dans le plan YZ	181	181
flexion dans le plan YZ	514	514
flexion dans le plan XZ	527	527
torsion	658	658
flexion dans le plan YZ	1032	1032
flexion dans le plan XZ	1448	1448
flexion dans le plan YZ	1765	1765
longitudinal	1769	1769
torsion	1996	1996
flexion dans le plan YZ	2747	2747
flexion dans le plan XZ	2775	2775
torsion	3401	3401
flexion dans le plan YZ	4028	4028

3-1-2 Réponse de la structure amortie

La structure est excitée par une force harmonique de la forme $\{F\}e^{j\Omega t}$, où $\{F\}$ est le vecteur force d'excitation. On utilise la méthode dite pseudo-modale en approximant les déplacements physiques sur la base tronquée des n premiers modes propres de la structure non amortie :

$$\{U(t)\} \approx |\Phi| \{q(t)\} \quad (3-1)$$

$$|\Phi| = [\Phi_1 \Phi_2 \dots \Phi_n], \text{ matrice } (N,n).$$

Les matrices masse modale $|m|$, raideur modale $|k|$ et amortissement modal $|a|$ sont alors définies relativement aux déplacements généralisés $\{q(t)\}$.

On cherche des solutions sous la forme :

$$\{q(t)\} = (\{q_r\} + j \{q_i\}) e^{j\Omega t} \quad (3-2)$$

Le système de n équations différentielles du second ordre se transforme en un système algébrique de $2n$ équations à $2n$ inconnues. La résolution pour chaque valeur de la pulsation d'excitation Ω souhaitée donne $\{q_r\}$ et $\{q_i\}$. A l'aide de l'approximation (3-1), on obtient $\{u_r\}$ et $\{u_i\}$, parties réelle et imaginaire du déplacement en fonction de Ω .

Les courbes de déplacement en amplitude et phase ou partie réelle et imaginaire, de masse dynamique et de déphasage en fonction de Ω peuvent être tracées.

Ce module est testé sur la même poutre que dans la paragraphe précédent. Elle est excitée harmoniquement en un noeud de son extrémité libre par une force de 20 N suivant la direction longitudinale. L'excentration du point d'application de la force provoque des mouvements de flexion en plus du mouvement longitudinal.

Dans un premier temps le facteur d'amortissement est nul. Le chargement ne permettant pas le calcul d'une solution analytique, la comparaison des résultats se fera avec ceux du logiciel Ansys. L'amplitude et la phase du déplacement du point d'excitation en fonction de la fréquence sont tracées en superposant les résultats obtenus par le logiciel (courbe sans symbole) et la solution Ansys (courbe avec symboles) pour une base pseudo-modale contenant 15 modes (figure 3-2). Les deux courbes se superposent parfaitement.

La réponse est ensuite calculée pour un facteur d'amortissement structural de 0.1 en utilisant la base pseudo-modale tronquée aux 15 premiers modes. On montre, à la figure 3-3, l'influence de l'amortissement en représentant la réponse calculée pour le système amorti comparée à celle du système non amorti. L'amplitude et la phase au point d'excitation calculées par Ansys pour des amortissements visqueux équivalents à l'amortissement structural sont également représentés par des points. Les résultats pour le système amorti sont en excellente concordance.

Enfin, dans un dernier cas, on montre la perte d'information liée aux nombres de modes retenus pour la base pseudo-modale. Le facteur d'amortissement est toujours de 0.1. On trace l'amplitude et la phase du point d'excitation en fonction de la fréquence en superposant les résultats obtenus avec 15 modes (courbe sans symbole) et seulement 12 modes (courbe avec symboles), (figure 3-4). L'erreur liée à la réduction du nombre de modes retenus (12 au lieu de 15) est peu significative pour des fréquences d'excitation inférieures à la 12ième fréquence propre de la structure (environ 2700 Hz).

Sont à retenir, en vue du calcul de la réponse à une excitation sinusoïdale, les modes associés aux fréquences propres contenues dans la plage des fréquences d'excitation. Cette remarque permet de réaliser une troncature de la base modale sans altération importante de la précision.

3-1-3 Condensation de Guyan

Cette méthode est présentée à l'annexe 1. On montre sur un exemple la validation de la programmation concernant cet algorithme.

Pour la poutre étudiée précédemment, 20 noeuds maîtres représentés sur la figure 3-1, sont retenus. Ils sont choisis de manière à pouvoir décrire correctement les déformées de la poutre dans la plage de fréquence 0 - 2000 Hz. La condensation abaisse alors le rang des matrices caractéristiques de 204 à 60.

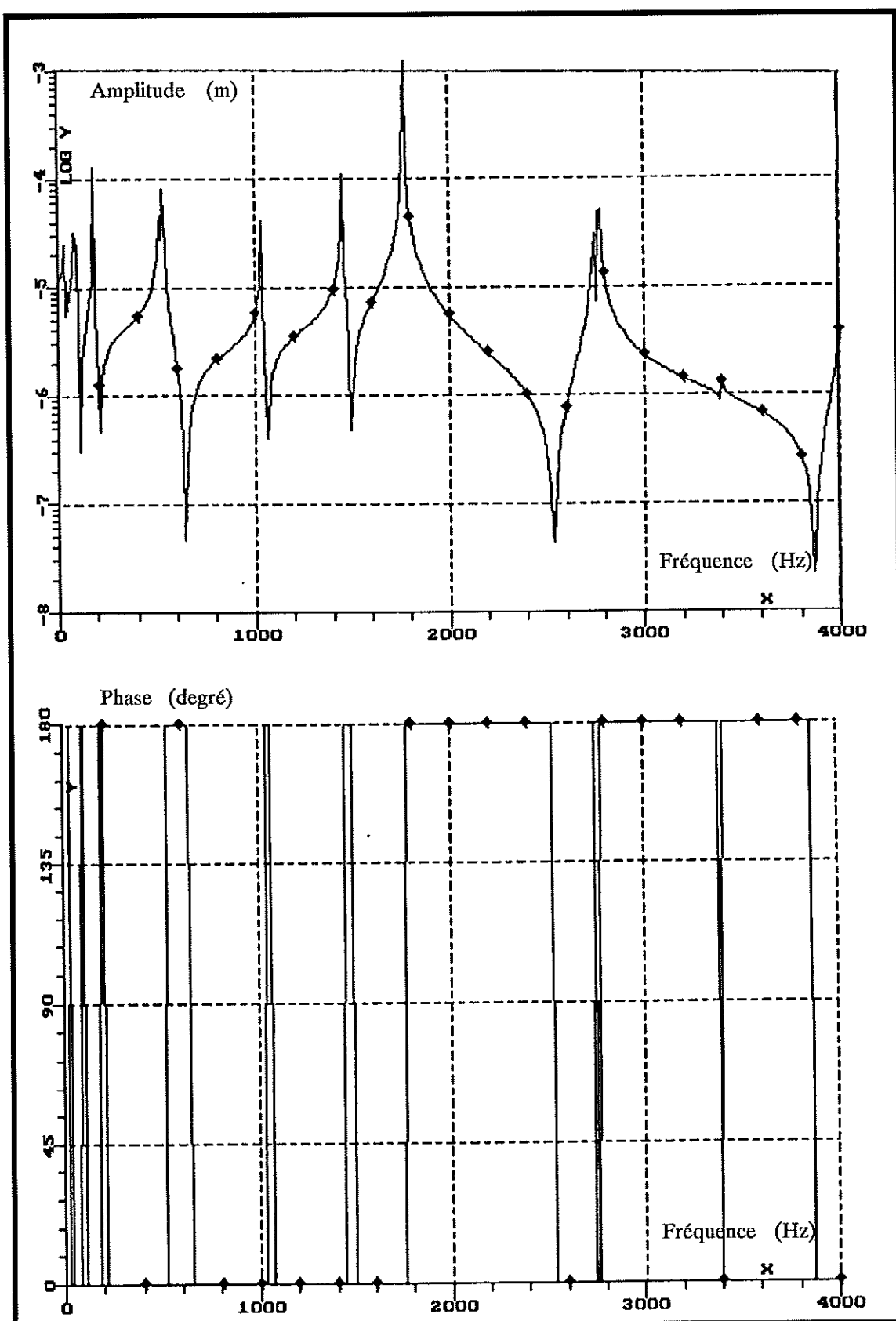


Fig. 3-2 : Amplitude et phase du point d'excitation de la poutre non amortie, solution numérique (courbe sans symbole) et solution Ansys (courbe avec symboles).

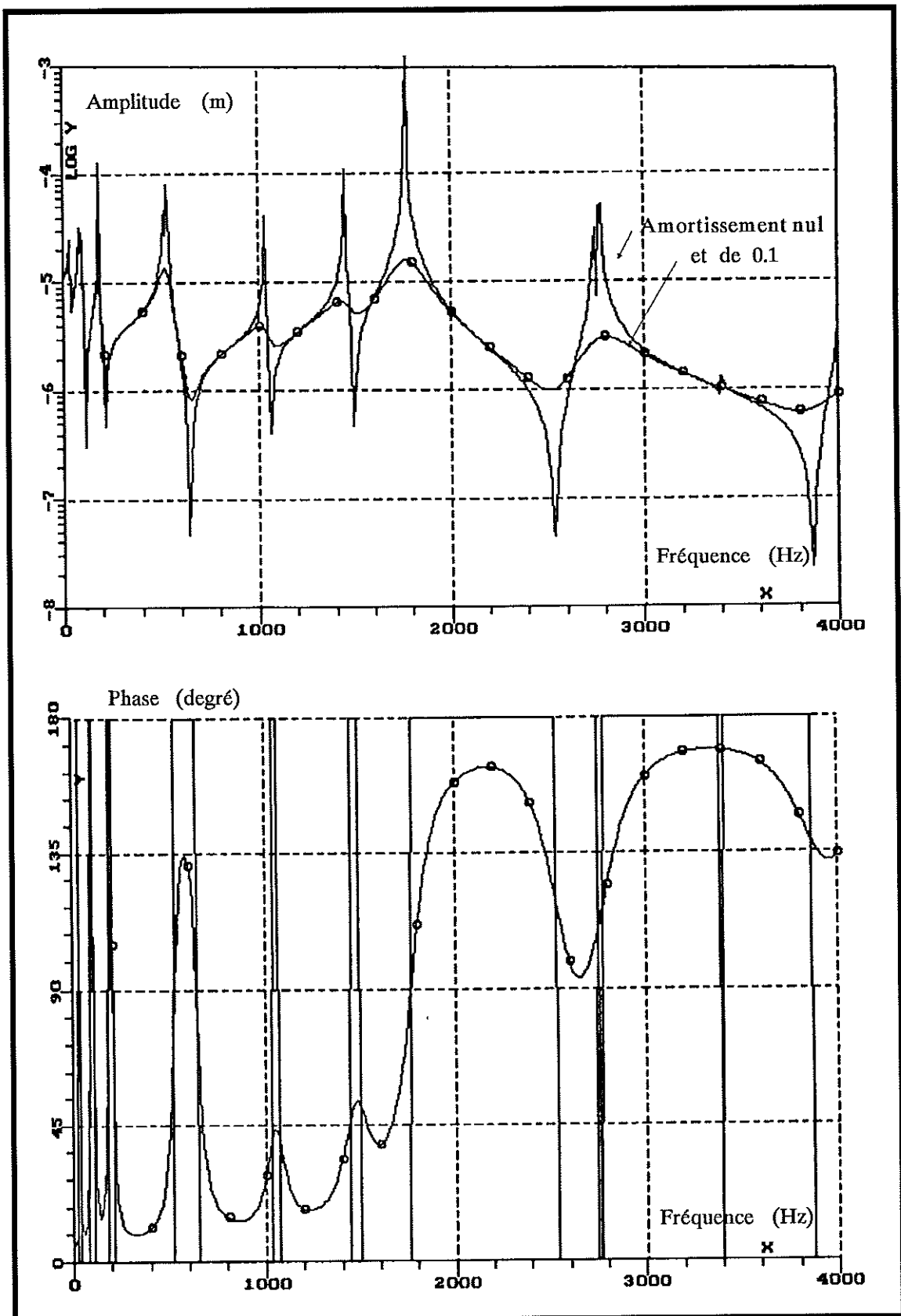


Fig. 3-3 : Amplitude et phase du point d'excitation de la poutre,
solution numérique
pour un amortissement nul et de 0.1 (courbes sans symbole)
et solution Ansys (Points).

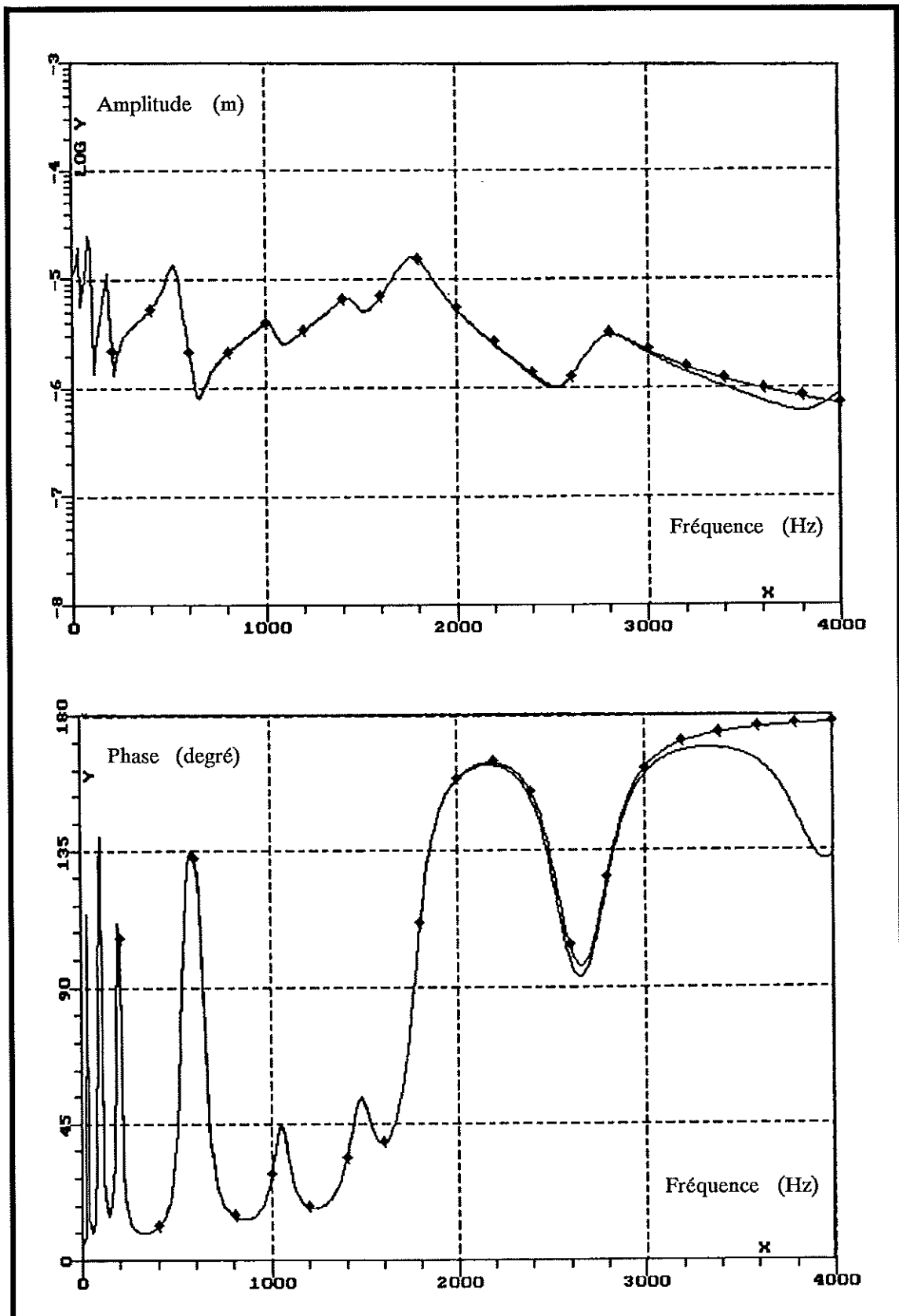


Fig. 3-4 : Amplitude et phase du point d'excitation de la poutre,
solution numérique pour un amortissement de 0.1,
avec 15 modes pour la base pseudo-meudal (courbe sans symbole)
et avec seulement 12 modes (courbe avec symboles).

Les 15 premières fréquences propres de la structure caractérisée par ses matrices condensées sont obtenues après 6 itérations. Les résultats obtenus après condensation sont comparés à ceux obtenus sans condensation dans le tableau suivant :

Mode	Solution numérique sans condensation (fréquence en Hz)	Solution numérique avec condensation (fréquence en Hz)	Erreur relative en %
flexion, plan YZ	28.6	28.6	0
flexion, plan XZ	85.3	85.3	0
flexion, plan YZ	181	181	0
flexion, plan YZ	514	515	<1
flexion, plan XZ	527	527	0
torsion	658	659	<1
flexion, plan YZ	1032	1037	<1
flexion, plan XZ	1448	1456	<1
flexion, plan YZ	1765	1772	<1
longitudinal	1769	1807	2
torsion	1996	2017	1
flexion, plan YZ	2747	2809	2
flexion, plan XZ	2775	2893	4
torsion	3401	3504	2
flexion, plan YZ	4028	4143	3

Le raidissement apparent résultant de la condensation conduit à une augmentation des fréquences propres qui n'excède cependant pas 2% pour les fréquences inférieures à 2000 Hz.

La poutre est ensuite excitée dans les mêmes conditions que dans la paragraphe précédent. Bien que la plage étudiée soit 0 - 2000 Hz, on trace la réponse jusqu'à 4000 Hz. L'amplitude et la phase des déplacements du point d'excitation en fonction de la fréquence sont tracées en superposant les résultats avec condensation (courbe avec symboles) et sans condensation (courbe sans symbole) (figure 3-5) pour une base modale contenant 15 modes. Un décalage, qui croît avec la fréquence, apparaît sur la figure au delà de 2000 Hz. Ceci résulte de la dégradation de l'information du fait de la condensation.

La qualité des solutions obtenues après condensation de Guyan dépend essentiellement du choix des noeuds maîtres et de l'aptitude qu'ont leurs degrés de liberté à décrire les déformées engendrées par l'excitation.

3-1-4 Méthode des sous-structures

Cette méthode est présentée à l'annexe 2. On montre sur un exemple la validation de la programmation concernant cet algorithme.

La poutre précédente est considérée comme la réunion de deux tronçons. Le premier est constitué de 7 éléments construits sur 32 noeuds et le second de 9 éléments construits sur 40 noeuds (figure 3-6). On réduit le

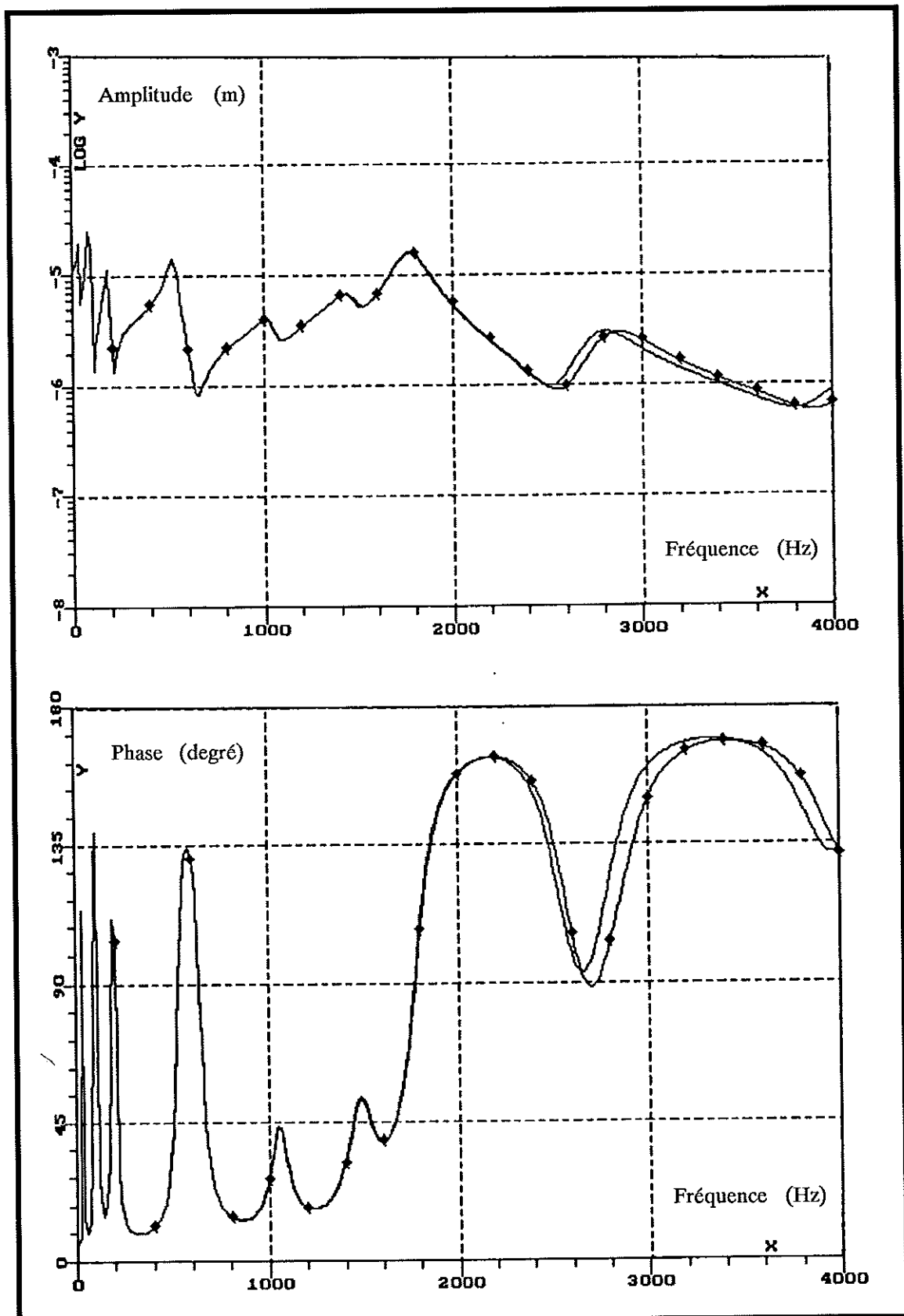


Fig. 3-5 : Amplitude et phase du point d'excitation de la poutre, solution numérique pour un amortissement de 0.1, avec condensation de Guyan (courbe avec symboles) et sans condensation (courbe sans symboles).

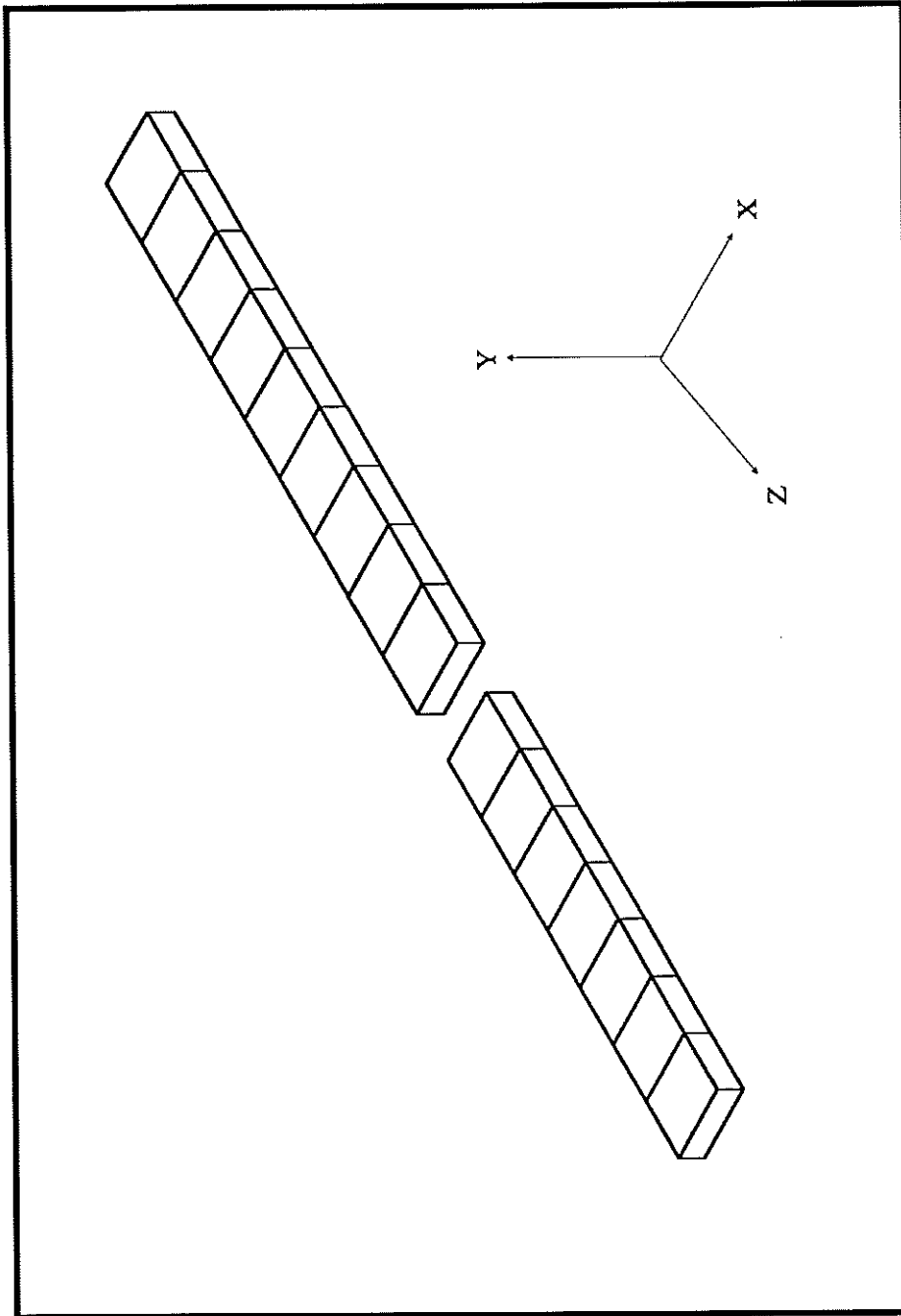


Fig. 3-6 : Décomposition de la poutre en deux tronçons.

rang des matrices associées à ces deux poutres par la méthode des sous-structures. Les degrés de liberté physiques des noeuds situés aux extrémités de chacun des tronçons sont conservés.

Les fréquences propres de chaque tronçon contraint à ses extrémités sont présentées dans les tableaux suivants :

- premier tronçon

Mode	Solution numérique (fréquence en Hz)
flexion dans le plan YZ	1020
flexion dans le plan XZ	2604
flexion dans le plan YZ	3059
torsion	3398
flexion dans le plan XZ	6593
flexion dans le plan YZ	6787

- deuxième tronçon

Mode	Solution numérique (fréquence en Hz)
flexion dans le plan YZ	603
flexion dans le plan XZ	1631
flexion dans le plan YZ	1751
torsion	2542
flexion dans le plan YZ	3710
flexion dans le plan XY	4235

Les degrés de liberté physiques des sous-structures sont alors approximés sur la base de leurs modes statiques et des 4 premiers modes dynamiques de flexion dont les fréquences propres sont situées dans la plage étudiée. L'influence du premier mode de torsion est négligeable par rapport au type de sollicitation essentiellement longitudinale.

L'assemblage des matrices caractérisant les deux tronçons permet la construction des matrices globales de la poutre. Leur rang passe alors de 204 à 44.

Les 15 premières fréquences propres de la structure caractérisée par ses matrices globales sont obtenues après 8 itérations. Les résultats obtenus sans et avec sous-structuration sont présentés dans le tableau suivant :

Mode	Solution numérique sans sous-structuration (fréquence en Hz)	Solution numérique avec sous-structuration (fréquence en Hz)	Erreur relative en %
flexion, plan YZ	28.6	28.6	0
flexion, plan XZ	85.3	85.3	0
flexion, plan YZ	181	181	0
flexion, plan YZ	514	514	0
flexion, plan XZ	527	527	0
torsion	658	658	0
flexion, plan YZ	1032	1033	<1
flexion, plan XZ	1448	1450	<1
flexion, plan YZ	1765	1765	<1
longitudinal	1769	1773	<1
torsion	1996	2003	<1
flexion, plan YZ	2747	2748	<1
flexion, plan XZ	2775	2806	2
torsion	3401	3410	<1
flexion, plan YZ	4028	4048	<1

L'erreur résultant de l'utilisation de la base tronquée des modes contraints reste inférieure à 1% en deça de 2000 Hz.

La poutre constituée par l'assemblage des deux tronçons est excitée dans les mêmes conditions que dans la paragraphe précédent. L'amplitude et le déphasage des déplacements du point d'excitation en fonction de la fréquence sont tracés en superposant les courbes avec réduction (courbe avec symboles) et sans réduction (courbe sans symbole) pour une base modale contenant 15 modes (figure 3-7). Le facteur d'amortissement est de 0.1. Un décalage, qui croît avec la fréquence, n'apparaît que pour des fréquences supérieures à 2000 Hz.

3-2 Description de la structure

Le système main-bras est une structure hétérogène complexe. La description réaliste du membre supérieur impose l'établissement de modèles volumiques de ses constituants osseux et musculaires. Ces modèles volumiques sont tirés de l'exploitation de tomographies du bras réalisées au moyen d'un scanner.

A ce stade, l'intention est affirmée de mettre en oeuvre le modèle général sur différents sujets ayant des caractéristiques morphologiques différentes. Il est donc nécessaire d'associer la réponse dynamique de chacun à ses propres caractéristiques et non à des données statistiques. En raison des contraintes imposées par l'utilisation du scanner, on admettra que la forme et les dimensions des différents constituants du bras sont invariables et que seule leur disposition spatiale est modifiée d'une posture à une autre. On rappelle que les propriétés mécaniques des faisceaux musculaires varient en fonction de leur activité (c.f. paragraphe 2-1-3).

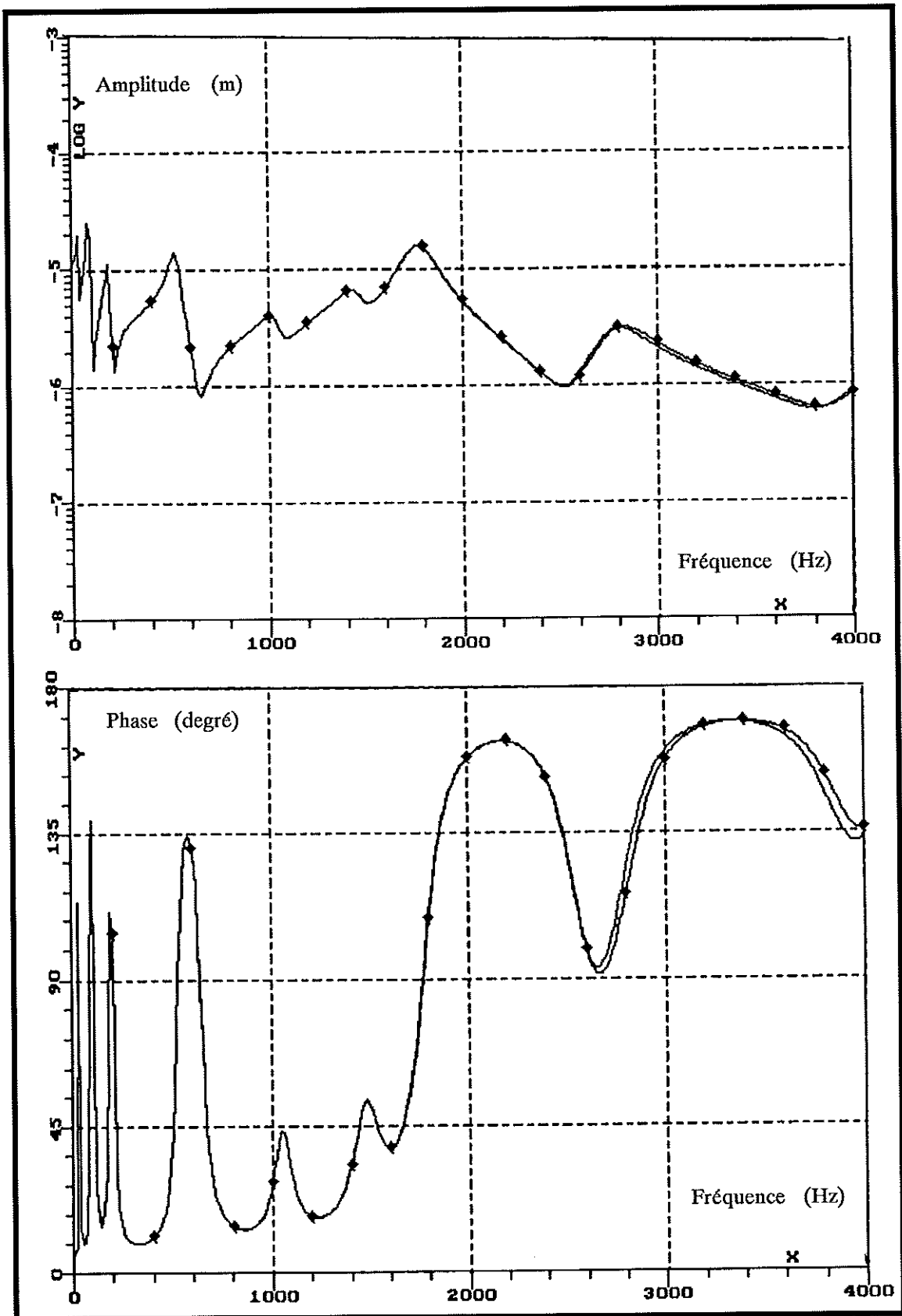


Fig. 3-7 : Amplitude et phase du point d'excitation de la poutre, solution numérique pour un amortissement de 0.1, avec sous-structuration (courbe avec symboles) et sans sous-structuration (courbe sans symbole).

3-2-1 Détermination des contours des constituants

Trente images scanner -une tous les deux centimètres d'une épaisseur de 2.5 mm- sont réalisées du poignet à l'épaule. La position couchée, le bras tendu le long de la tête (figure 3-8) est imposée par des raisons purement techniques liées aux limitations de la machine. Le bras est bloqué avec des sangles radio-transparentes pour conserver une position figée durant les 30 mn de la saisie des clichés. Les images sont obtenues perpendiculairement à l'axe du bras et de l'avant-bras, à des distances et à une échelle connues qui apparaissent sur les clichés radiographiques (figure 3-9).

A défaut de disposer des moyens d'utiliser directement l'information numérisée du scanner pour réaliser la description volumique des différents constituants osseux et musculaires, il a été nécessaire de transiter par les images en vue d'en numériser les contours.

Les clichés posés sur un négatoscope sont alors numérisés avec une caméra CCD et son logiciel d'acquisition. Sa résolution est de 1728 points par lignes, de 2240 lignes et de 256 niveaux de gris.

Les images numérisées sont traitées au moyen d'un logiciel développé par BUFFAT (1988) [7]. Il permet par différents seuillages, d'accentuer les contours interne et externe de l'os et celui de la peau. Le seuillage transforme l'image numérisée à 256 niveaux de gris en une image à deux niveaux de gris. Des contours apparaissent si les constituants de part et d'autre de celui-ci ont des nuances de gris contrastées. De ce fait, les enveloppes musculaires ne sont pas observables et les contours des faisceaux sont reportés sur les images à partir de coupes anatomiques.

Une échelle figure sur les clichés. Elle est aussi saisie avec la caméra et on mesure à l'aide du logiciel de traitement d'image ses dimensions. Ceci permet la restitution des coordonnées x et y des points de ces contours dans le plan de chacune des coupes (figure 3-10). La troisième coordonnées est l'abscisse de la coupe considérée.

3-2-2 Détermination volumique des constituants

Le modèle volumique des os et des faisceaux musculaires, fixé d'un point de vue dimensionnel, est alors obtenu par interpolation entre les coupes (BOULOT et al (1990) [5]). Les surfaces engendrées par l'extrusion des contours relevés dans les sections définissent les volumes occupés par les constituants anatomiques qui sont identifiés en tant que tels. Il reste alors à préciser la description des extrémités de ces volumes.

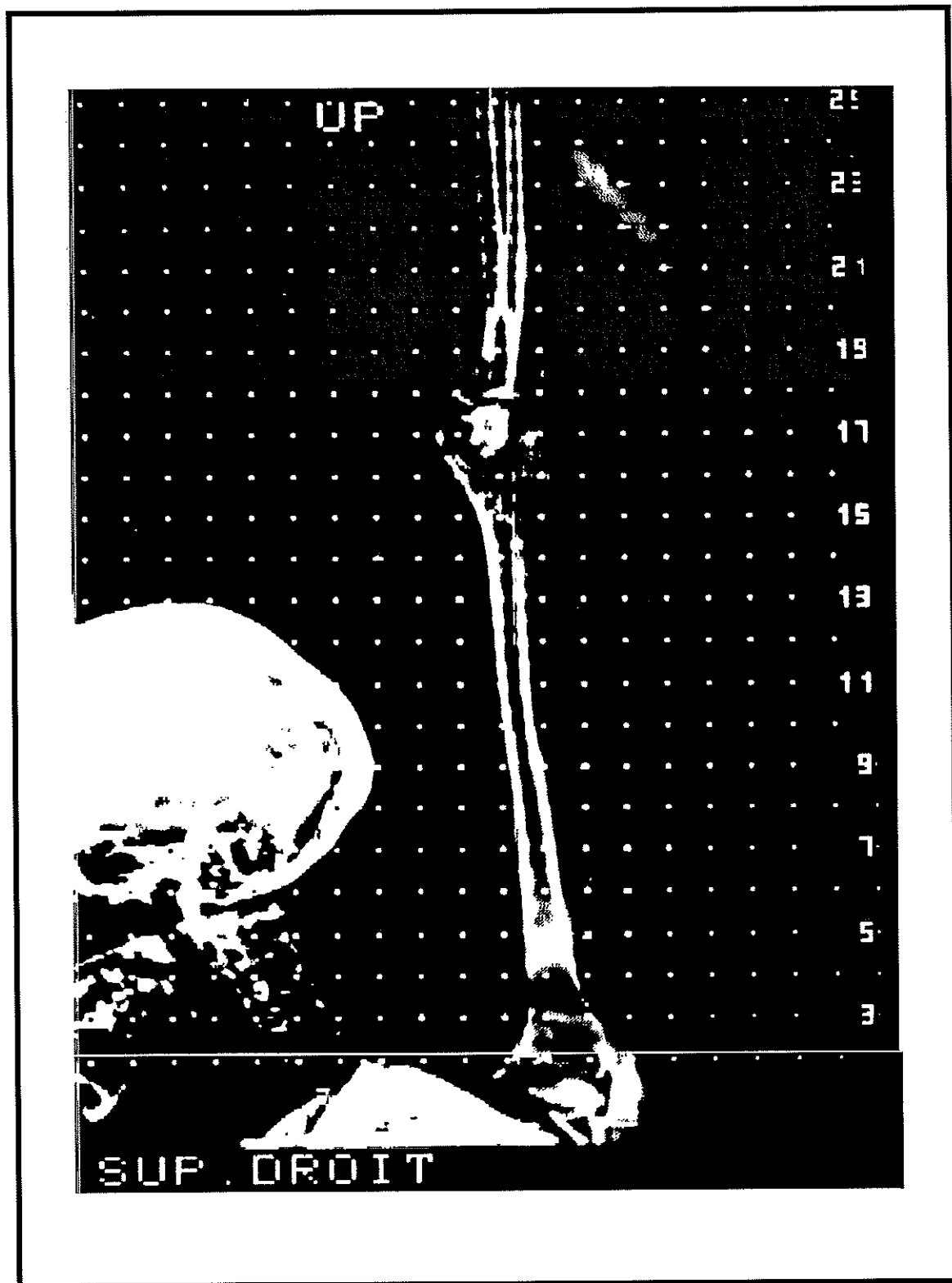


Fig. 3-8 : Radiographie du membre supérieur.

Les numéros sont ceux des images scanner,
les pointillés représentent les plans des coupes des images scanner.

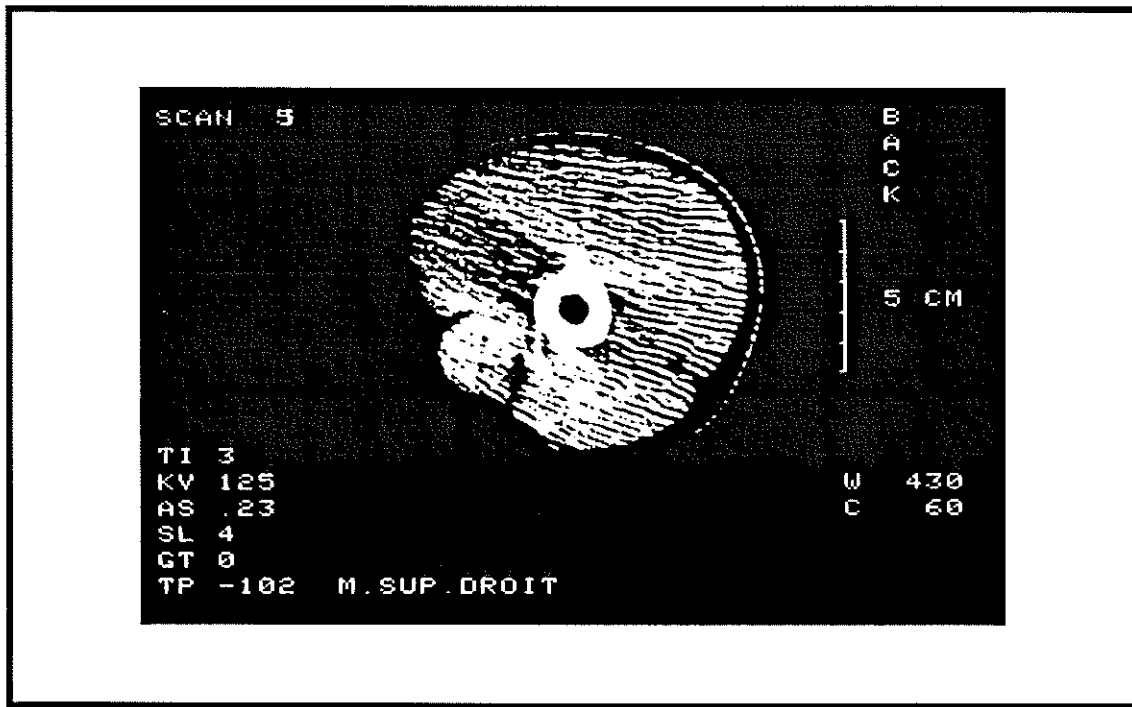


Fig. 3-9a : Image scanner numéro 5 d'une coupe du bras.

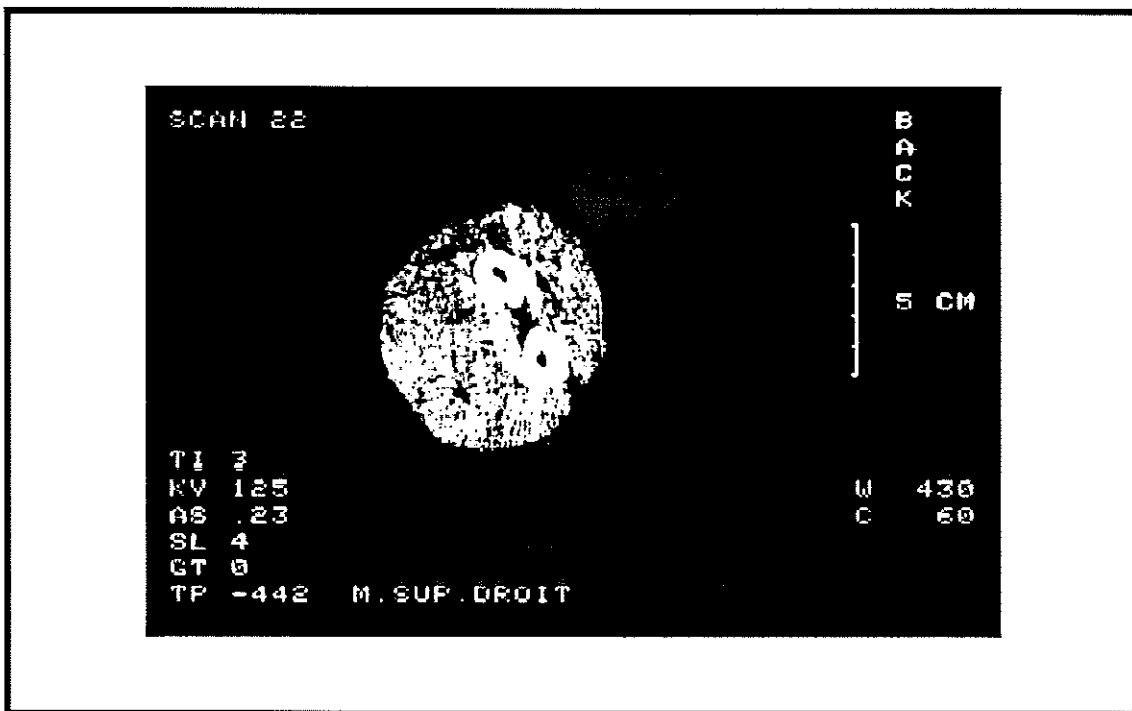


Fig. 3-9b : Image scanner numéro 22 d'une coupe de l'avant-bras.

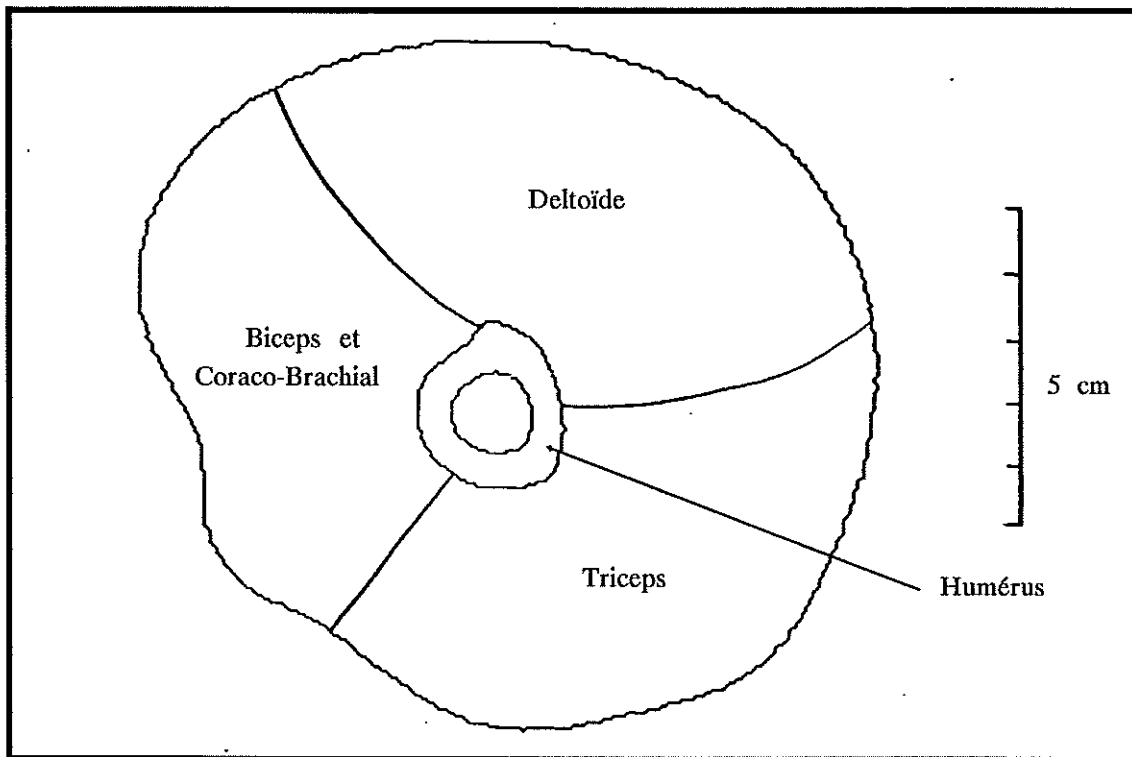


Fig. 3-10a : Contours osseux, musculaires et de la peau de l'image scanner numéro 5 d'une coupe du bras.

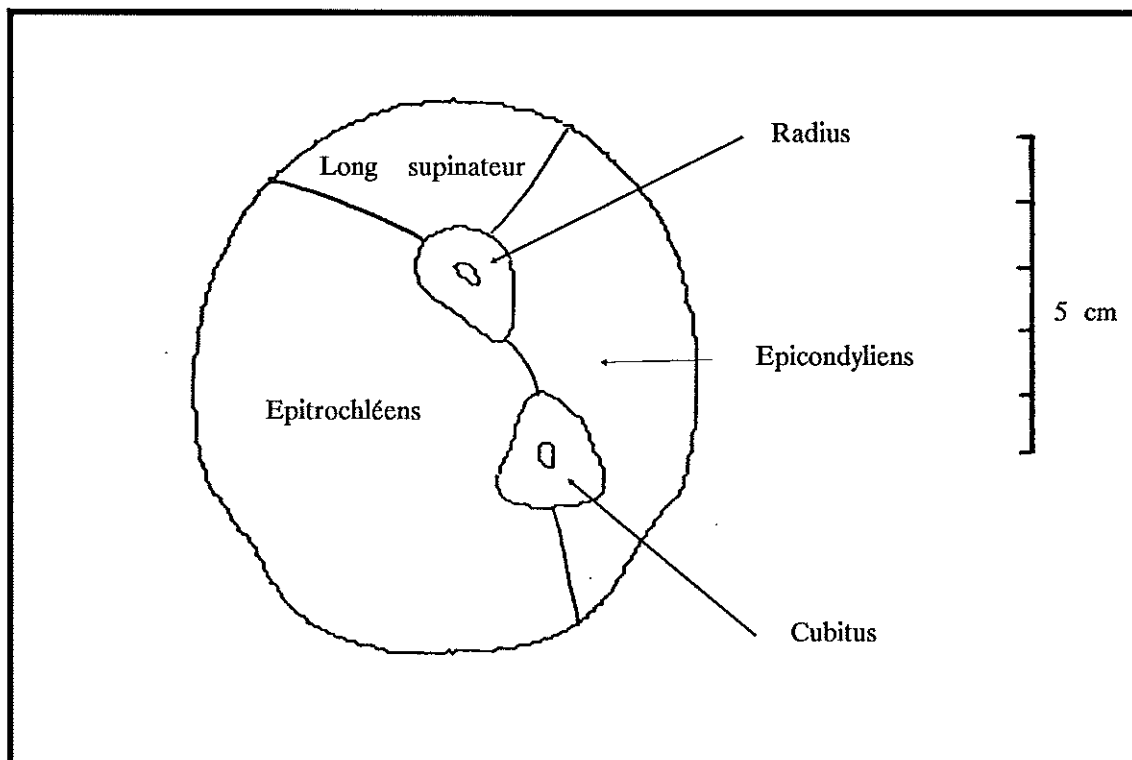


Fig. 3-10b : Contours osseux, musculaires et de la peau de l'image scanner numéro 22 d'une coupe de l'avant-bras.

La forme exacte des extrémités des os n'est pas suffisamment précisée du fait de l'éloignement des coupes consécutives (2 cm). Aussi considère-t-on les première et dernière coupes contenant un os comme des plans extrémités sachant que la raideur des épiphyses contribue à la raideur articulaire et est donc prise en compte par ailleurs. Chaque plan extrémité est alors supposé indéformable afin de représenter ses déplacements par 3 composantes de translation et 3 composantes de rotation.

Concernant les muscles, leurs extrémités sont en forme de pointes par lesquelles ils s'insèrent sur les os. La position des ces insertions n'apparaît pas nettement sur les clichés radiographiques et il n'existe pas d'atlas donnant des informations dimensionnelles relatives à leur localisation. Il a donc été nécessaire de réaliser des mesures sur os secs afin d'établir une base de données adimensionnelles relative à leur localisation.

On repère les insertions musculaires correspondant aux six principaux faisceaux musculaires connectés à l'humérus, au radius et au cubitus.

Ces insertions concernent (figure 3-11) :

- sur l'humérus :
 - * le deltoïde à la partie moyenne et au bord externe (1)
 - * le long supinateur au voisinage du deltoïde (2)
 - * les épitrochléens à l'épitrochlée (3)
 - * les épicondyliens à l'épicondyle (4)
- sur le cubitus :
 - * les fléchisseurs du coude (biceps, coraco-brachial et brachial-antérieur) à la partie supérieure, antéro-interne (5)
 - * le triceps à l'olécrane (6)
- sur le radius :
 - * les fléchisseurs du coude à la tubérosité bicipitale (7)
 - * le long supinateur à la partie inférieure, antéro-externe (8).

Les coordonnées spatiales de ces insertions sont relevées au moyen d'un robot mesureur (Puma Unimation 560). Il est équipé en son terminal d'un dispositif muni d'une pointe montée sur un comparateur. La pointe est amenée à proximité d'un repère sur l'os (figure 3-12). Le contact est constaté lorsque l'aiguille du comparateur dévie. Les coordonnées de la position de la pointe coïncidant avec une insertion musculaire sur un os sont alors enregistrées. La précision des mesures dans les conditions de cette expérience est de l'ordre de 0.5 mm.

Afin d'établir le rapport d'homothétie entre les os secs sur lesquels sont effectuées les mesures et les os servant à la présente description, trois points sont repérés sur chaque os. Ce sont les points extrêmes et un point anatomique identifiable sur les clichés radiographiques: l'épitrochlée sur l'humérus et la coronoïde (9) sur le cubitus et la tubérosité bicipitale sur le radius.

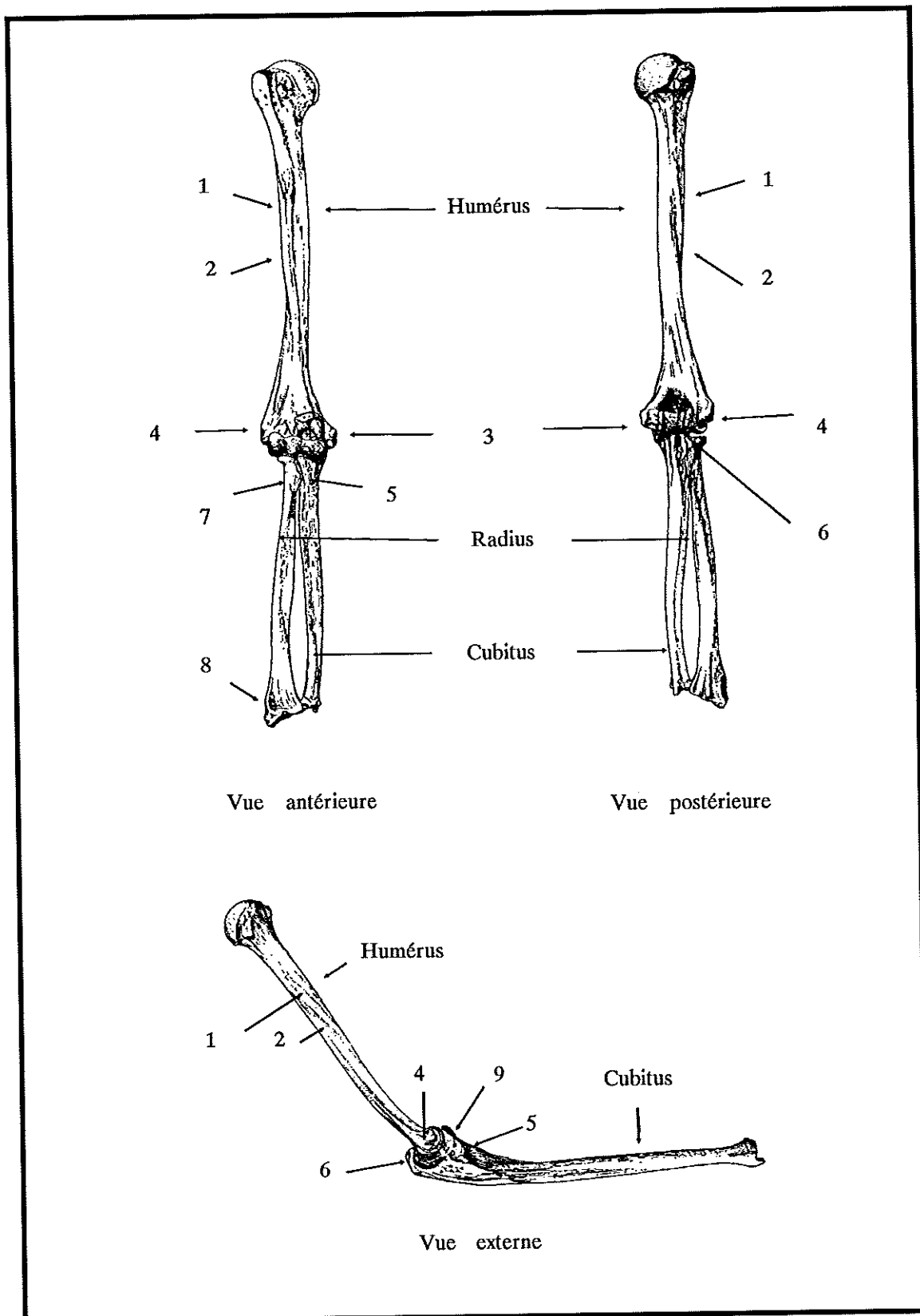


Fig. 3-11 : Insertions musculaires.

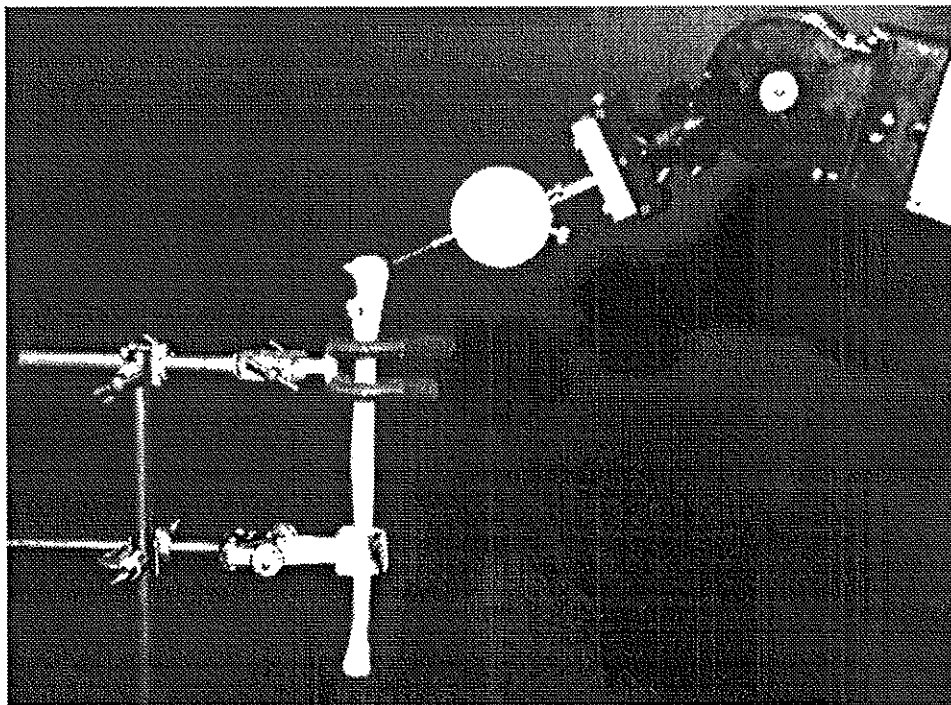
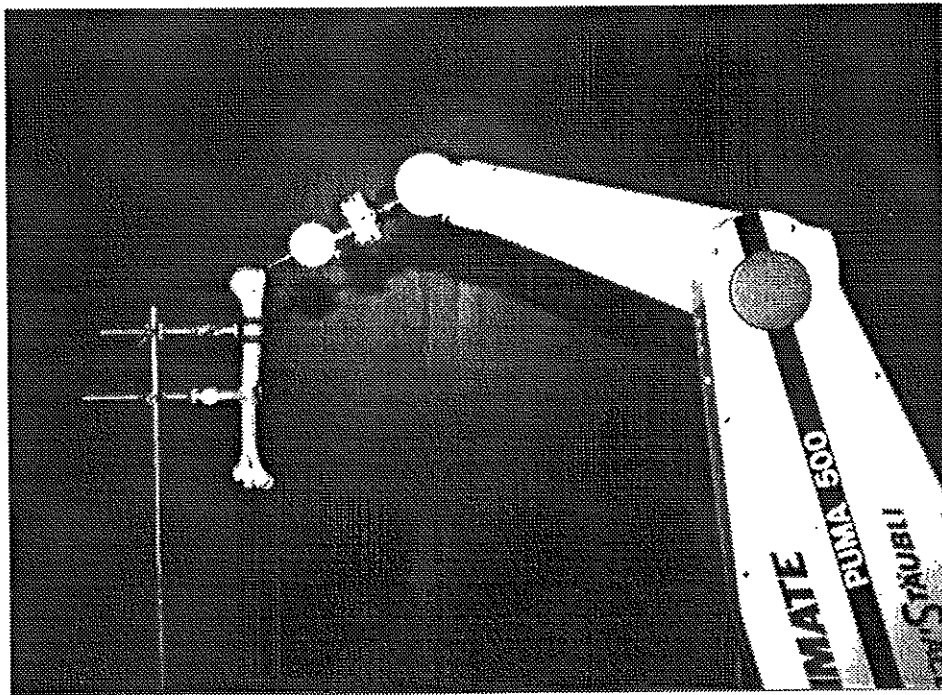


Fig. 3-12 : Manipulation avec robot.

3-3 Constantes mécaniques des matériaux

3-3-1 Os et muscles

Les constantes trouvées dans la littérature relative aux biomatériaux ([1], [2], [12], [16], [17], [18], [19], [25], [26], [28], [33], [34], [35], [36], [43], [53], [61], [66], [67]) sont très disparates. Leurs valeurs sont sujettes à des écarts assez considérables en fonction des techniques de mesure utilisées, du mode d'obtention des échantillons, de la direction de mesure (anisotropie) et pour le muscle de sa tonicité.

La dispersion des résultats est notoirement réduite si on s'en tient à ceux obtenus au moyen de méthodes liées à l'observation de la propagation d'ondes ultrasonores dans les milieux élastiques. Elles consistent à mesurer le temps de parcours d'un signal dans un échantillon (déphasage entre les ondes émise et réfléchi). La vitesse de propagation v est alors liée au module directionnel d'élasticité E et à la masse volumique ρ . La valeur de E peut donc être déduite de v et de ρ .

La fourchette des valeurs des constantes mécaniques trouvées est présentée dans le tableau ci-dessous :

	module d'Young transversal en 10^{10} N/m ²	module d'Young longitudinal en 10^{10} N/m ²	Coefficient de Poisson	masse volumique en kg/m ³
Os dur	0.8 à 1.3	1.2 à 2.9	0.26 à 0.45	1870 à 1993
Muscle activité forte	0.258 à 0.268	0.45 à 0.65	0.35 à 0.45	1040 à 1150
Muscle activité faible	0.260 à 0.268	0.45 à 0.55	0.35 à 0.45	1040 à 1150

3-3-2 Articulations

Les travaux relatifs à la détermination de raideurs articulaires du système main-bras concernent essentiellement la résistance à la mobilité de l'articulation suivant son ou ses degré(s) de liberté fonctionnels (ISHIDA et al (1973) [29], HUI et al (1977) [27], et MAC KAY et al (1986) [44]). PANJABI et al (1976 [50] ont modélisé et vérifié expérimentalement les raideurs au niveau de la colonne et WILDER et al (1984) [62] ont montré l'évolution des caractéristiques mécaniques de la colonne sous l'effet des vibrations. Ils conduisent à des valeurs de raideur très faibles qui ne correspondent pas à des déformations induites par des sollicitations lorsque la posture est figée comme c'est le cas lors de l'utilisation d'une machine vibrante.

Une évaluation de certaines de ces raideurs a été effectuée pour le coude en mesurant les déplacements relatifs des os sur des clichés radiographiques réalisés dans des conditions de posture contrôlées, en l'absence d'effort statique (figure 3-13a) et sous charge (figure 3-13b). La superposition

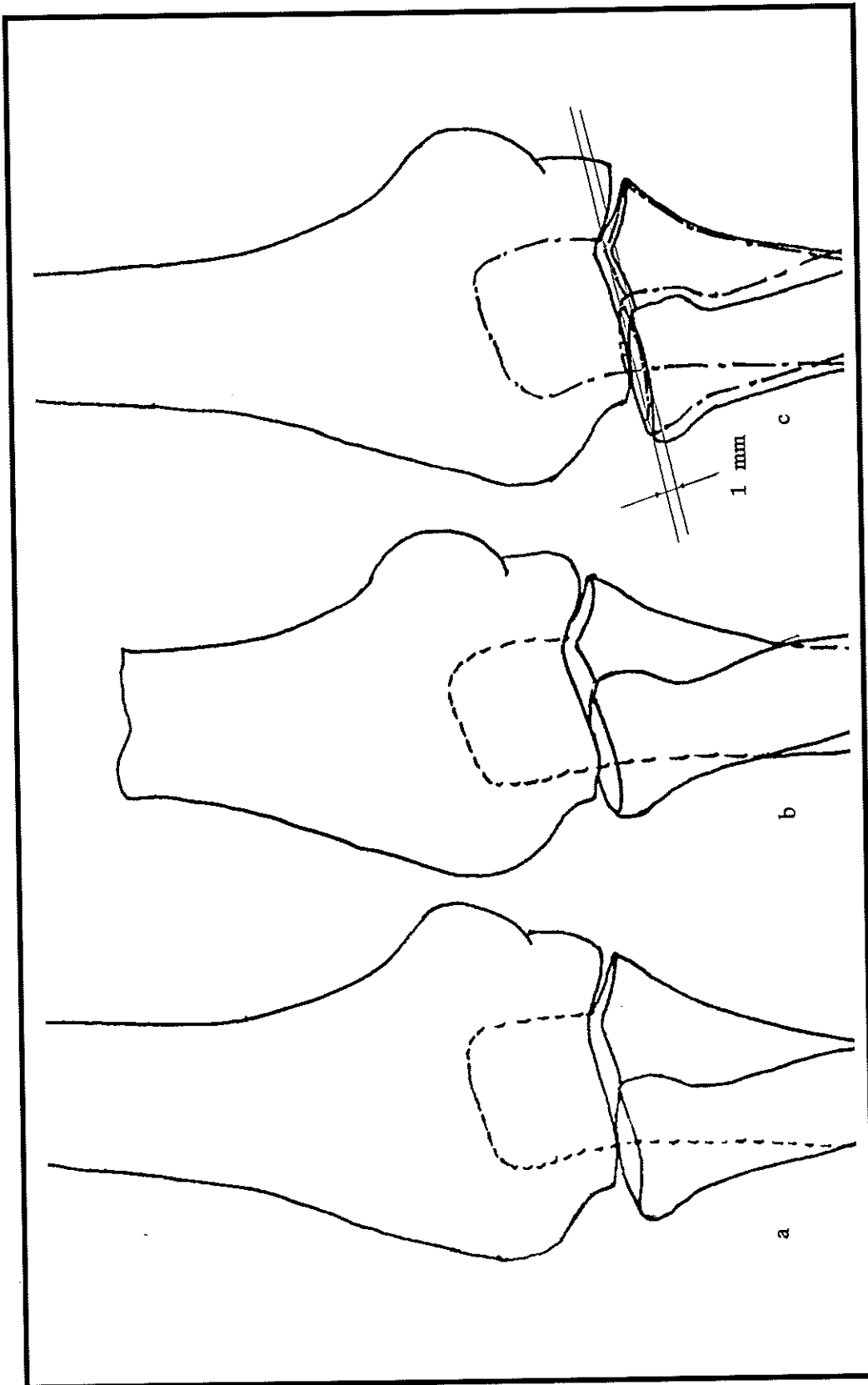


Fig. 3-13 : Radiographie bras tendu, a à vide, b en charge, c superposition des deux états précédents.

des deux clichés (figure 3-13c) fait ressortir un déplacement relatif de 1 mm résultant d'une force de 200 N exercée dans la direction du bras allongé. Il en résulte une raideur de compression: $K_{tz} = 2 \times 10^5$ N/m.

Les raideurs suivant les différents degrés de liberté de l'articulation devraient être déterminées de manière analogue. Ceci n'a pas été réalisé à l'heure actuelle et les autres raideurs articulaires ont simplement été estimées et leurs valeurs corrigées itérativement afin d'obtenir une corrélation satisfaisante entre la fonction de transfert mesurée et celle calculée à l'aide du modèle. Les valeurs retenues dans la posture adoptée sur simulateur (figure 3-14) sont les suivantes :

- pour les autres degrés de liberté en translation $K_{tx} = K_{ty} = 10^5$ N/m.
- pour les degrés de liberté en rotation $K_{rx} = 10^5$ N.m/rad et $K_{ry} = K_{rz} = 2 \times 10^5$ N.m/rad.

Les articulations sont décrites par deux noeuds à six degrés de liberté (trois en translation et trois en rotation), la matrice raideur est présentée ci-dessous :

$$|K_{\text{articulation}}| = \begin{vmatrix} K_{tx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{tx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{ty} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{ty} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{tz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{tz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{rx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{rx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{ry} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{ry} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{rz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{rz} \\ -K_{tx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{tx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{ty} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{ty} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_{tz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{tz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_{rx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{rx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{ry} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{ry} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{tz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{rz} \end{vmatrix}$$

3-3-3 Main

La masse m de la main, estimée à 0.200 kg, a été affectée à chacun des degrés de liberté en translation. Une même inertie I de 0.128×10^{-3} kg.m² correspondant à une répartition de cette masse sur une sphère de rayon 4 cm a été affectée aux 3 degrés de liberté de rotation, sans distinguer l'inertie axiale qui est plus faible que les autres. La contribution de l'inertie est peu significative lorsque la main entoure une poignée. La matrice masse de la main est présentée ci-dessous :

$$|M_{\text{main}}| = \begin{vmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I \end{vmatrix}$$

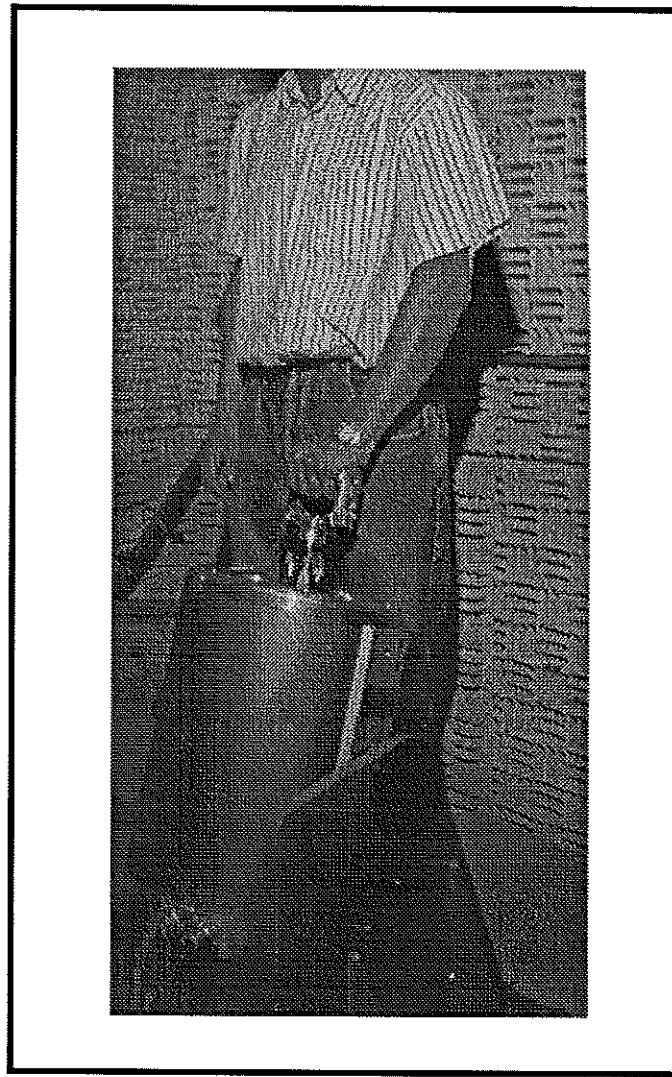


Fig. 3-14 : Position du membre supérieur
sur le simulateur.

3-3-4 Récapitulatif des valeurs retenues

Les caractéristiques d'amortissement des constituants du membre supérieur sont inexistantes dans la littérature ou inexploitable. Ces valeurs manquantes sont donc estimées de la même manière que la raideur des articulations (c.f. paragraphe 3-3-2 Articulations).

Les valeurs des constantes mécaniques retenues pour l'étude sont présentées dans le tableau ci-dessous :

	Facteur d'amortissement	Module d'Young transversal en N/m^2	Module d'Young longitudinal en N/m^2	Coefficient de Poisson	Masse volumique en kg/m^3
Os dur	0.01	0.1×10^{11}	0.19×10^{11}	0.35	1900
Muscle activité forte	0.05	0.265×10^{10}	0.65×10^{10}	0.4	1100
Muscle activité faible	0.08	0.265×10^{10}	0.45×10^{10}	0.4	1100
Articulation	0.1				

3-4 Analyse des macro-éléments

Chacun des constituants est discrétisé en éléments finis au moyen du pré-processeur du logiciel Ansys. Pour cela, la géométrie des sections des os et des muscles est décrite par 8 points équi-répartis sur chacun des contours précédemment numérisées. Ces points constituent les noeuds du maillage. Les éléments volumiques forment une couche entre deux sections consécutives ayant fait l'objet des tomographies. La présence d'os spongieux de faibles masse volumique et module d'élasticité (MARTENS et al (1983) [45], VAHEY et LEWIS (1987) [60]) a été négligée.

Les valeurs des constantes mécaniques (masse volumique, coefficient de Poisson, module d'Young et facteur d'amortissement) sont associées aux matériaux afin de calculer les matrices raideur, masse et amortissement élémentaires. Ces matrices élémentaires sont assemblées pour former les matrices caractéristiques de chaque constituant considéré comme un macro-élément.

On présente sur la figure 3-15 le maillage de l'humérus. Il comprend 120 éléments et 256 noeuds. Sur la même figure, les 20 noeuds maîtres retenus pour la condensation de Guyan sont représentés. Ils correspondent aux insertions des faisceaux deltoïde, épicondylien, épitrochléen et long supinateur, aux deux noeuds extrémités permettant la liaison avec les articulations et à quelques autres noeuds répartis sur l'os. Le rang des matrices est alors réduit de 768 à 60.

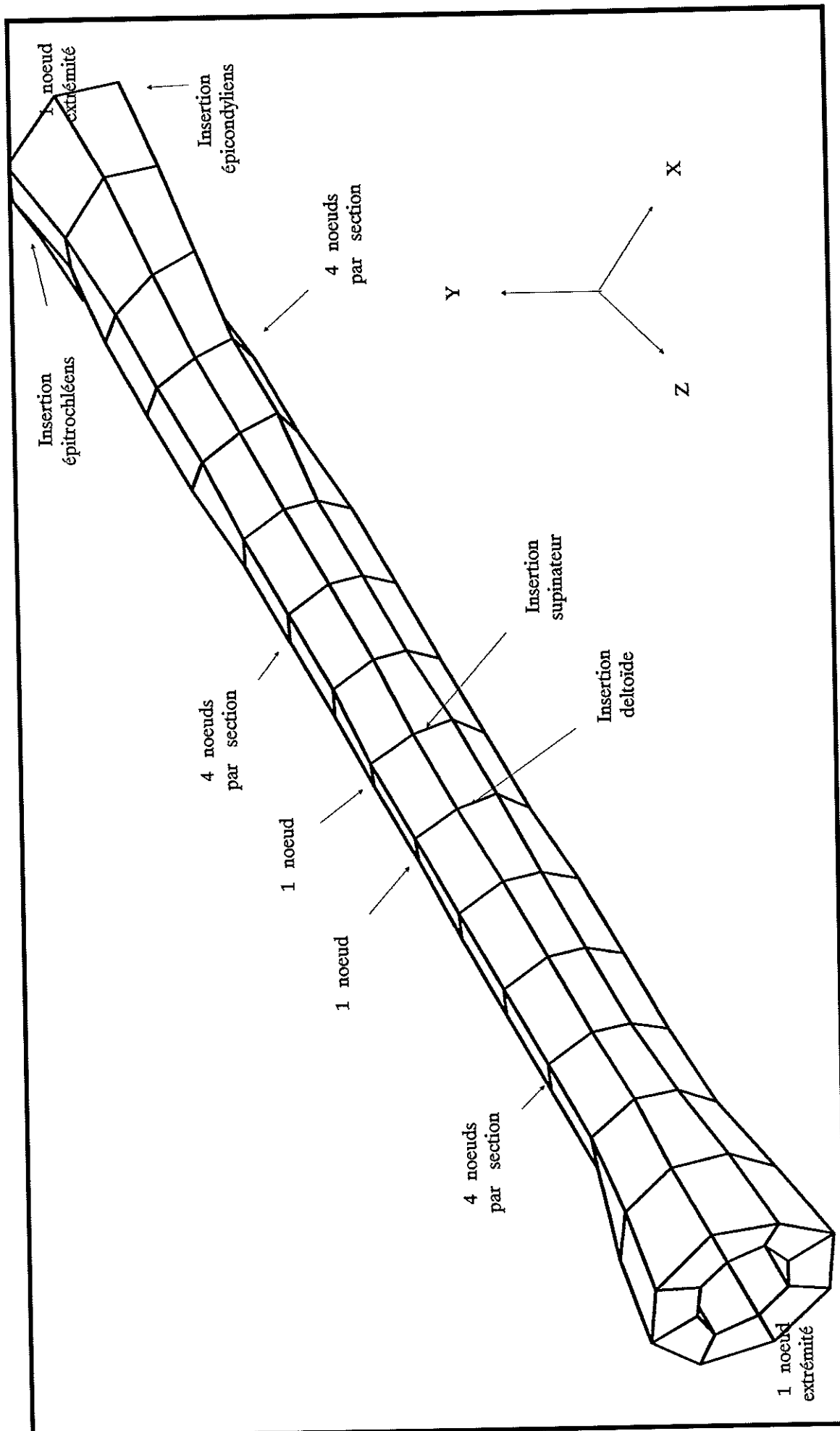


Fig. 3-15 : Maillage de l'humérus avec les 20 noeuds maîtres.

Le maillage du deuxième faisceau, biceps, coraco-brachial et brachial-antérieur comprend 110 éléments et 114 noeuds. Les 3 noeuds extrémités sont conservés pour la méthode de sous-structure et la base modale est composée des 6 premiers modes associés à des fréquences comprises entre 20 et 200 Hz (c.f. chapitre 4). Le rang des matrices est alors réduit de 342 à 15.

3-5 Assemblage des constituants du membre supérieur

Un modèle global du bras doit être réalisé dans des conditions de posture diverses. La posture est décrite (figure 3-16) par les angles d'antépulsion et rétropulsion θ_1 , d'abduction - adduction θ_2 et rotation interne de l'épaule θ_3 , les angles de flexion - extension du coude θ_4 , l'angle de pronation - supination de l'avant-bras θ_5 et les angles de flexion θ_6 et abduction - adduction θ_7 du poignet.

Lors de la description résultant de l'exploitation des coupes tomographiques réalisées à l'aide du scanner, la géométrie de chacun des constituants a été établie dans un unique repère lié au bras allongé. Les matrices caractéristiques ont été calculées relativement aux déplacements nodaux exprimés dans ce même repère. Or, dans une configuration correspondant à la posture étudiée, les repères ainsi liés aux divers macro-éléments ne sont pas parallèles. Afin d'assurer la continuité du champ de déplacements entre les macro-éléments lors de l'assemblage, il est nécessaire d'exprimer les déplacements des noeuds de jonction dans un repère commun. Par convention, ce repère commun est celui qui est lié à l'avant-bras.

Les matrices caractéristiques des macro-éléments ayant été transformées par ces changements de repères sont alors assemblées pour former les matrices caractéristiques du système complet. Le rang de ce système est alors d'environ 300, le vecteur des déplacements généralisés comprenant alors des déplacements physiques et des déplacements modaux propres à certains constituants.

3-6 Liaison de l'épaule

L'épaule n'ayant pas été modélisée, les insertions du deltoïde, du biceps et du triceps sont affectées aux trois degrés de liberté en translation du noeud amont de l'articulation scapulo-humérale. La prise en compte des mouvements des structures osseuses (omoplate et clavicule) où les faisceaux s'insèrent réellement n'est pas réalisée. L'épaule est considérée rigide.

Il a été constaté que les conditions limites introduites à ce niveau pour simuler la liaison du bras avec le buste n'affectaient pas de manière significative la réponse du système à une excitation transmise à la main. Aussi est-il convenu de contraindre totalement le noeud amont de l'articulation de l'épaule.

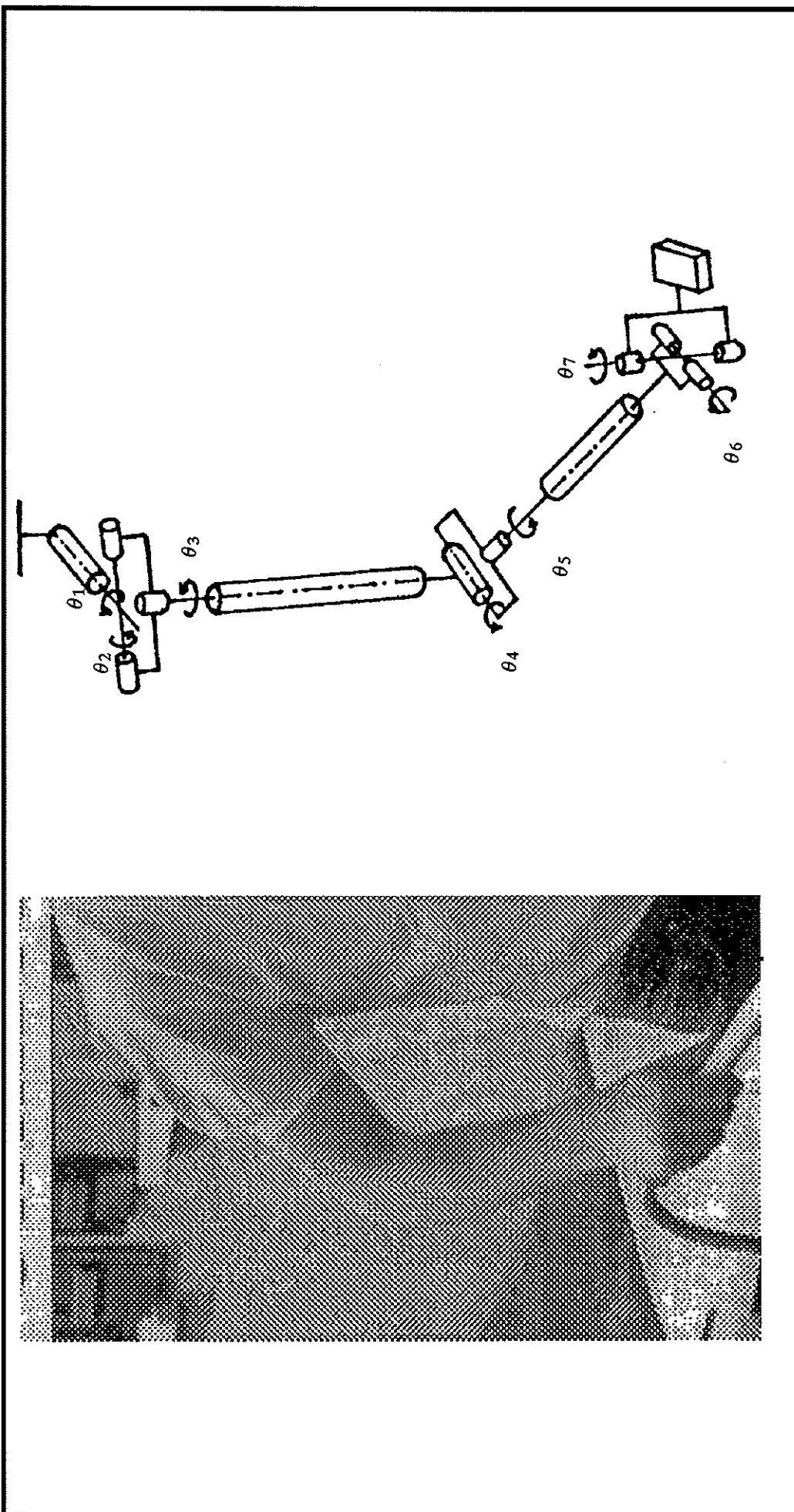


Fig. 3-16 : Posture.

3-7 Mesure de la fonction de transfert

Parallèlement à la démarche de modélisation et en vue de la validation du modèle, une démarche expérimentale a été entreprise à l'Institut National de Recherche et de Sécurité (INRS) de Nancy. Elle a consisté à concevoir et réaliser un banc d'essais, à définir un protocole expérimental et à déterminer expérimentalement la fonction de transfert du système main-bras (CAÏOLA (1989) [10]). L'ensemble, succinctement décrit ci-après, est repris dans l'annexe 5.

3-7-1 Description du banc d'essais

Le dispositif réalisé est destiné à produire une excitation sinusoïdale sur un sujet simulant l'utilisation d'un brise-béton. Il est constitué d'un excitateur électro-dynamique muni d'une poignée instrumentée (figure 3-17) et d'une chaîne d'analyse de signaux.

La poignée est équipée d'un capteur à jauges d'extensométrie permettant de mesurer la force de préhension. Le signal électrique correspondant est visualisé au moyen d'un voltmètre visible par l'opérateur afin qu'il contrôle cette force de préhension au cours de l'essai.

La force transmise entre l'excitateur et la poignée est mesurée au moyen d'un capteur piézo-électrique. Sa composante continue correspond à l'effort statique de poussée exercé par l'opérateur. Elle est visualisée également sur un voltmètre afin qu'il en contrôle l'intensité. La composante sinusoïdale est représentative de la force exercée par l'excitateur. Par ailleurs, un accéléromètre piézo-électrique disposé sur la poignée mesure l'accélération dans la direction d'excitation. Un générateur de signaux commande l'excitateur électro-dynamique par l'intermédiaire d'un amplificateur de puissance.

3-7-2 Protocole expérimental

Lors d'un essai, l'opérateur adopte la posture du manipulateur de brise-béton. Les angles d'adduction - abduction et de flexion - extension sont alors mesurés.

Il doit alors respecter la double consigne de maintenir constantes la force de préhension et la force de poussée au cours de l'essai afin de fixer ces paramètres ergonomiques. Ces forces sont d'ailleurs enregistrées afin de ne valider l'essai que si leurs variations sont restées inférieures à une tolérance de + ou - 5 N.

Des mesures l'activité électromyographique en milieu vibratoire sont actuellement en cours de réalisation (BERNARD (1990) [3]). Elles permettront d'évaluer la participation relative d'un faisceau agoniste par rapport à son antagoniste en régime vibratoire.

3-7-3 Mesures et traitement

Les signaux de force dynamique et d'accélération sont enregistrés lors d'un balayage en fréquence entre 20 et 200 Hz. La fréquence de résonance de l'équipage mobile de l'excitateur se situant au alentours de 15 Hz, les mesures effectuées en-deça de 20 Hz n'auraient pas de sens.

Les signaux recueillis sont ensuite échantillonnés et traités numériquement. Ces opérations consistent tout d'abord à retrancher de la force dynamique mesurée la part qui correspond à la force d'inertie de la masse de la poignée équipée. La fonction de transfert qui représente le rapport entre la force dynamique effectivement exercée sur la main et l'accélération est calculée pour chaque valeur de la fréquence d'excitation. Cette fonction de transfert complexe est présentée sous forme de courbes de masse apparente et de déphasage entre force d'excitation et accélération.

Les résultats sont présentés au chapitre suivant à titre de validation du modèle.

CHAPITRE 4

RESULTATS

4-1 ANALYSE DES MACRO-ELEMENTS

4-1-1 Humérus

4-1-2 Cubitus

4-1-3 Radius

4-1-4 Deltoïde

4-1-5 Biceps

4-1-6 Triceps

4-1-7 Long supinateur

4-1-8 Les épitrochléens

4-1-9 Les épicondyliens

4-2 MEMBRE SUPERIEUR

4-2-1 Conditions statiques: activité musculaire

4-2-2 Posture

4-2-3 Fréquences propres

4-2-4 Fonction de Transfert

4-3 EFFORTS INTERNES

4-3-1 Efforts dynamiques articulaires

4-3-2 Efforts dynamiques tendineux

4-4 ENERGIE DE DEFORMATION ET PUISSANCE DISSIPEE

4-5 REMARQUE

Le modèle décrit précédemment est maintenant exploité afin d'accéder à l'état mécanique interne du bras résultant d'une sollicitation vibratoire. Dans un premier temps, on procède à la caractérisation des macro-éléments qui représentent les constituants anatomiques. Puis on présente la réponse dynamique calculée dans diverses postures. Les efforts internes articulaires et tendineux sont obtenus pour diverses fréquences d'excitation. Enfin, on montre les énergie de déformation et puissance dissipée ainsi que la participation de chacun des constituants.

4-1 Analyse des macro-éléments

Les caractéristiques mécaniques utilisées pour les os sont les suivantes :

- module d'Young transversal $E_t = 0.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ (suivant x ou y)
- module d'Young longitudinal $E_l = 0.19 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ (suivant z)
- coefficient de Poisson $\nu = 0.35$
- masse volumique $\rho = 1900 \text{ kg/m}^3$
- facteur d'amortissement $\eta = 0.01$

4-1-1 Humérus

L'humérus est discrétisé en 120 éléments construits sur 256 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.227 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
0.21×10^{-02}	0.21×10^{-02}	0.18×10^{-04}	-0.1×10^{-05}	0.59×10^{-05}	0.21×10^{-05}

A titre indicatif, les 6 premières fréquences propres calculées en ne retenant que 60 degrés de liberté maîtres sont comparées à celles obtenues sans réduction pour l'os encasté à ses extrémités :

Fréquence (Hz) sans réduction	Fréquence (Hz) avec réduction	Erreur relative (%)
974.9	984	1
1151	1170	2
2634	2679	2
2914	2955	2
3498	4040	2
5373	5501	3

4-1-2 Cubitus

Le cubitus est discrétisé en 104 éléments construits sur 224 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.081 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{XX}	I_{YY}	I_{ZZ}	I_{XY}	I_{YZ}	I_{ZX}
0.46×10^{-03}	0.46×10^{-03}	0.2×10^{-05}	0.6×10^{-07}	0.21×10^{-05}	-0.19×10^{-05}

A titre indicatif, les 6 premières fréquences propres calculées en ne retenant que 60 degrés de liberté maîtres sont comparées à celles obtenues sans réduction pour l'os encasté à ses extrémités :

Fréquence (Hz) sans réduction	Fréquence (Hz) avec réduction	Erreur relative (%)
720.7	725	1
797.7	811	1
2179	2217	2
2340	2371	2
3580	3678	3
4431	4554	3

4-1-3 Radius

Le radius est discrétisé en 96 éléments construits sur 208 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.089 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{XX}	I_{YY}	I_{ZZ}	I_{XY}	I_{YZ}	I_{ZX}
0.53×10^{-03}	0.53×10^{-03}	0.6×10^{-05}	0.13×10^{-05}	0.47×10^{-05}	-0.23×10^{-04}

A titre indicatif, les 6 premières fréquences propres calculées en ne retenant que les 60 degrés de libertés maîtres sont comparées à celles obtenues sans réduction pour l'os encasté à ses extrémités :

Fréquence (Hz) sans réduction	Fréquence (Hz) avec réduction	Erreur relative (%)
710.2	716	1
1010	1017	1
1770	2001	2
1904	1921	2
2291	2325	2
3437	3522	3

Les caractéristiques mécaniques utilisées pour les muscles sont les suivantes :

- module d'Young transversal $E_t = 0.265 \times 10^{10} \text{ N/m}^3$
- module d'Young longitudinal :
 - $E_l = 0.65 \times 10^{10} \text{ N/m}^3$ si le muscle a un taux d'activité fort.
 - $E_l = 0.45 \times 10^{10} \text{ N/m}^3$ si le muscle a un taux d'activité faible.
- coefficient de Poisson $\nu = 0.4$
- masse volumique $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$
- facteur d'amortissement :
 - $\eta = 0.05$ si le muscle a un taux d'activité fort.
 - $\eta = 0.08$ si le muscle a un taux d'activité faible.

4-1-4 Deltoïde

Ce faisceau est discrétisé en 100 éléments construits sur 101 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.325 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
0.46×10^{-3}	0.47×10^{-3}	0.66×10^{-4}	0.12×10^{-4}	0.74×10^{-5}	-0.18×10^{-4}

Les 10 premières fréquences propres du muscle contraint à ses extrémités sont présentées dans le tableau ci-dessous pour deux niveaux d'activité musculaire :

Fréquence (Hz) (activité forte)	Fréquence (Hz) (activité faible)
64.02	62.44
666	645.8
744.9	721.9
1586	1519
1946	1897
1983	1930
5358	5164
5701	5519
6431	6238
9190	8928

4-1-5 Biceps

Ce faisceau est discrétisé en 110 éléments construits sur 113 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 1.076 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
0.93×10^{-02}	0.92×10^{-02}	0.32×10^{-03}	-0.50×10^{-04}	0.47×10^{-03}	0.28×10^{-03}

Les 10 premières fréquences propres du muscle contraint à ses extrémités sont présentées dans le tableau ci-dessous pour deux niveaux d'activité musculaire :

Fréquence (Hz) (activité forte)	Fréquence (Hz) (activité faible)
295.6	288.2
501.8	482.2
717	690.8
1112	1075
1314	1269
1831	1765
2111	2048
2393	2321
2766	2681
3856	3744

4-1-6 Triceps

Ce faisceau est discrétisé en 100 éléments construits sur 101 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.796 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
0.53×10^{-02}	0.54×10^{-02}	0.20×10^{-03}	-0.33×10^{-04}	0.18×10^{-03}	-0.26×10^{-03}

Les 10 premières fréquences propres du muscle contraint à ses extrémités sont présentées dans le tableau ci-dessous pour deux niveaux d'activité musculaire :

Fréquence (Hz) (activité forte)	Fréquence (Hz) (activité faible)
54.5	53.1
384.2	368.7
598.3	575.8
1029	987.5
1218	1183
1495	1443
2176	2113
2489	2415
2903	2812
4051	3928

4-1-7 Long supinateur

Ce faisceau est discrétisé en 110 éléments construits sur 112 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.526 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{yz}	I_{zx}
0.36×10^{-02}	0.36×10^{-02}	0.13×10^{-03}	0.47×10^{-04}	0.32×10^{-03}	-0.21×10^{-03}

Les 10 premières fréquences propres du muscle contraint à ses extrémités sont présentées dans le tableau ci-dessous pour deux niveaux d'activité musculaire :

Fréquence (Hz) (activité forte)	Fréquence (Hz) (activité faible)
71.2	69.5
232	222.9
337.6	325
653.1	629
879.2	847
1106	1059
1602	1549
2207	2128
2327	2267
2803	2711

4-1-8 Les épitrochléens

Ce faisceau est discrétisé en 108 éléments construits sur 98 noeuds.

Ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.556 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{XX}	I_{YY}	I_{ZZ}	I_{XY}	I_{YZ}	I_{ZX}
0.28×10^{-02}	0.27×10^{-02}	0.18×10^{-03}	0.53×10^{-04}	0.49×10^{-05}	0.1×10^{-03}

Les 10 premières fréquences propres du muscle contraint à ses extrémités sont présentées dans le tableau ci-dessous pour deux niveaux d'activité musculaire :

Fréquence (Hz) (activité forte)	Fréquence (Hz) (activité faible)
146.2	142.3
443.5	426.7
628.2	604.3
1230	1188
1719	1646
1876	1813
2487	2416
2758	2671
3645	3527
4303	4183

4-1-9 Les épicondyliens

Ce faisceau est discrétisé en 108 éléments construits sur 98 noeuds.

ses caractéristiques inertielles sont les suivantes :

- masse : 0.198 kg
- moments d'inertie en kg.m^2 par rapport à des axes passant par le centre de gravité :

I_{XX}	I_{YY}	I_{ZZ}	I_{XY}	I_{YZ}	I_{ZX}
0.1×10^{-02}	0.98×10^{-03}	0.42×10^{-04}	0.4×10^{-05}	0.4×10^{-04}	-0.4×10^{-04}

Les 10 premières fréquences du muscle contraint à ses extrémités sont présentées dans le tableau ci-dessous pour deux niveaux d'activité musculaire :

Fréquence (Hz) (activité forte)	Fréquence (Hz) (activité faible)
148.3	143.8
266.5	256.6
482.3	463
918.5	884.6
1503	1449
1743	1690
1848	1778
2183	2105
3215	3132
3380	3266

Les modes propres associés aux 6 premières fréquences propres de chaque faisceau sont utilisés ultérieurement pour constituer la base réduite des macro-éléments correspondants.

La masse totale du membre supérieur composé de tous les macro-éléments est de 4,074 kg.

4-2 Analyse du membre supérieur

Les matrices caractéristiques réduites des macro-éléments doivent être maintenant assemblées de manière à rendre compte de conditions ergonomiques particulières concernant les efforts statiques et la posture. La situation représentée correspond sensiblement à l'exécution d'une tâche au moyen d'un brise-béton.

4-2-1 Conditions statiques : activité musculaire

Les conditions statiques simulées correspondent à une force de poussée de 50 N et à une force de préhension de 75 N.

Le taux d'activité des six faisceaux musculaires a été apprécié au moyen de mesures électromyographiques (CARRET et NOVE-JOSSERAND (1989) [11]). Différentes positions sont testées: bras tendu ou fléchi à 150 et 90 degrés, main ouverte ou fermée en serrant une poignée. Les électrodes sont placées sur les faisceaux et les mesures renseignent sur l'activité relative d'un faisceau agoniste par rapport à son antagoniste.

Les résultats sont les suivants :

Faisceau	Deltoïde	Biceps	Triceps	Long supinateur	Epitro- chléens	Epicon- dyliens
Taux d'activité	Fort	Fort	Faible	Fort	Fort	Faible

4-2-2 Posture

Lors de l'exécution de la tâche, l'angle de pronation de l'avant-bras est d'environ 70 degrés. L'adoption de différentes postures résulte essentiellement de variations de l'angle de flexion-extension du coude. Trois postures ont été considérées correspondant à des situations de bras tendu et bras fléchi à 150 et 120 degrés.

Comme indiqué au chapitre précédent, les résultats expérimentaux ont été obtenus sur simulateur pour une flexion de 150 degrés.

4-2-3 Fréquences propres

Le tableau ci-dessous présente les 20 premières fréquences propres du système non amorti dans les trois postures citées :

Bras tendu fréquence (Hz)	Flexion de 150 degrés fréquence (Hz)	Flexion de 120 degrés fréquence (Hz)
20.1	19.6	18.8
24.2	25.2	26.6
40.2	41.5	37
50.2	46.8	42.6
53.8	55.2	54.9
70.1	72.4	74.4
85.5	83	84.2
94.5	95.2	96
115	110	109
116	120	120
128	126	126
140	144	149
153	155	154
160	163	167
175	178	178
186	186	198
192	203	216
216	224	228
232	242	247
236	244	253

Les fluctuations sont peu importantes et leur analyse devrait être effectuée en relation avec la forme des modes correspondants, ce qui s'avère être extrêmement fastidieux pour une structure tri-dimensionnelle n'ayant pas des formes géométriques simples.

4-2-4 Fonction de Transfert

La réponse du système amorti a été calculée dans la plage 10 - 200 Hz pour une force d'excitation de 20 N contenue dans le plan formé par le bras et l'avant-bras et inclinée de 30 degrés par rapport à l'avant-bras (fig. 4-1).

Les courbes de masse dynamique et de déphasage entre la force et l'accélération au point d'excitation sont présentées à la figure 4-2 dans le cas d'une flexion de 150 degrés.

La courbe en trait plein correspond à la réponse du modèle tandis que les points représentent les résultats expérimentaux. Les valeurs des raideurs articulaires ainsi que le facteur d'amortissement des constituants ont été ajustés itérativement de manière à obtenir une concordance satisfaisante pour ces deux types de courbes.

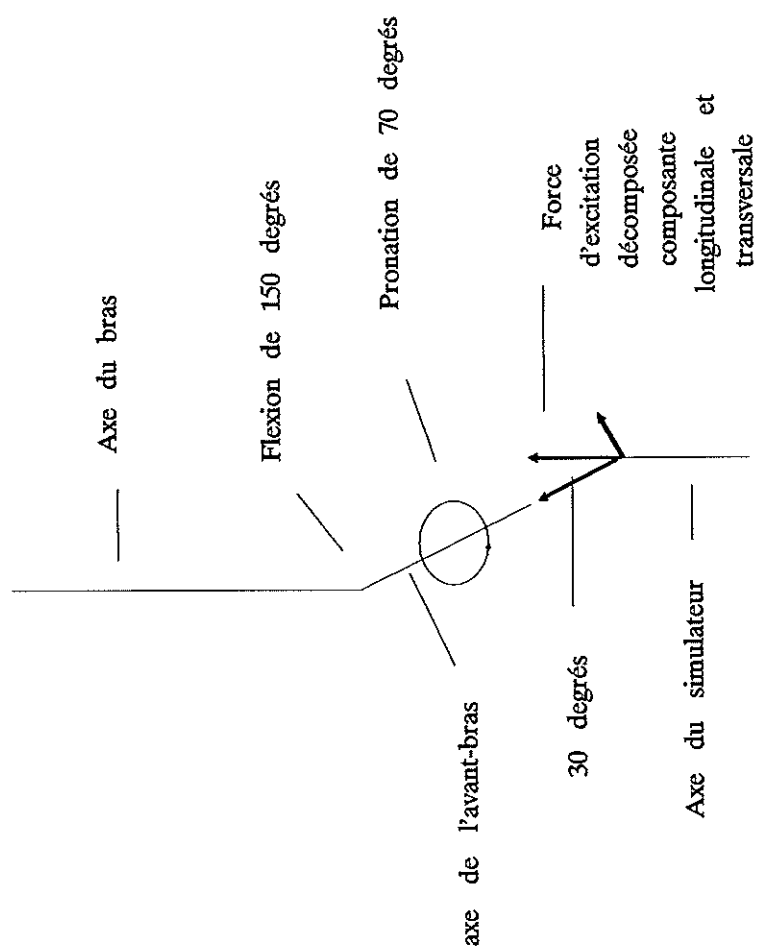


Fig. 4-1 : Position du membre supérieur sur le simulateur.

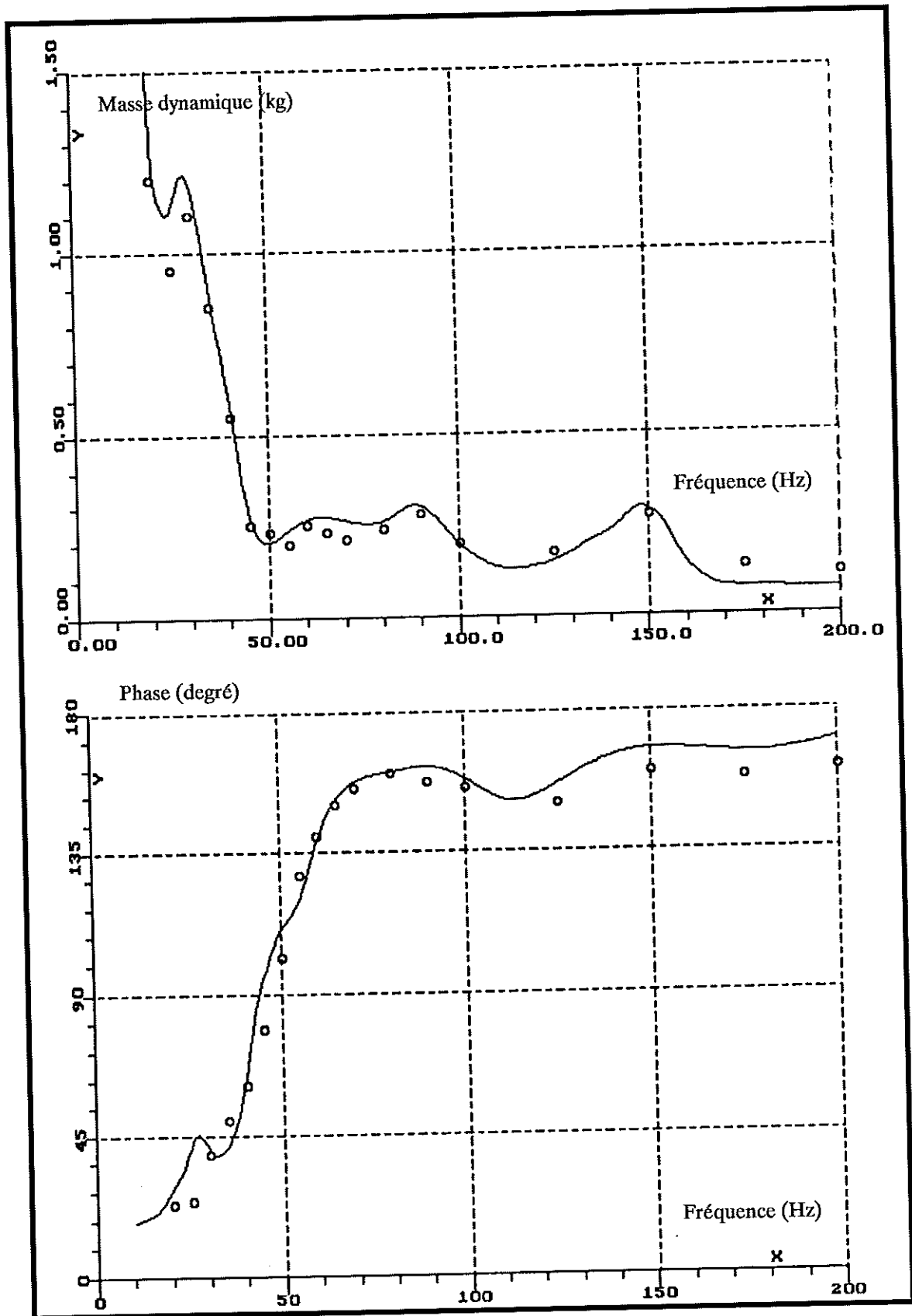


Fig. 4-2 : Masse dynamique et phase du point d'excitation du système main-bras, solution numérique (courbe sans symbole) et valeurs expérimentales (points).

La corrélation ainsi obtenue est au moins égale à celle présentée par les différents auteurs cités au chapitre 1 ayant développé des modèles a priori. Le rapprochement des résultats actuels avec les leurs ne peut cependant pas être tenté. En effet, leur validation correspond à des données moyennées sur différents sujets alors qu'il s'agit ici d'une utilisation individualisée du modèle.

L'influence de la posture sur la réponse à une même excitation est représentée sur les courbes de masse dynamique et de déphasage de la figure 4-3. Il en ressort principalement qu'une faible flexion du coude abaisse très nettement la masse apparente.

4-3 Efforts internes

Ils sont calculés pour la posture correspondant à une flexion de 150 degrés de l'avant-bras sur le bras. Ils correspondent à une force d'excitation de 20 N. Leur calcul a été effectué pour 17 valeurs de la fréquence d'excitation (20, 25, 29, 33, 37, 41, 45, 49, 53, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180 et 200 Hz).

4-3-1 Efforts dynamiques articulaires

Ils sont représentés à la figure 4-4 pour le poignet, le coude et l'épaule.

Dans les conditions ergonomiques étudiées, il apparaît que les efforts dynamiques sont maximum à l'articulation du coude. Leur amplitude à la résonance de 41 Hz y atteint presque 20 fois la force d'excitation. Le facteur d'amplification au niveau du poignet n'est que de 8 alors qu'il n'y a pas d'amplification au niveau de l'épaule.

4-3-2 Efforts dynamiques tendineux

Ils sont représentés à la figure 4-5 pour les insertions du biceps sur le cubitus (a), du triceps sur le cubitus (b), du biceps sur le radius (c), du long supinateur sur le radius (d), des épicondyliens sur la main (e), des épitrochléens sur la main (f), des épicondyliens sur l'humérus (g), des épitrochléens sur l'humérus (h) et du deltoïde sur l'humérus (i).

Ces efforts sont essentiellement colinéaires à la direction d'action des muscles concernés. Ils sont maximum dans la plage de fréquences 25-50 Hz entourant deux fréquences de résonance (25.2 et 41.5 Hz) du système. Les valeurs les plus importantes concernent les insertions du biceps et du triceps qui atteignent de 20 à 60 N.

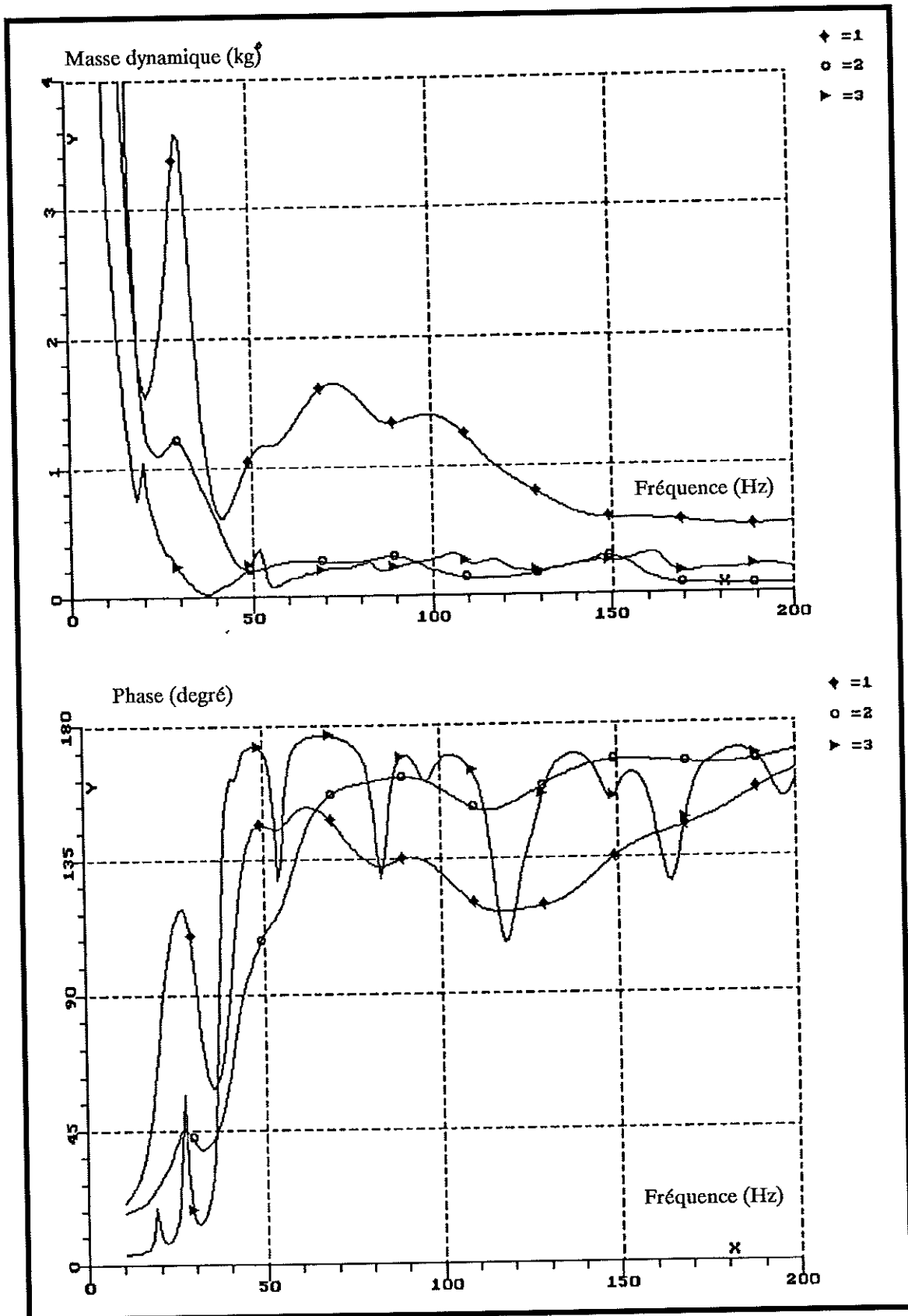


Fig. 4-3 : Masse dynamique et phase du point d'excitation du système main-bras,
courbe -1- bras tendu, courbe -2- bras fléchi à 150 degrés
et courbe -3- bras fléchi à 120 degrés.

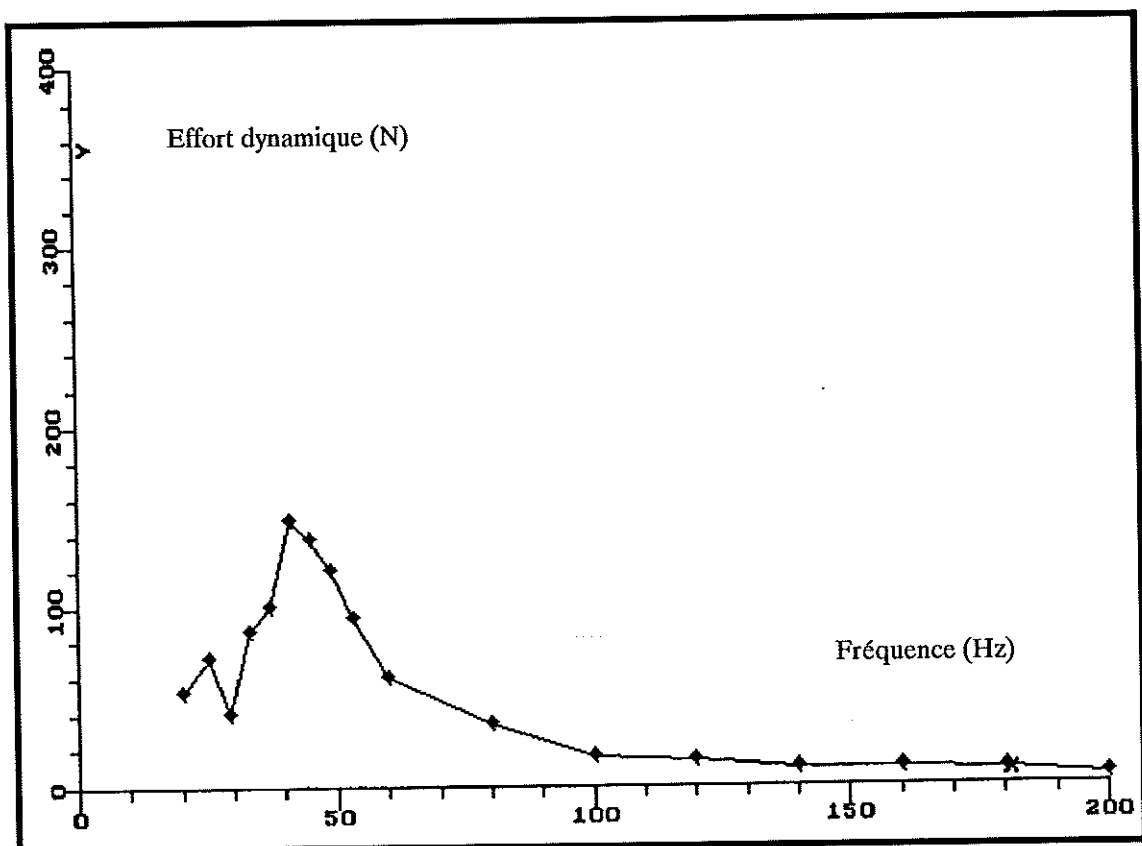


Fig. 4-4a : Effort dynamique au niveau du poignet.

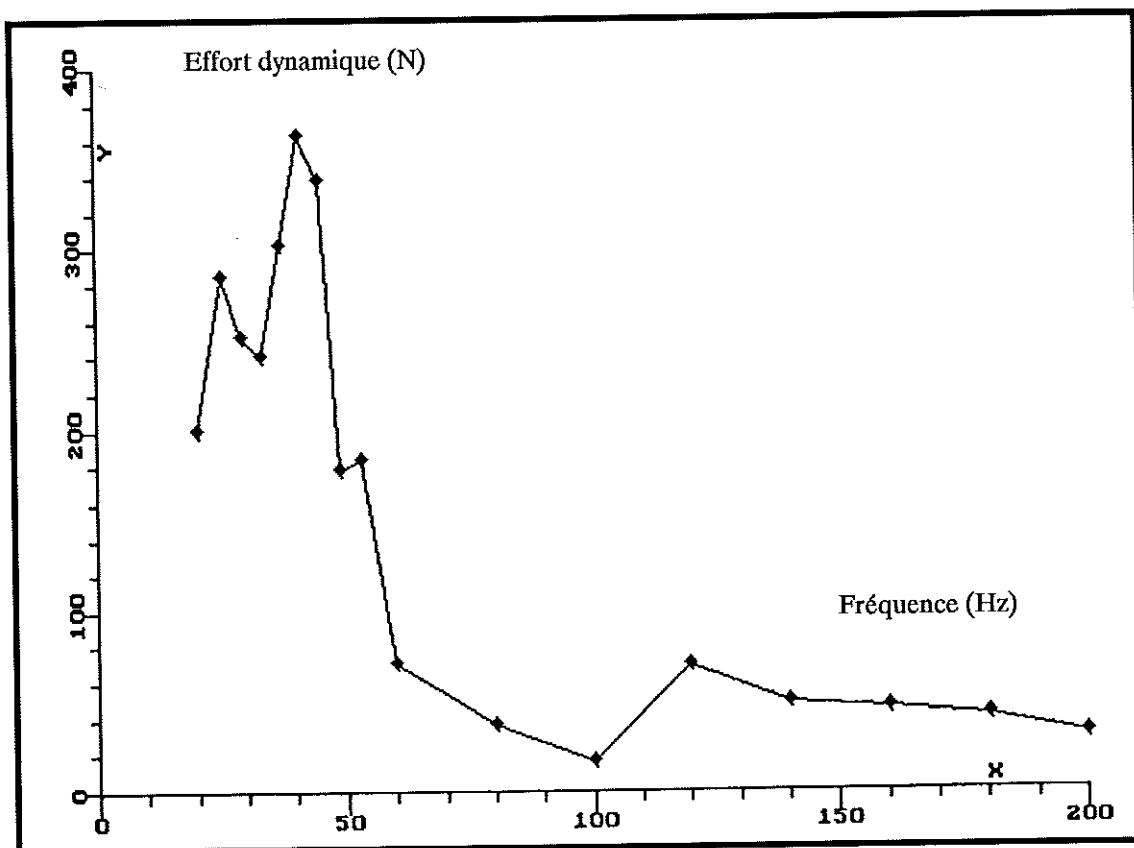


Fig. 4-4b : Effort dynamique au niveau de coude.

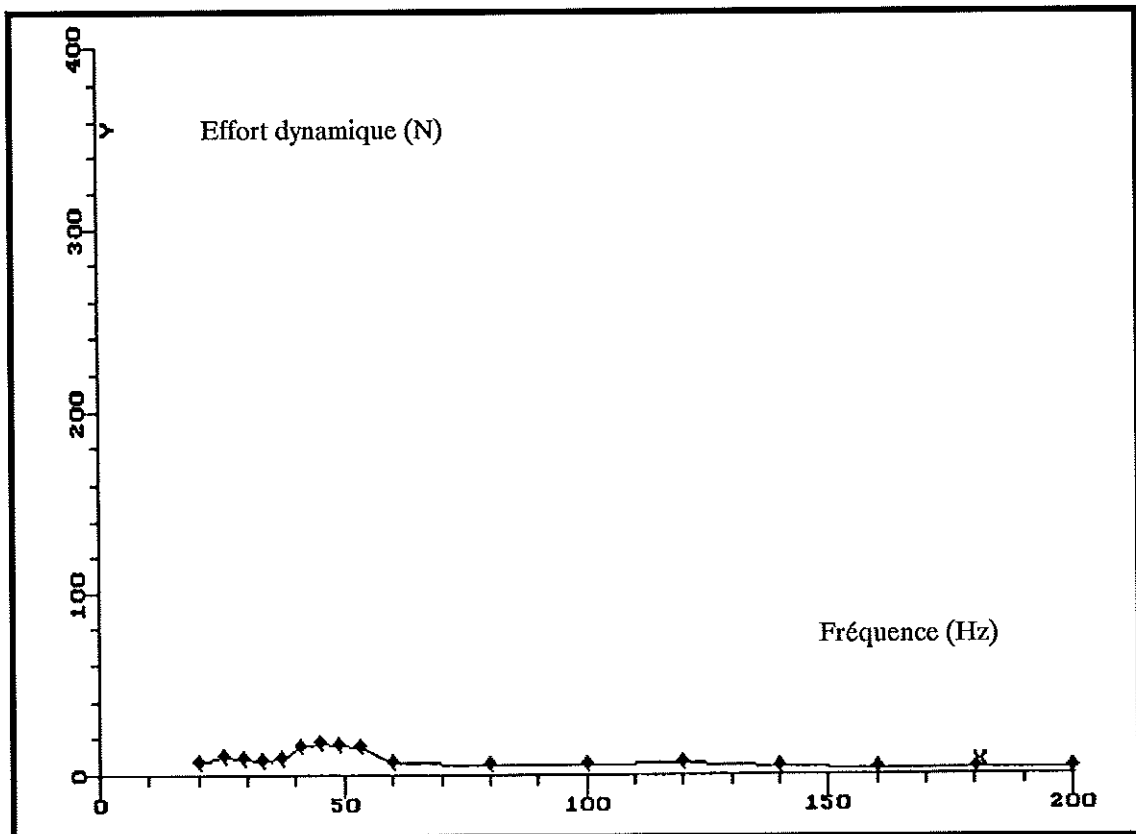


Fig. 4-4c : Effort dynamique au niveau de l'épaule.

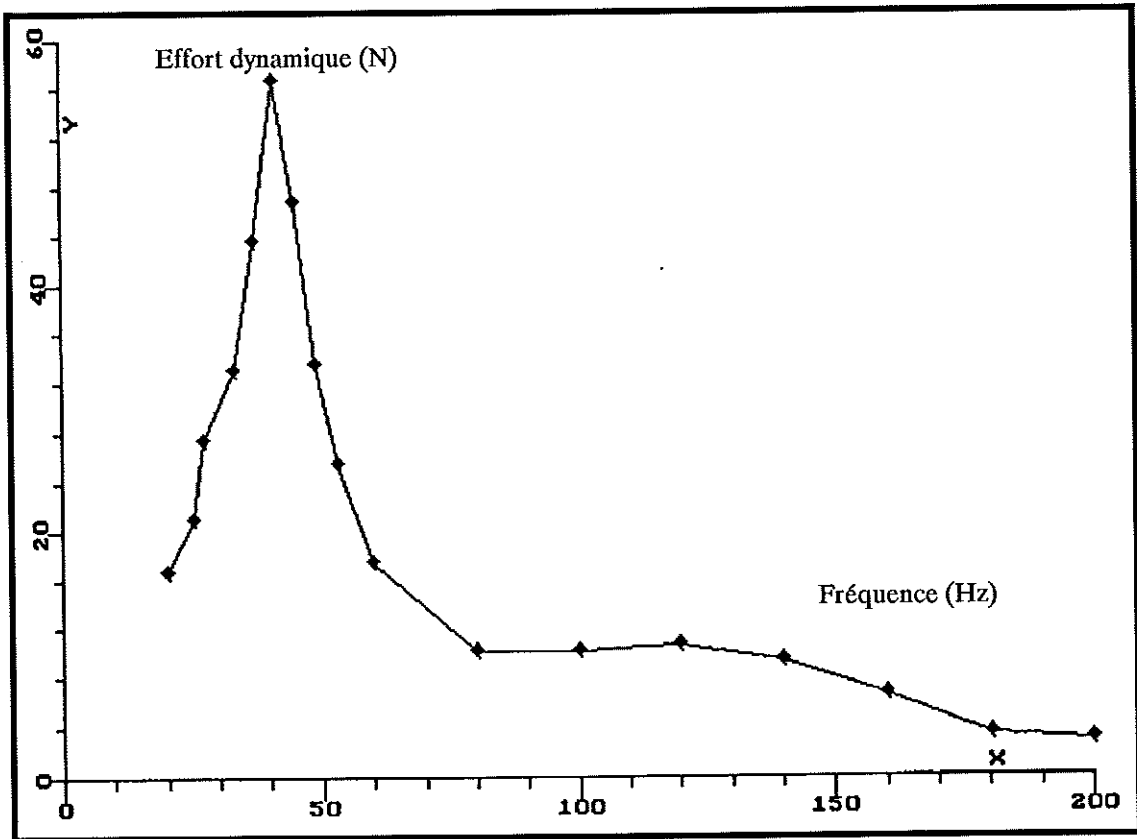


Fig. 4-5a : Effort dynamique au niveau de l'insertion du biceps sur le cubitus.

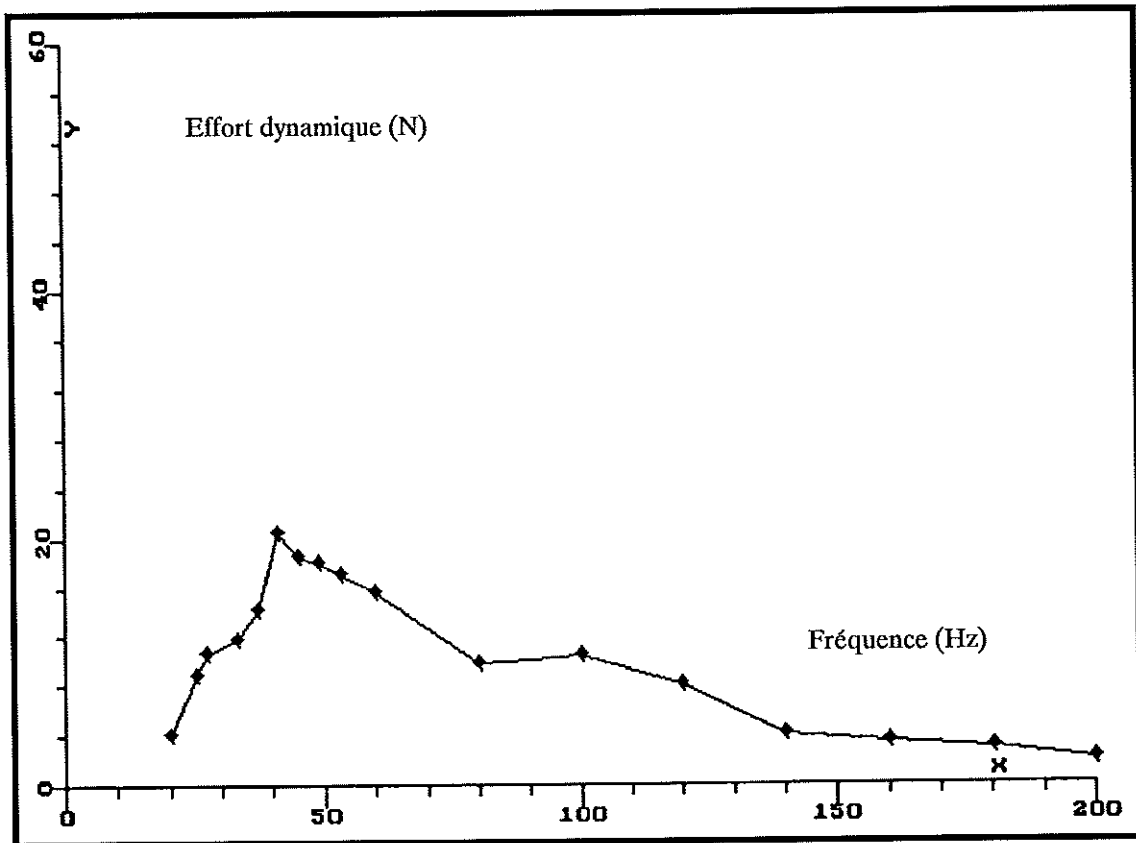


Fig. 4-5b : Effort dynamique au niveau de l'insertion du triceps sur le cubitus.

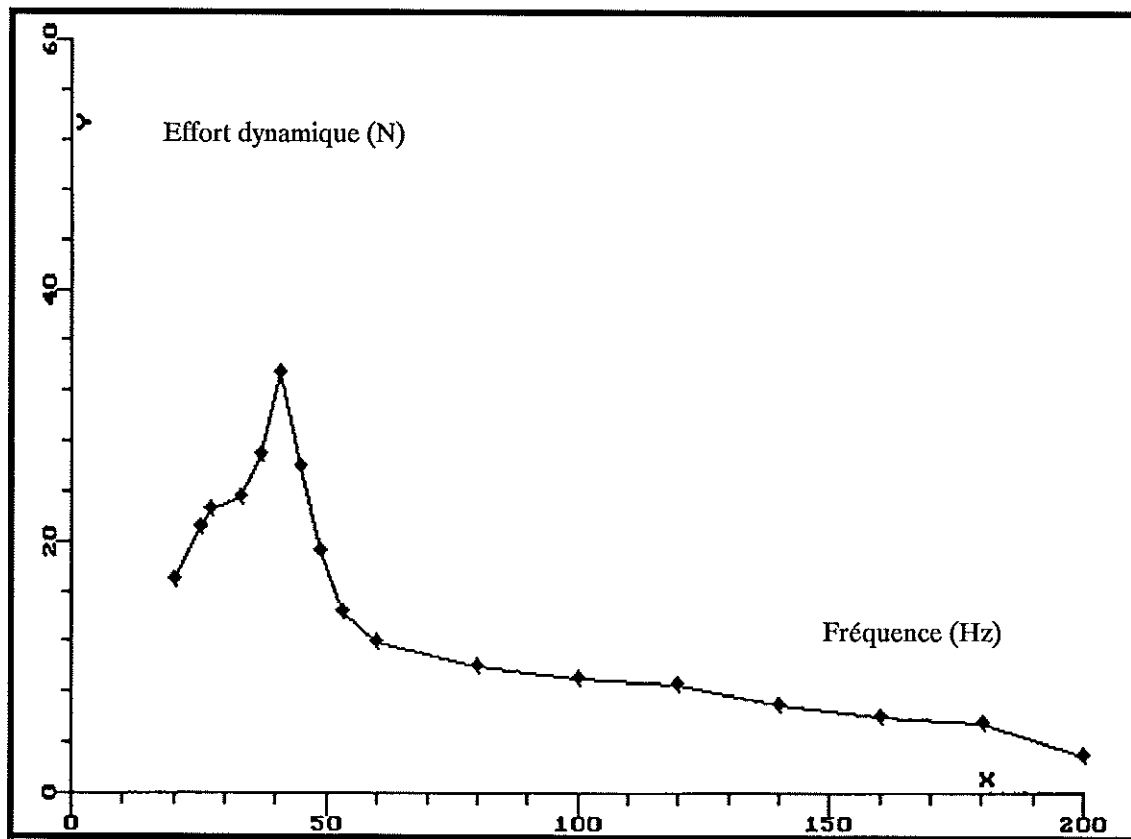


Fig. 4-5c : Effort dynamique au niveau de l'insertion du biceps sur le radius.

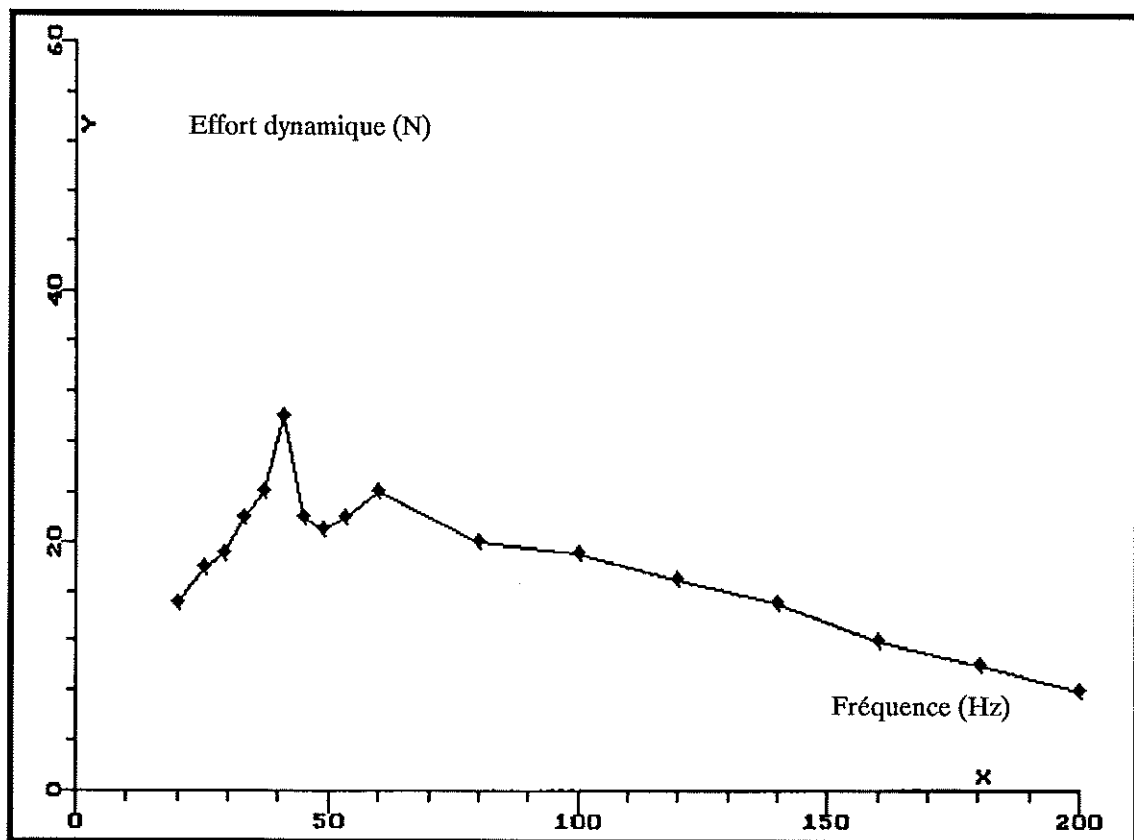


Fig. 4-5d : Effort dynamique au niveau de l'insertion du long supinateur sur le radius.

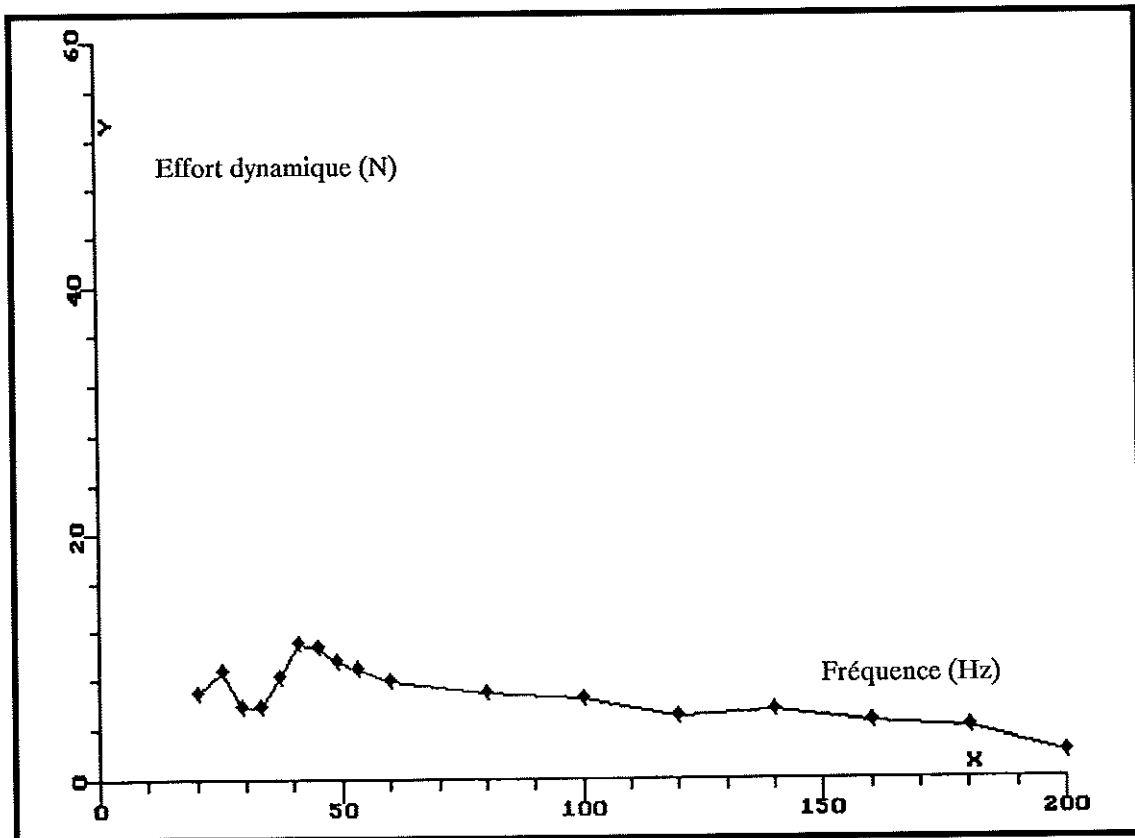


Fig. 4-5e : Effort dynamique au niveau de l'insertion des épicondyléens sur la main.

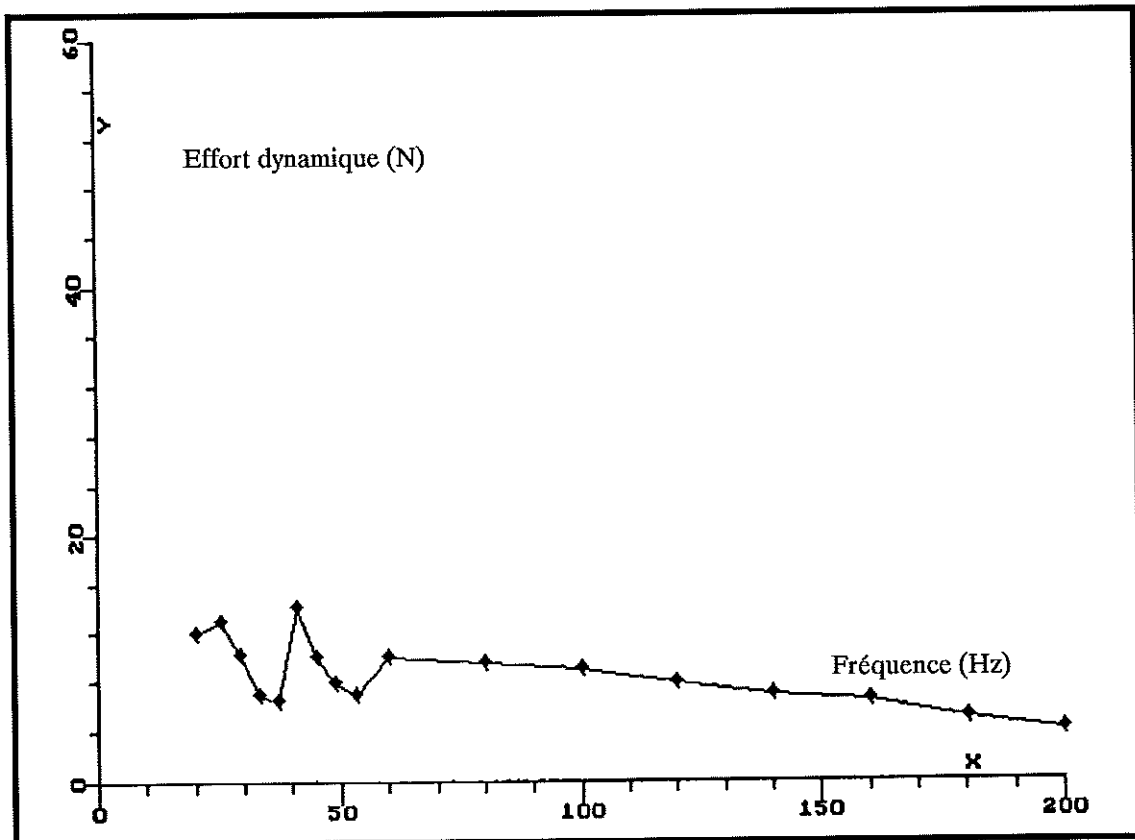


Fig. 4-5f : Effort dynamique au niveau de l'insertion des épitrachléens sur la main.

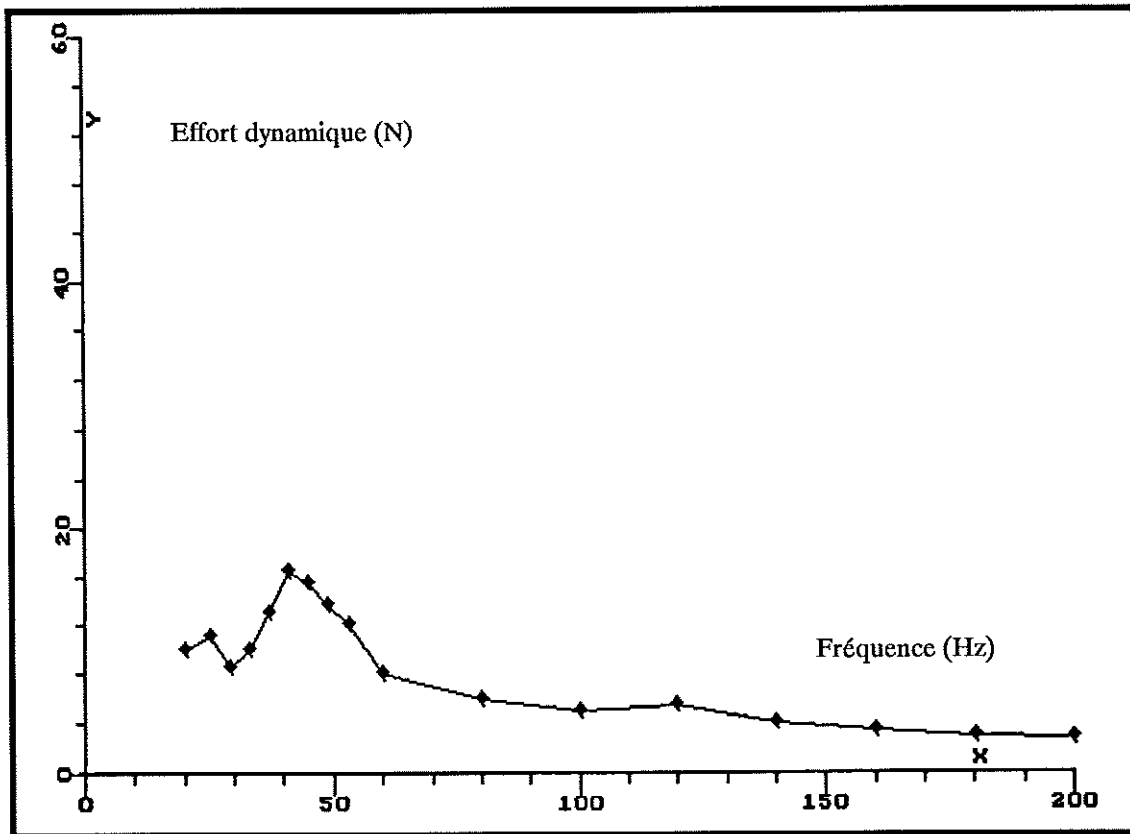


Fig. 4-5g : Effort dynamique au niveau de l'insertion des épicondyliens sur l'humérus.

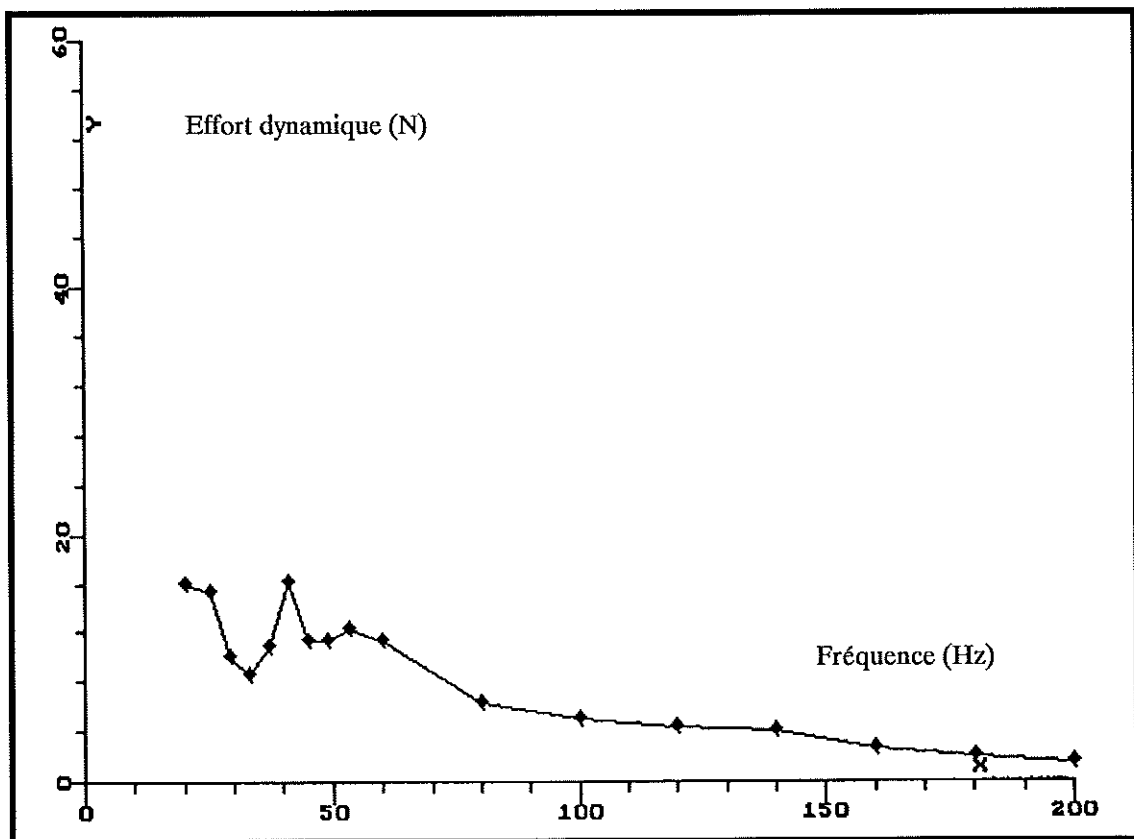


Fig. 4-5h : Effort dynamique de l'insertion des épitrochléens sur l'humérus.

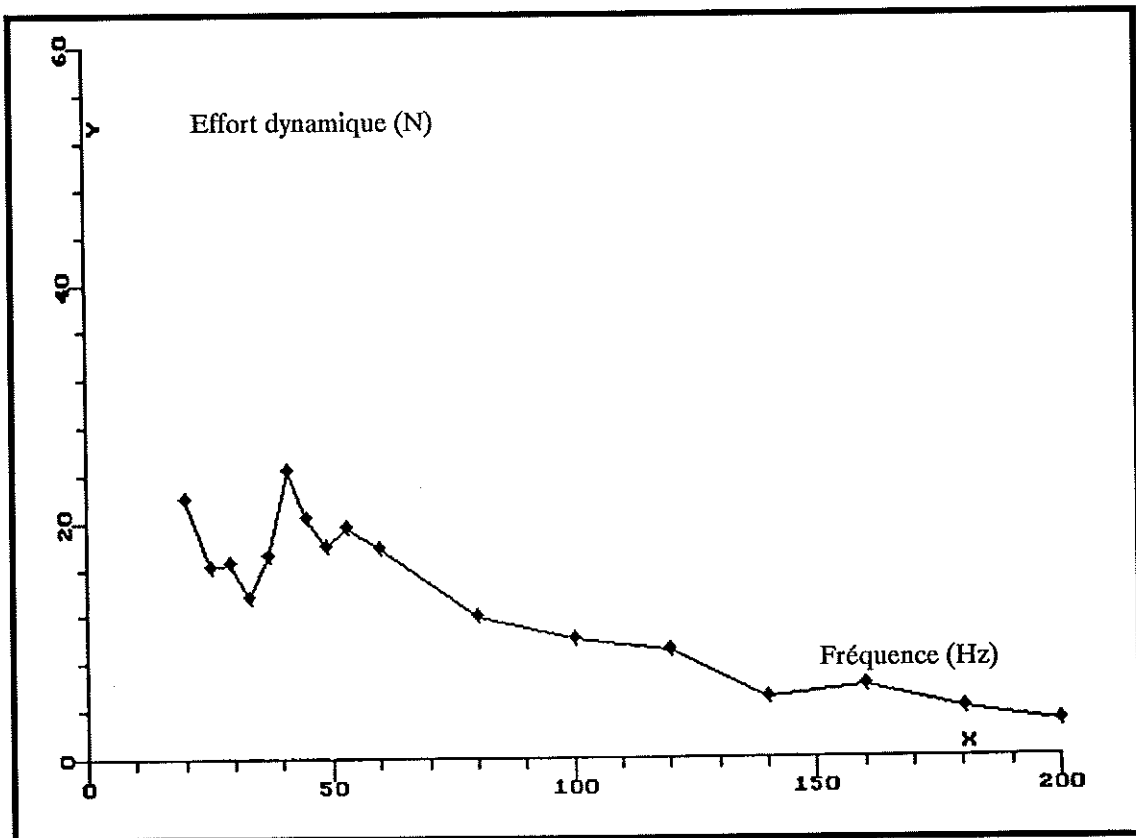


Fig. 4-5i : Effort dynamique de l'insertion du deltoïde sur l'humérus.

4-4 Energie de déformation et puissance dissipée

L'énergie maximum emmagasinée au cours d'un cycle et la puissance dissipée ont été calculées dans les conditions ergonomiques étudiées dans la plage de fréquences 20 - 200 Hz, pour une force d'excitation de 20 N.

Elles ont tout d'abord été calculées pour l'ensemble du système puis pour chacun des constituants séparément.

Les figures 4-6 montrent les évolutions de l'énergie emmagasinée et de la puissance dissipée par le système complet en fonction de la fréquence d'excitation. Il apparaît que ces grandeurs sont maximum à la résonance de 41 Hz et significatives dans la plage de 25 - 70 Hz. Elles restent faibles en deçà de 25 Hz et au-delà de 70 Hz.

Les figures 4-7 montrent la participation en pourcentage et en fonction de la fréquence d'excitation des principaux constituants à l'énergie emmagasinée et à la puissance dissipée.

Il apparaît (figures 4-7a, 4-7b et 4-7c) que l'énergie emmagasinée par les articulations est insignifiante quelle que soit la fréquence. Par contre aux fréquences où elle est importante, le poignet à lui seul consomme près de la moitié de la puissance totale dissipée par le système. La participation du coude est très faible tandis que celle de l'épaule est centrée aux alentours de 30 Hz.

Les os (figures 4-7d, 4-7e et 4-7f) dissipent très peu de puissance. Ils emmagasinent une part importante de l'énergie restituable.

Quant aux muscles (figures 4-7g à 4-7l), ils ont dans leur ensemble un caractère plus dissipatif que conservatif, bien que leurs participations individuelles à la dissipation restent faibles.

4-5 Remarque

Les résultats présentés dans ce chapitre ont surtout valeur de faisabilité. Ils ne permettent pas d'avancer dès à présent des interprétations biomécaniques car ils ne couvrent pas un ensemble de situations ergonomiques suffisant. Par ailleurs, la comparaison avec l'effet de la sollicitation statique ne peut pas être entreprise pour le moment tant qu'un modèle statique n'aura pas été développé.

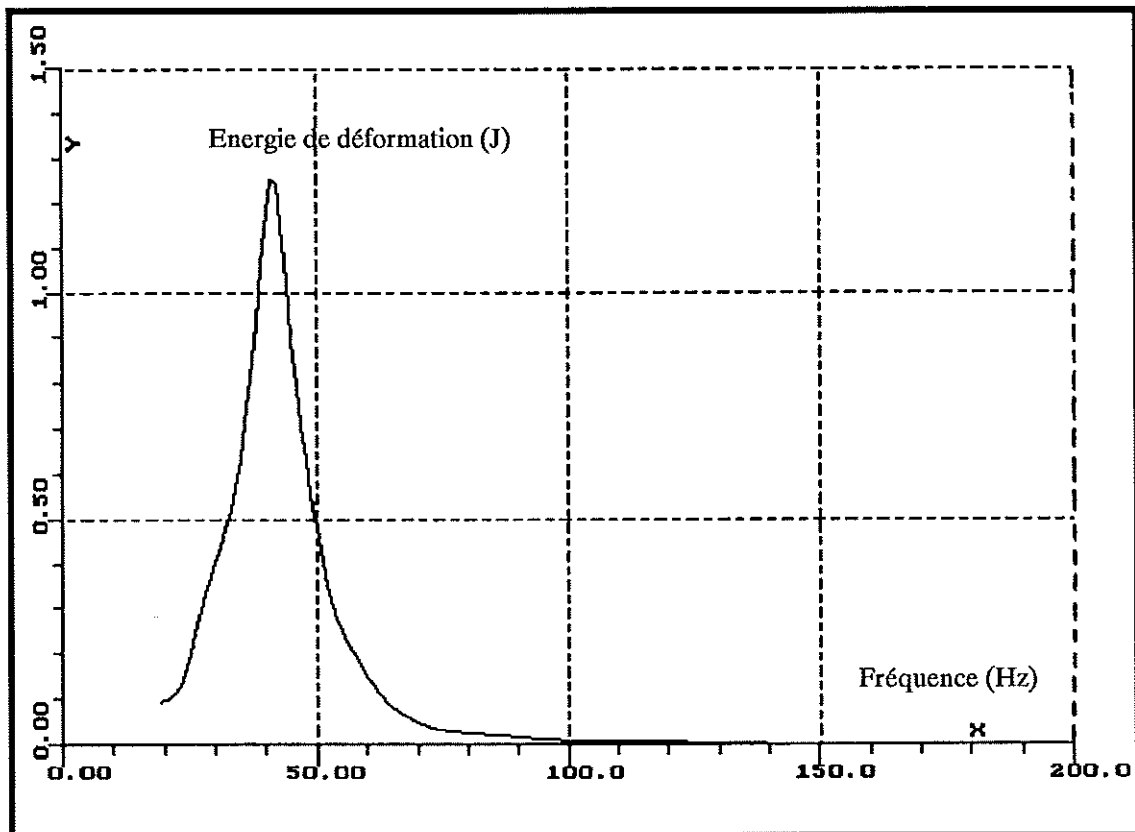


Fig. 4-6a : Energie de déformation du système main-bras.

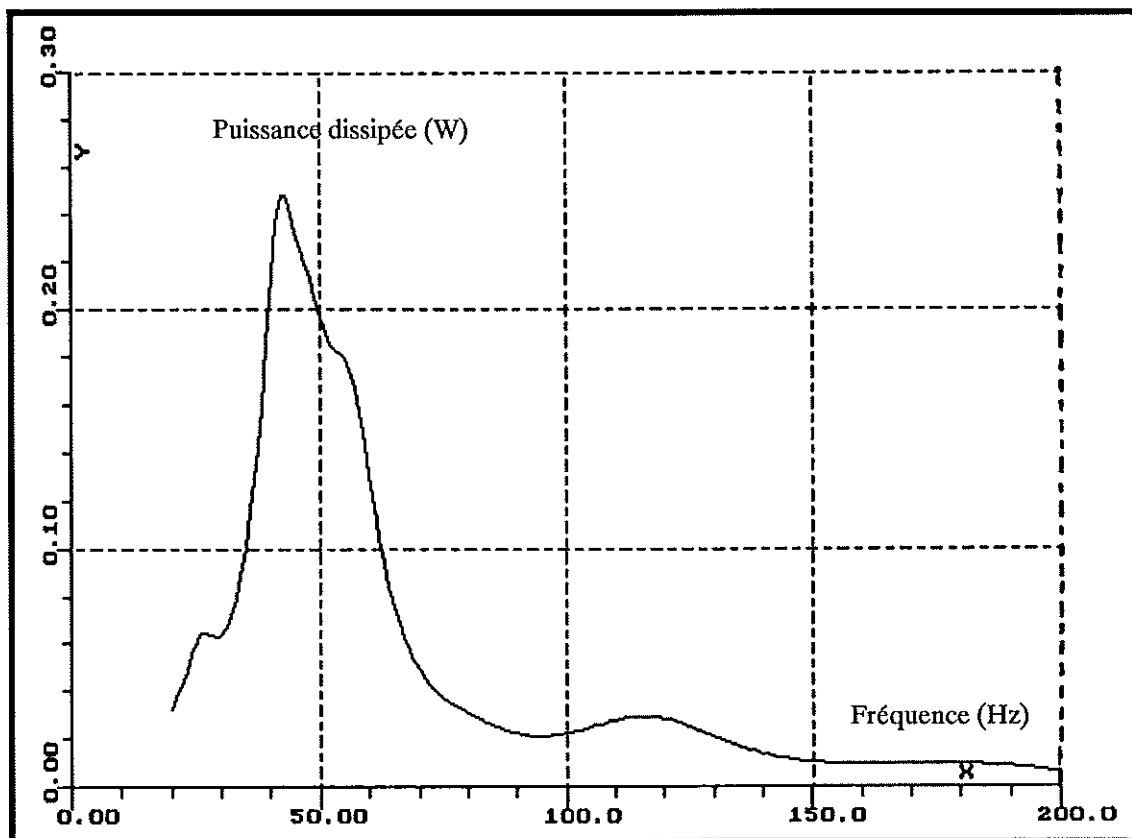


Fig. 4-6b : Puissance dissipée du système main-bras.

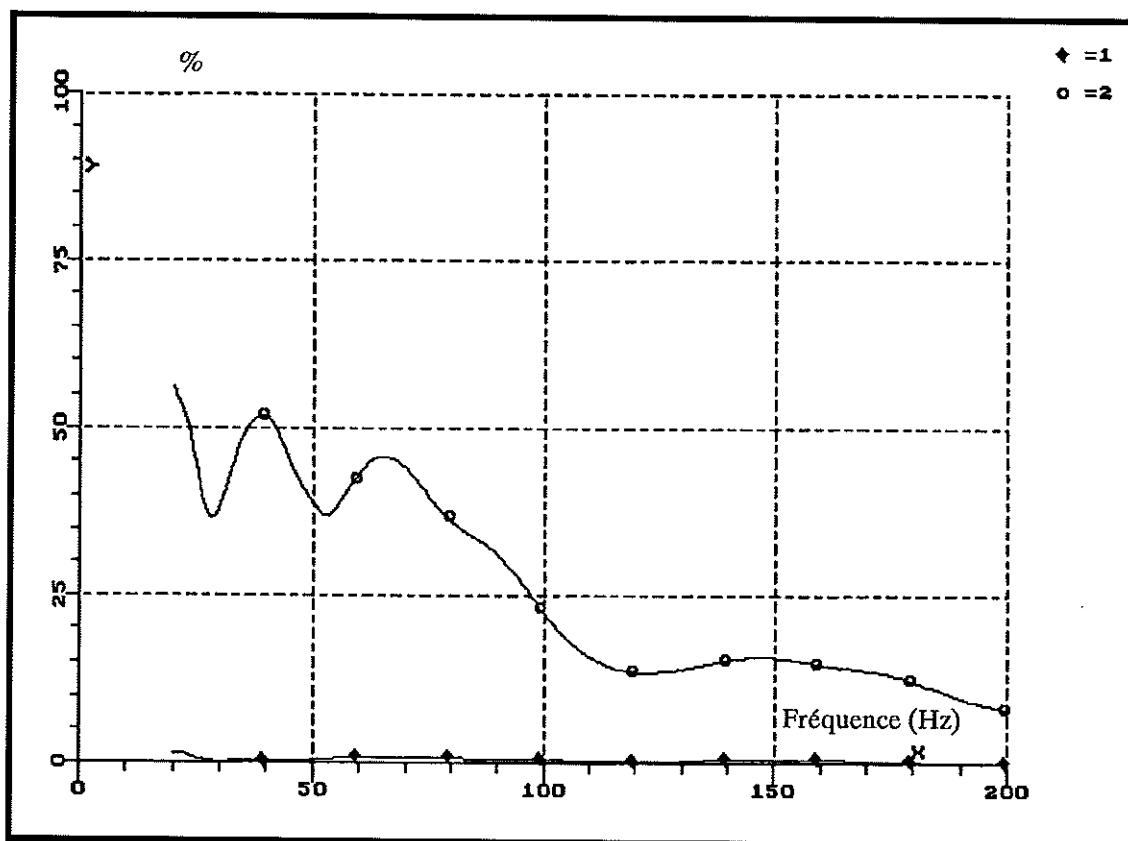


Fig. 4-7a : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du poignet par rapport à l'ensemble du système main-bras.

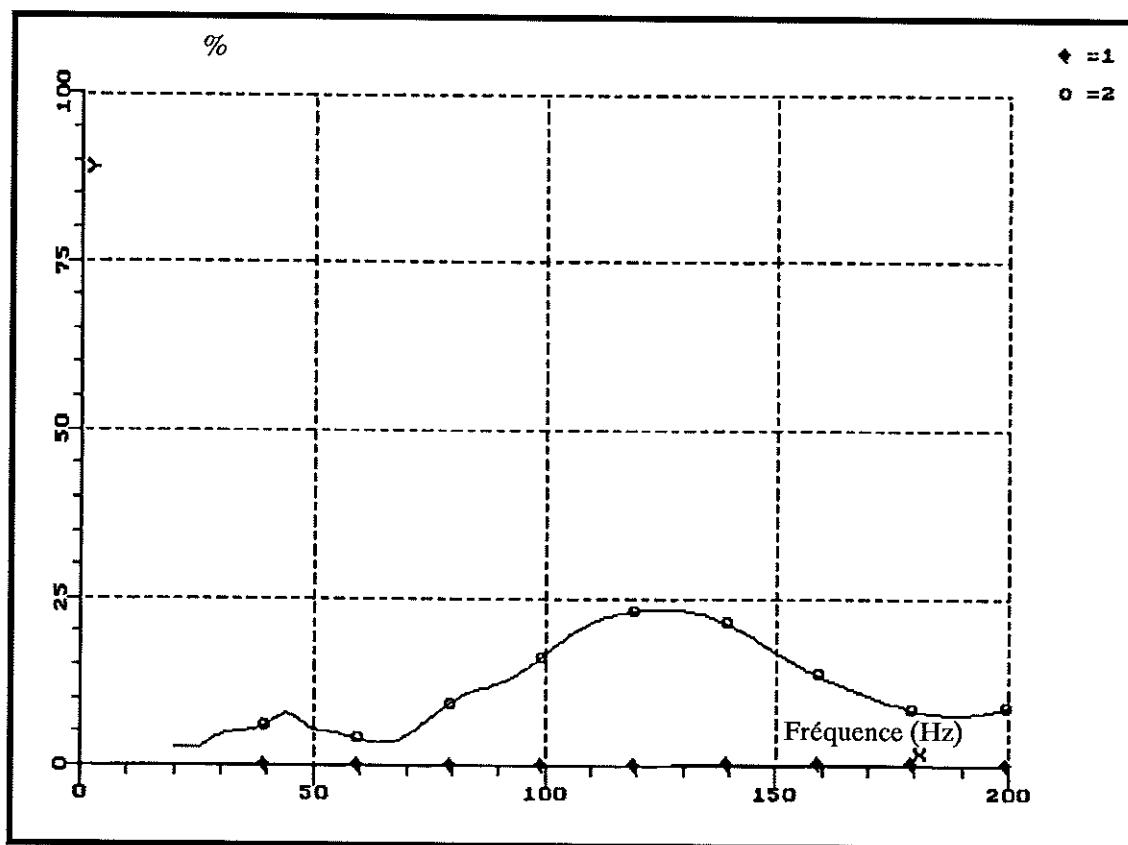


Fig. 4-7b : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du coude par rapport à l'ensemble du système main-bras.

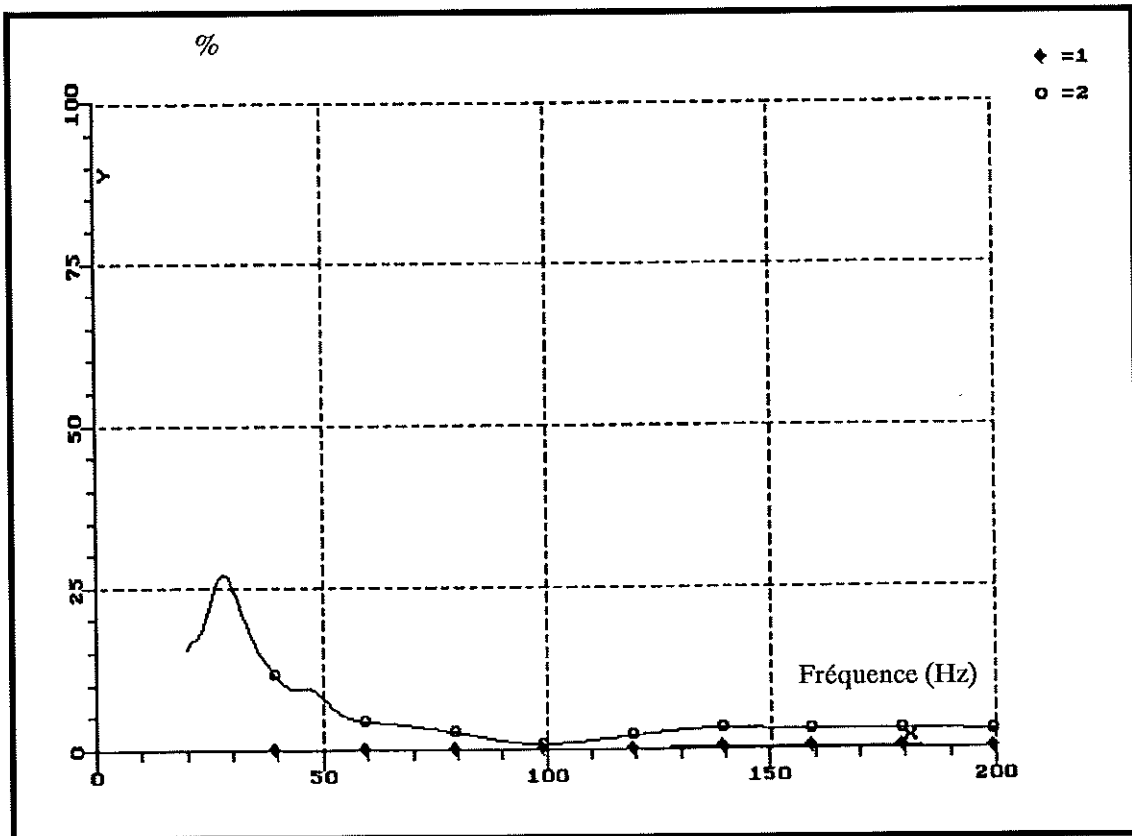


Fig. 4-7c : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) de l'épaule par rapport à l'ensemble du système main-bras.

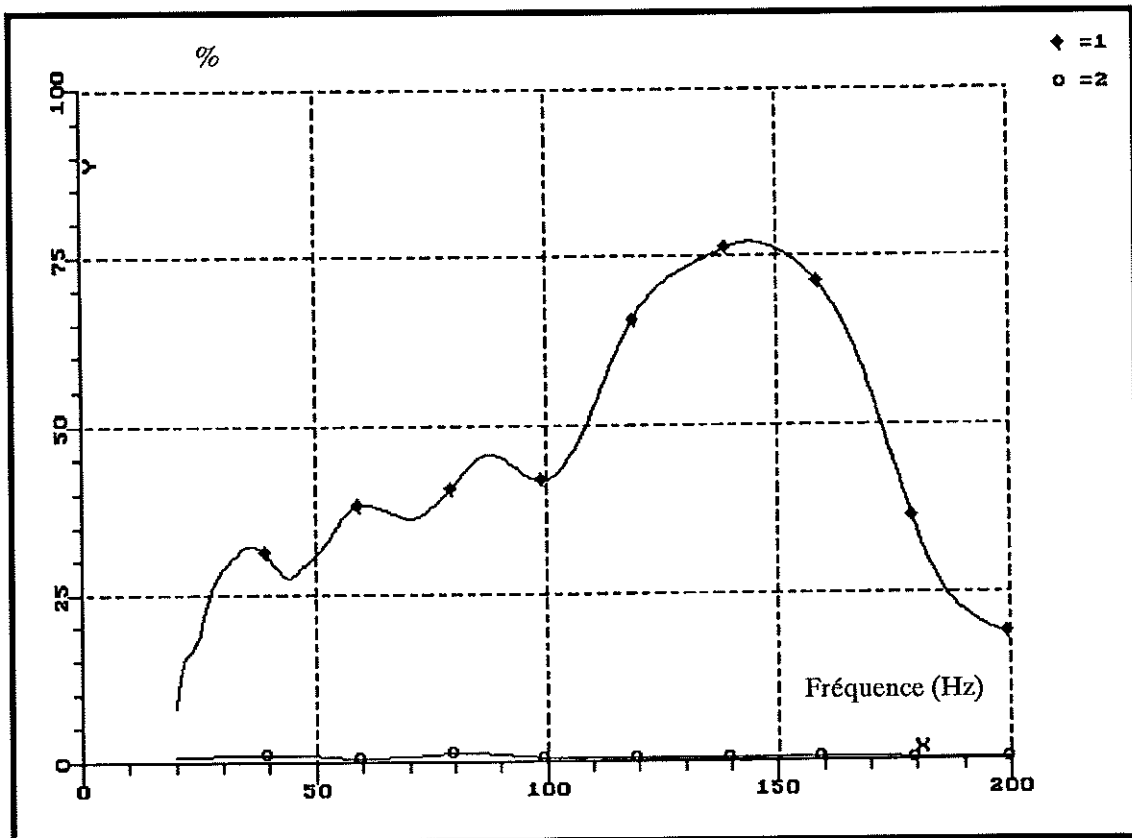


Fig. 4-7d : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) de l'humérus par rapport à l'ensemble du système main-bras.

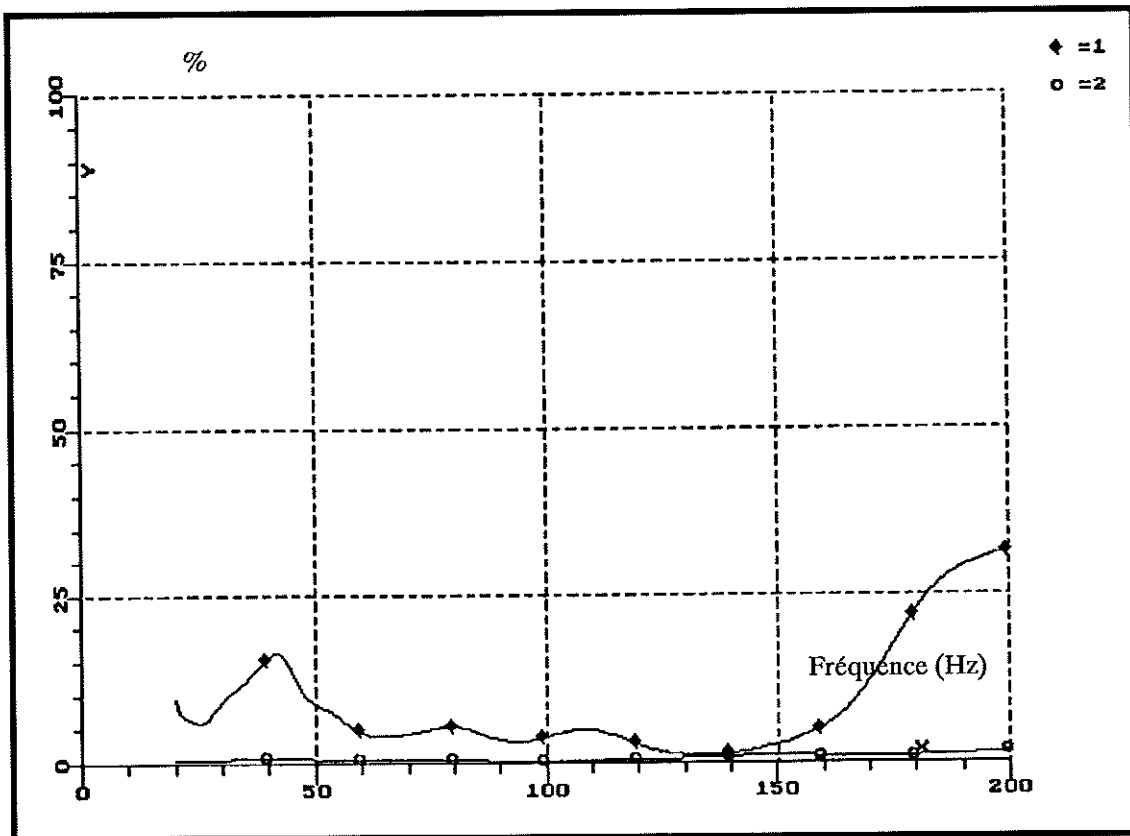


Fig. 4-7e : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du radius par rapport à l'ensemble du système main-bras.

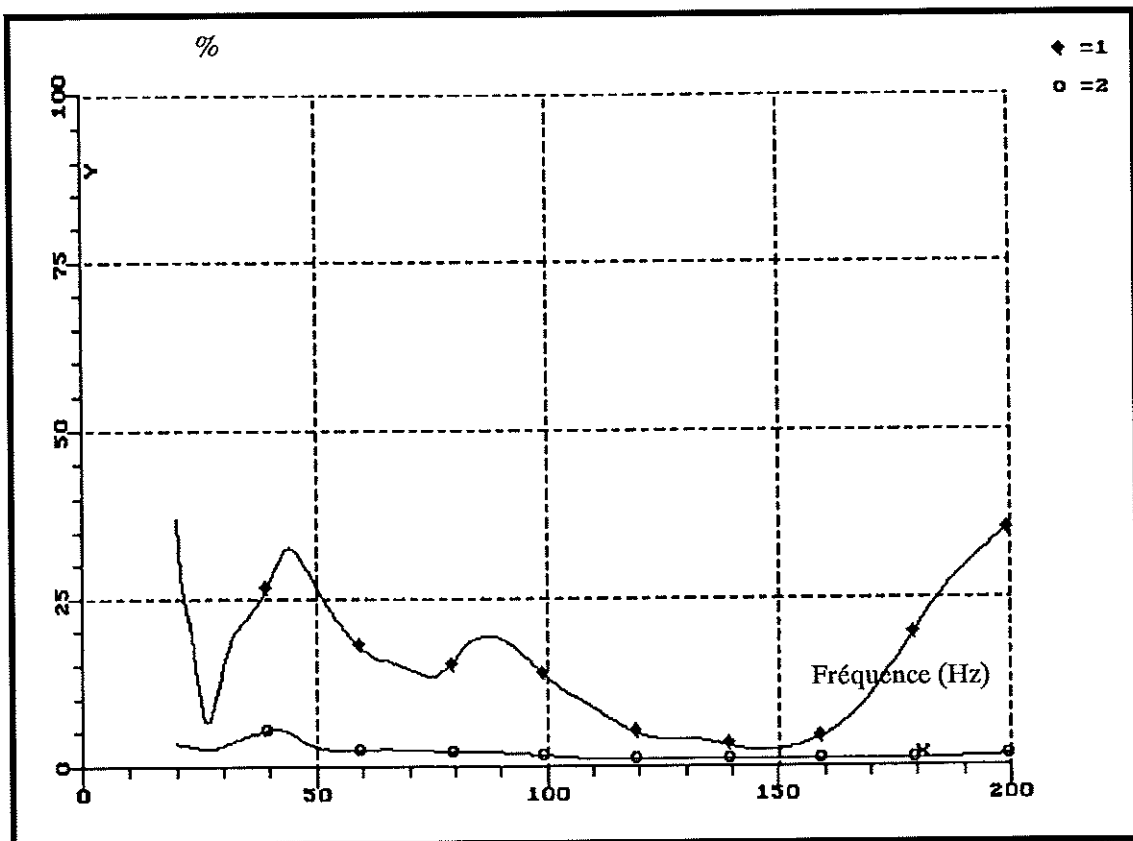


Fig. 4-7f : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du cubitus par rapport à l'ensemble du système main-bras.

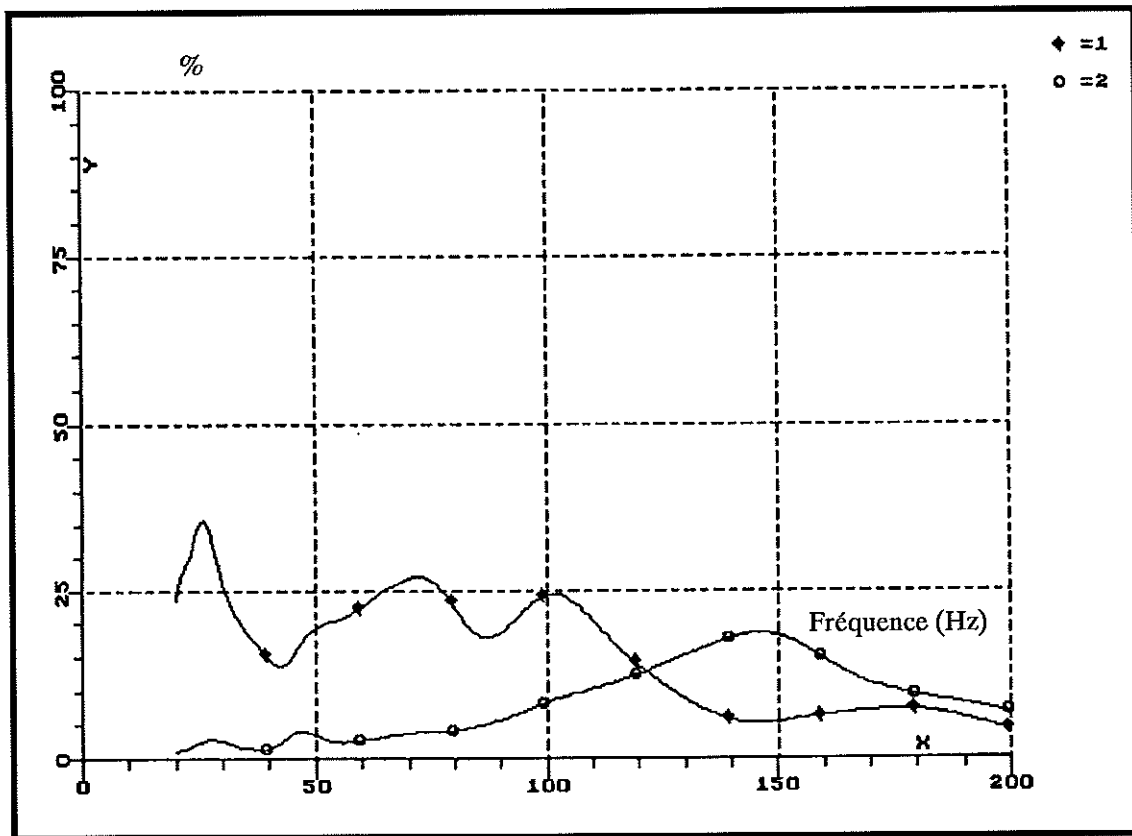


Fig. 4-7g : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du biceps par rapport à l'ensemble du système main-bras.

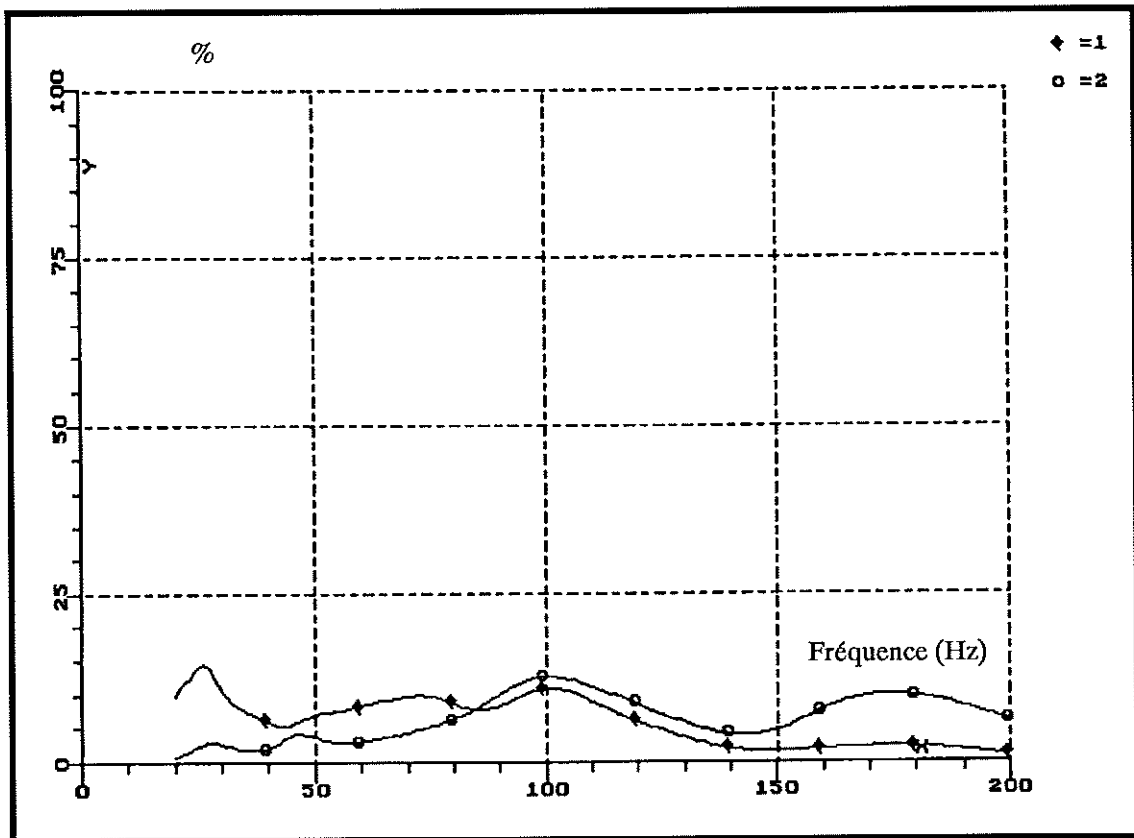


Fig. 4-7h : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du triceps par rapport à l'ensemble du système main-bras.

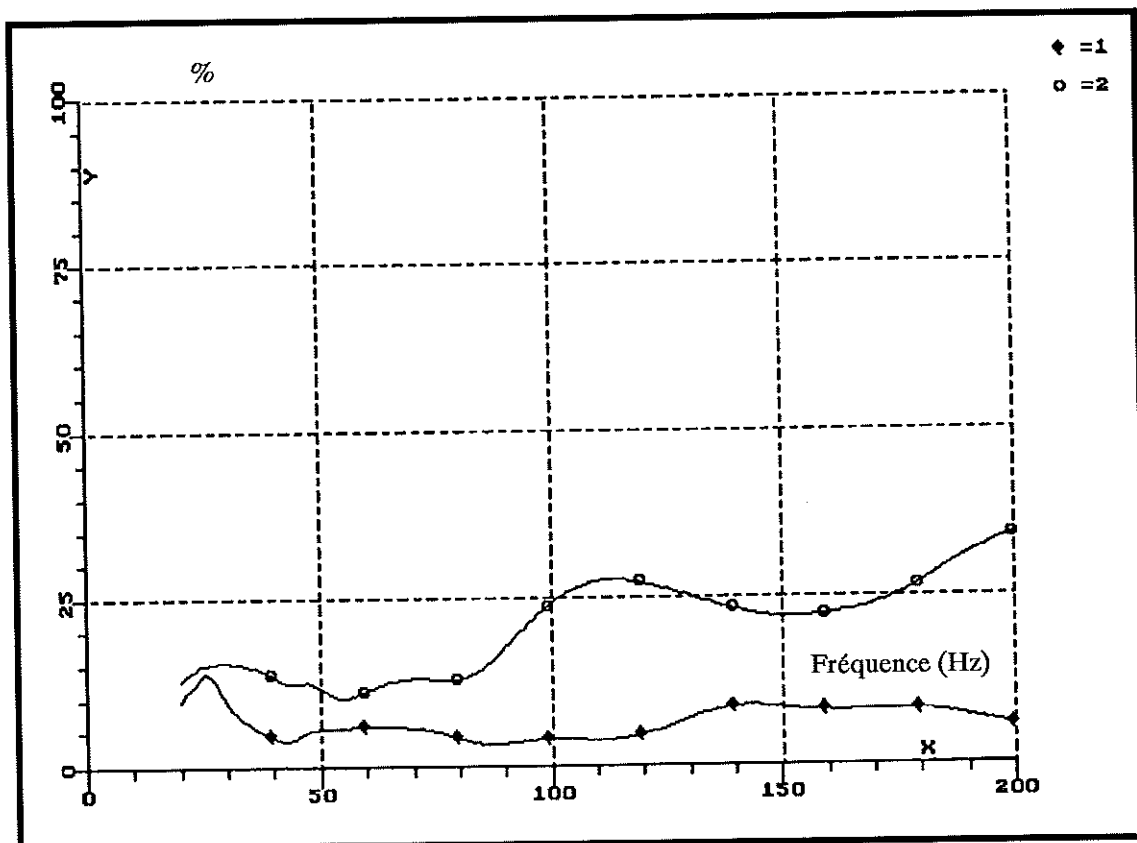


Fig. 4-7i : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du deltoïde par rapport à l'ensemble du système main-bras.

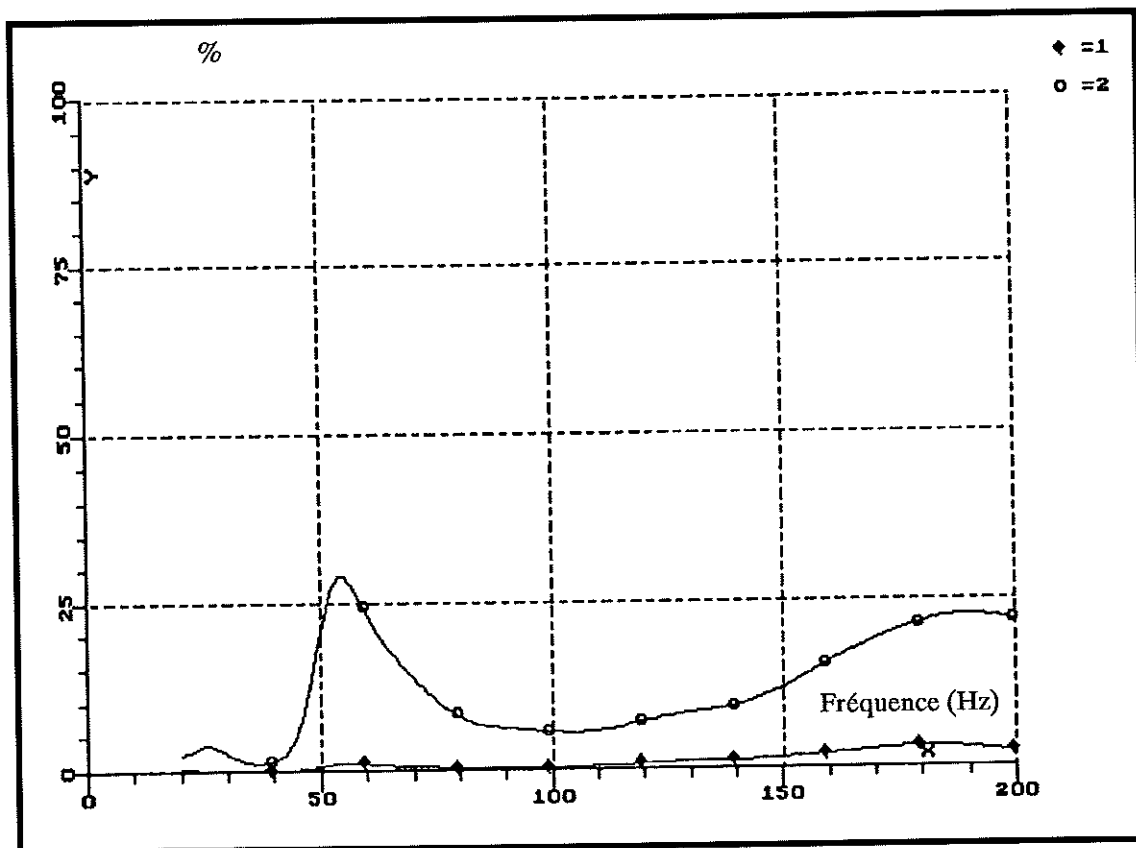


Fig. 4-7j : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) du long supinateur par rapport à l'ensemble du système main-bras.

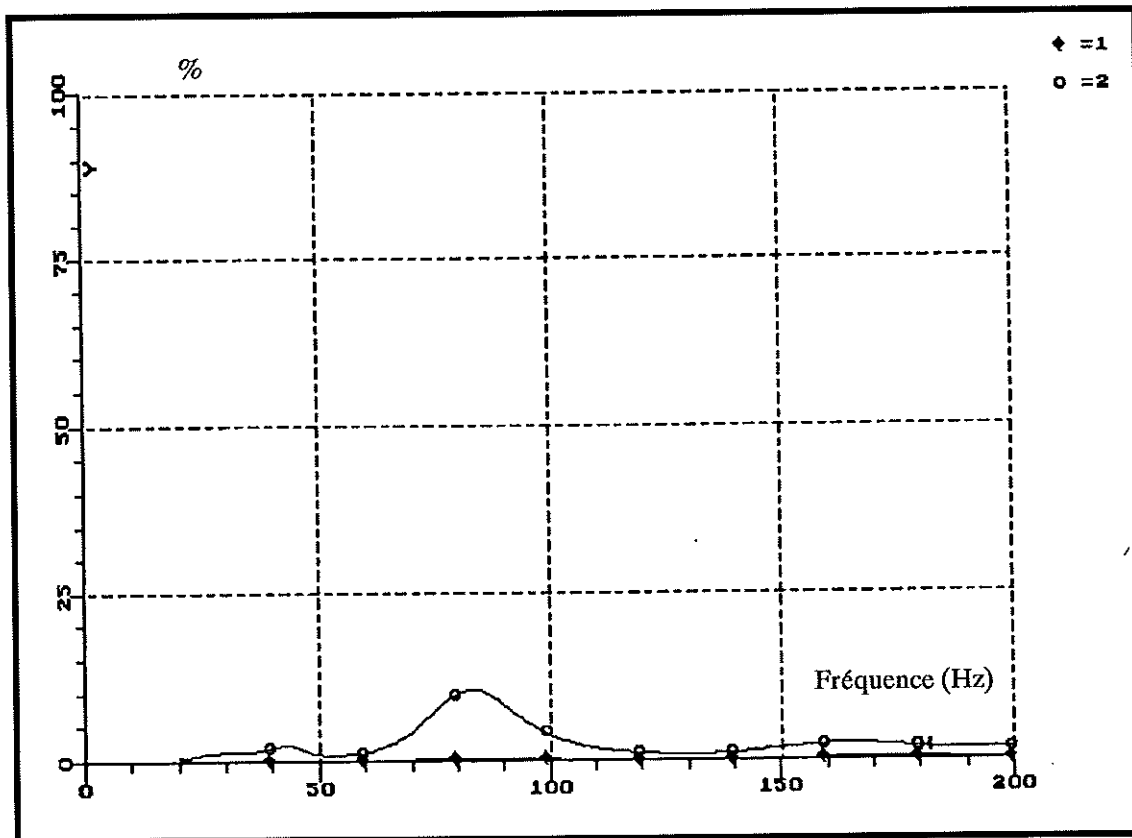


Fig. 4-7k : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) des épitrochléens par rapport à l'ensemble du système main-bras.

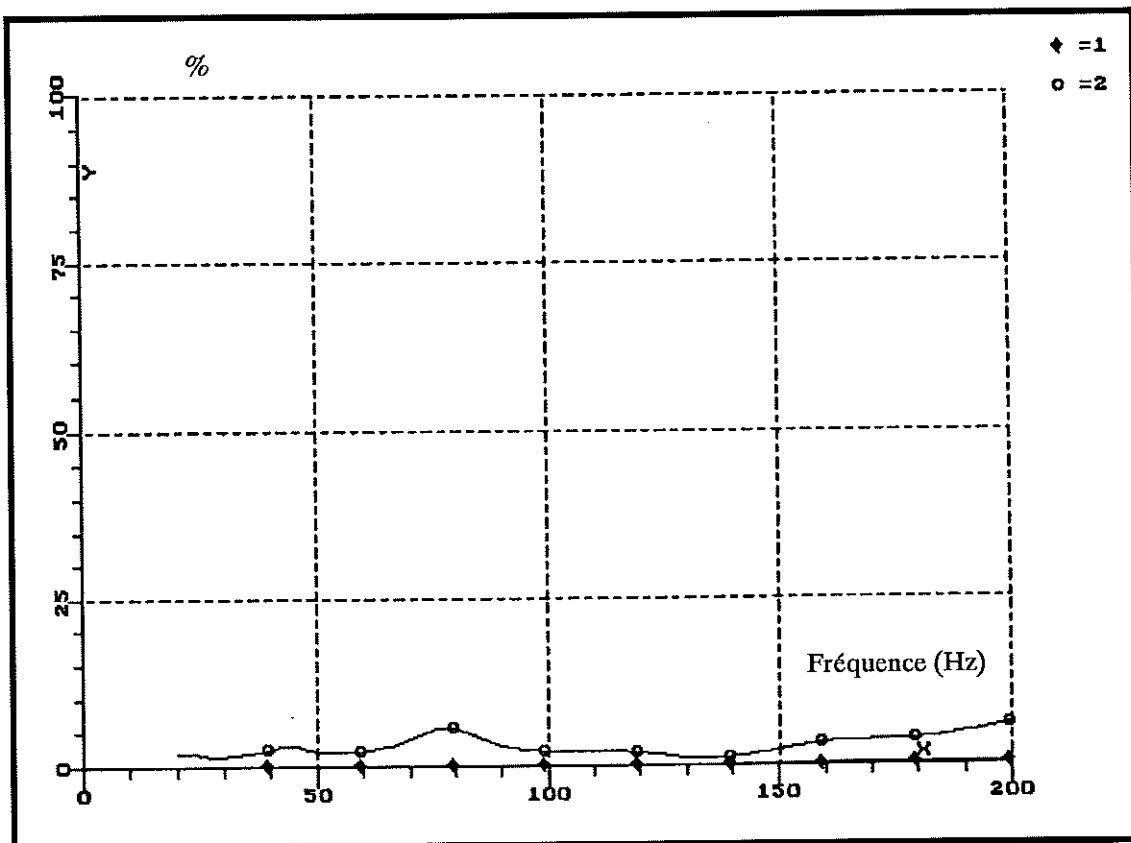


Fig. 4-7l : Contribution en pourcentage pour l'énergie de déformation (courbe 1) et pour la puissance dissipée (courbe 2) des épicondyléens par rapport à l'ensemble du système main-bras.

CONCLUSION

La démarche de modélisation proposée au cours de cette étude s'inscrit dans un processus général incluant les divers aspects biomécaniques liés à l'exécution d'une tâche dans un environnement vibratoire. Elle est uniquement relative à la détermination de la réponse à une excitation sinusoïdale et devrait faire suite à une étude statique conduite par ailleurs mais qui n'est pas encore arrivée à son terme.

L'originalité du modèle développé réside dans son caractère réaliste qui tient compte des particularités anatomiques, morphologiques et physiologiques du système main-bras. Le modèle est également susceptible de reproduire des situations ergonomiques diverses en incluant l'influence des paramètres d'état statique par l'intermédiaire de propriétés élastiques du tissu musculaire en fonction du niveau d'activité des muscles et de posture. Il repose sur les méthodes de modélisation utilisées en mécanique des structures.

La mise en oeuvre du modèle permet de calculer la réponse à une excitation sinusoïdale. Ce résultat est validé par comparaison de la fonction de transfert calculée avec celle qui est mesurée sur un simulateur.

Au-delà de cet objectif qui était accessible au moyen de modèles a priori, il est possible de calculer les efforts dynamiques internes et notamment ceux transmis par les articulations et les terminaisons tendineuses des muscles. La connaissance de ces grandeurs mécaniques inaccessibles à la mesure constitue une information originale et significative du point de vue de l'intégrité des propriétés physiologiques des constituants concernés. Elle doit permettre un progrès important dans la compréhension des effets des vibrations sur le système main-bras. Lorsqu'un modèle statique aura été mis au point, il sera également intéressant de comparer les influences respectives des sollicitations statique et dynamique.

Enfin, le modèle donne accès aux valeurs de l'énergie emmagasinée au cours d'un cycle et de la puissance dissipée en fonction de l'intensité et de la fréquence de l'excitation, tant globalement que du point de vue de la participation individuelle des constituants. Ces grandeurs sont susceptibles d'entrer dans la définition d'une "dose d'exposition aux vibrations" que pourraient retenir des règles de prévention.

L'exploitation du modèle n'a pas été effectuée de manière systématique en faisant varier tous les paramètres de posture, d'état statique et de direction d'excitation. Il n'est donc pas possible, à l'heure actuelle, de tirer de conclusions pratiques. Ceci doit être l'objet d'un travail à venir.

La démonstration de faisabilité d'une modélisation réaliste ayant été faite sur le système main-bras, la généralisation au corps entier pourra être envisagée selon une méthode comparable.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1 - ALLUM J.H.J., MAURITZ K.H.
Compensation for intrinsic muscle stiffness by short latency reflexes in human triceps surae muscles.
J. Neurophysiology, 1984, vol. 52, num. 5, pp 797-818.
- 2 - ASHMAN R.B., COWIN S.C., VAN BUSKIRK W.C., RICE J.C.
A continuous wave technique for the measurement of the elastic properties of cortical bone.
J. Biomechanics, 1984, vol. 17, num. 5, pp 349-361.
- 3 - BERNARD D.
Mesures de la réponse dynamique du système main-bras.
Diplôme d'Etudes Approfondies de Mécanique (en cours), 1990, Université Claude Bernard de Lyon.
- 4 - BITSCH J., DONATI P., ROURE L.
Contrainte vibratoire transmise au système main-bras des opérateurs de machines portatives.
19ièmes Journées Nationales de Médecine du Travail, Grenoble 1986.
- 5 - BOULOT E., GHADDAR I., BOUXIN B., BILLARD B., TROUILLOU P., GRAMMONT P.
Prothèse de hanche sur mesure. Conception assistée par ordinateur en fonction des variations de morphologie de l'extrémité supérieure du fémur.
Actes du 5ième Congrès de Génie Biologique et Médical, 28-30 Mai 1990, Paris.
- 6 - BOVENZI M.
Effects of hand-arm vibration.
Proceedings of the 3rd International Symposium of International Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational Risks, Vienne (Autriche), 19-21 avril 1989, pp 102-105.
- 7 - BUFFAT L.
Outils et logiciel de traitement d'images et d'analyse des contours.
Diplôme d'Etudes Approfondies de Génie Biologique et Médical, 1988, Université Claude Bernard de Lyon.
- 8 - BURSTRÖM L., LUNDSTRÖM R.
Mechanical energy absorption in human hand-arm exposed to sinusoidal vibration.
Int. Arch. Occup. Environ. Health, 1988, vol. 61, pp 213-216.

- 9 - BURSTRÖM L., LUNDSTRÖM R.
Absorption of vibration energy in the human hand-arm system.
Proceedings of the 3rd International Symposium of International
Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational
Risks, Vienne (Autriche), 19-21 avril 1989, pp 102-105.

- 10 - CAÏOLA. D.
Contribution à l'étude de l'influence des paramètres ergonomiques
(posture, force de préhension et de poussée) sur la réponse dyna-
mique du système main-bras.
Diplôme d'Etudes Approfondies de Mécanique, 1989, Université
Claude Bernard de Lyon.

- 11 - CARRET J.P., NOVE-JOSSERAND L.
Mesures électromyographiques sur le membre supérieur.
Communication privée, 1989.

- 12 - COMTET J.J., ROZIER T., VASSAL R., ARENE J.M.,
FISCHER L.
Recherches expérimentales sur la résistance de la diaphyse des os
longs chez l'homme.
Revue de Chirurgie Orthopédique et Réparatrice de l'Appareil
Moteur. Tome 53, 1967, num. 1, pp 3-21.

- 13 - CRAIG R.R., BAMPTON M.C.C.
Coupling of substructures for dynamic analysis.
J. AIAA, 1968, vol. 6, num. 7, pp 1313-1319.

- 14 - CUNDIF J.S.
Energy dissipation in human hand-arm exposed to random vibra-
tion.
J. Acoust. Soc. Am., 1976, vol. 59, pp 212-214.

- 15 - DONATI P., BROYDE M.
Protocole expérimental de comparaison des situations vibratoires
engendrées par diverses machines portatives.
Communication privée, 1988.

- 16 - EASON G.
On the impulse loading of muscle fibres
J. Sound and Vibration, 1989, 133 (1), pp 163-171.

- 17 - EVANS F.G.
Mechanical properties of bone.
Springfield, 1973, Charles Thomas.

- 18 - FUNG Y.C.
Mathematical representation of the mechanical properties of the
heartmuscle.
J. Biomechanics, 1970, vol. 33, pp 381-385.

- 19 - FUNG Y.C.
Biomechanics, mechanical properties of living tissues.
Springer-Verlag, 1981.
- 20 - GEMNE G., SARASTE H.
Bone and joint pathologies in workers using hand-held vibratings tools. An overview.
Scand. J. Work. Environ. Health, 1987, vol. 13, pp 290-300.
- 21 - GEMNE G., SARASTE H.
Does hand-arm vibration cause damage to bones and joints? Literature review.
Proceedings of the 3rd International Symposium of International Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational Risks, Vienne (Autriche), 19-21 avril 1989, pp 101-102.
- 22 - GOUBEL F., PERTUZON E.
Evaluation de l'élasticité du muscle in situ par une méthode de quick-release.
Arch. Internat. Physiol. Bioch., 1973, vol. 81, pp 697-707.
- 23 - GREGOIRE R., OBERLIN S.
Précis d'anatomie. Texte num. 1.
19ième édit., Bailliere J.B.
- 24 - GUYAN R.J.
Reduction of stiffness and mass matrices.
J. AIAA, 1965, vol. 3, pp 380.
- 25 - HASH D.W., STILES R.N.
Buckle muscle tension transducer: What does it measure?
J. Biomechanics, Technical note, 1989, vol. 22, num. 2, pp 165-166.
- 26 - HILL A.V.
Heat of shortening and dynamic constants of muscle.
Proc. R. Soc. Lond., B 126, p 136.
- 27 - HUI F.C., AN K.N., CHAO E.Y.
Three dimensional force analysis of the elbow under isometric functions.
Biomechanics Symposium ASME, 1977, vol. 23, pp 95-98.
- 28 - HUISKES R.
On the modelling of long bones in structural analyses.
J. Biomechanics, Technical note, 1982, vol. 15, num. 1, pp 65-69.

- 29 - ISHIDA A., UMETANI Y.
A model of the stretch reflex arc of the upper arm with respect to tremor.
Biomechanics Symposium ASME, 1973, vol. 2, pp 51-52.
- 30 - JENNINGS A.
A direct iteration method of obtaining latent roots and vectors of a symmetric matrix.
Proc. Phil. Soc., 1967, pp 63-755.
- 31 - KAHLE W., LEONHARDT H., PLATZER W.
Anatomie. Appareil locomoteur.
Flammarion Médecine-Sciences.
- 32 - KAPANDJI I.A.
Physiologie articulaire. Membre supérieur.
Librairie Maloine S.A., 1979.
- 33 - KENNER V.H., LEWIS J.L., WONG A.T.C.
Dynamic measurement of elastic properties for compact bone.
Biomechanics Symposium ASME, 1975, vol. 10, pp 129-131.
- 34 - KNETS I., SAULGOZIS Y., YANSON H.
On the nonuniformity of elastic properties and strength of human bone.
Biomechanics Symposium ASME, 1973, vol. 2, pp 85.
- 35 - LAKIE M., WALSH E.G., WRIGHT G.W.
Measurements of inertia of the hand and the stiffness of the forearm muscles using resonant frequency methods with added inertia or position feedback.
J. Physiology, 1981, num. 310, pp 3P-4P.
- 36 - LEVINSON S.F.
Ultrasound propagation in anisotropic soft tissues: the application of linear elastic theory.
J. Biomechanics, 1987, vol. 20, num. 3, pp 251-260.
- 37 - LEY F., RINGENBACH M.
Affections ostéo-articulaires des mineurs exposés à des outils vibrants.
19ièmes Journées Nationales de Médecine du Travail, Grenoble 1986.
- 38 - LEY F. RINGENBACH M.
Affections ostéo-articulaires des mineurs exposés aux outils vibrants.
Archives des Maladies Professionnelles, 1986, vol. 47, num. 8, pp 628-629.

- 39 - LEY F.
Affections ostéo-articulaires des membres supérieurs dues aux vibrations.
INRS, Etudes et Enquête, 1990, DMT 40 TF 17, pp 333-342.
- 40 - LUNDSTRÖM R., BURSTRÖM L.
Mechanical impedance of the human hand-arm system.
Proceedings of the United Kingdom and French Joint Meeting on Human Response to Vibration, Nancy, 26-28 september 1988.
- 41 - LUNDSTRÖM R., BURSTRÖM L.
Mechanical impedance of the human hand-arm system.
International J. Industrial Ergonomics, 1989, vol. 3, pp 235-242.
- 42 - LUNDSTRÖM R.
Measurement and evaluation of hand-arm vibration
Proceedings of the 3rd International Symposium of International Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational Risks, Vienne (Autriche), 19-21 avril 1989, pp 32-35.
- 43 - MAC ELHANEY J.
Dynamic response of bone and muscle tissue.
J. Applied Physiology, july 1966, vol. 21, num. 4, pp 1231-1236.
- 44 - MAC KAY W.A., CRAMMOND D.J., KWAN H.C., MURPHY J.T.
Measurements of human forearm viscoelasticity.
J. Biomechanics, 1986, vol. 19, num. 3, pp 231-258.
- 45 - MARTENS M., VAN AUDEKERCKE R., DELPORT P., DE MEESTER P., MULIER J.C.
The mechanical characteristics of cancellous bone at the upper femoral region.
J. Biomechanics, 1983, vol. 16, num. 12, pp 971-9083.
- 46 - MISHOE J.W., SUGGS C.W.
Hand-arm vibration, PART 1 : subjective response to single and multi-directionnal sinusoidal and non-sinusoidal excitation.
J. Sound and Vibration, 1974, 35 (4), pp 479-488.
- 47 - MISHOE J.W., SUGGS C.W.
Hand-arm vibration, PART 2 : vibrational responses of the human hand.
J. Sound and Vibration, 1977, 53 (4), pp 545-558.
- 48 - Norme Française
NF E 90-402. Guide pour l'évaluation de l'exposition des individus à des vibrations transmises par les mains.
Paris, A.F.NOR., 1987.

- 49 - Norme Internationale
Guidelines for the measurements and assessment of human exposure to hand transmitted vibration.
I.S.O., DIS 5349.2, Mai 1986.
- 50 - PANJABI M.M., BRAND R.A., WHITE A.A.
Three dimensional flexibility and stiffness properties of the human thoracic spine.
J. Biomechanics, 1976, vol. 9, pp 185-192.
- 51 - PANZKE K.J., BALASUS W.
Time dependence and non-linearity of the impedance of the human hand-arm system while exposed to intense vibration.
Int. Arch. Occup. Environ. Health, 1985, 57, pp 35-45.
- 52 - PAUL R.P.
Robot manipulators: Mathematics programming and control
M.I.T. Press Cambridge Mass. (U.S.A.), 1981.
- 53 - RABISCHONG P., AVRIL J.
Rôle biomécanique des poutres composites os-muscles.
Revue de Chirurgie Orthopédique et Réparatrice de l'Appareil Moteur. Juillet-août 1965, tome 51, num. 5, pp 437-458.
- 54 - REYNOLDS D.D., SOEDEL W.
Dynamic response of the hand-arm system to sinusoidal input.
J. Sound and Vibration, 1972, 21 (3), pp 339-353.
- 55 - REYNOLDS D.D., JOKEL C.
Hand-arm vibration, an engineering approach.
American Industrial Hygiene Association J., october 1974, pp 613-622.
- 56 - REYNOLDS D.D., KEITH R.H.
Hand-arm vibration, PART 1 : Analytical model of the vibration response characteristics of the hand.
J. Sound and Vibration, 1977, 51 (2), pp 237-253.
- 57 - REYNOLDS D.D., WASSERMAN D.E., BASEL R., TAYLOR W.
Energy entering the hands of operators of pneumatic tools used in chipping and grinding operators.
Vibration Effects on the Hand and Arm in Industry edited by Taylor and Brammer, 1982, pp 133-146.
- 58 - REYNOLDS D.D., FALKENBERG R.J.
Three and four degrees of freedom models of the vibration response of the human hand.
Vibration Effects on the Hand and Arm in Industry edited by Taylor and Brammer, 1982, pp 117-132.

- 59 - REYNOLDS D.D., FALKENBERG R.J.
A study of hand vibration on chipping and grinding operators,
PART 2 : four degrees of freedom lumped parameter model of
the vibration response of the human hand.
J. Sound and Vibration, 1984, 95 (4), pp 499-514.
- 60 - VAHEY J.W., LEWIS J.L.
Elastic moduli, yield stress, and ultimate stress of cancellous bone
in the canine proximal femur.
J. Biomechanics, 1988, vol. 21, num. 3, pp 183-190.
- 61 - WALSH E.G., WRIGHT G.W.
Inertia, resonant frequency, stiffness and kinetic energy of the hu-
man forearm.
Quaterly J. Experimental Physiology, 1987, vol. 72, pp 161-170.
- 62 - WILDER D.G., DONNERMEYER D.D., WONG J.I.,
POPE M.H.
Paravertebral muscle fatigue in static and fore-aft vibration seating
environments.
In proceedings: International Society for the Study of the Lum-
bar Spine, Montreal, 3-7 june 1984.
- 63 - WILSON E.L., TAYLOR R.L., DOHERTY W.P., GHABOUSSI J.
Incompatible displacement models.
Numerical and Computer Methods in Structural Mechanics, 1973,
N. Y. and London, pp 43-57.
- 64 - WOOD L.A., SUGGS C.W.
A distributed parameter dynamic model of the human forearm.
Proceeding of International Occupational Hand-Arm Vibration
Conference, NIOSH 1975.
- 65 - WOOD L.A., SUGGS C.W., ABRAMS C.F.
Hand-arm vibration, PART 3 : A distributed parameter dynamic
model of the human hand-arm system.
J. Sound and Vibration, 1978, 57 (2), pp 157-169.
- 66 - ZAHALAK G.I., EL-HINDAWY K., STEWART P. A.,
HAWLEY R.H., DUFFY J.
Measurement of the series elasticity of human muscle in vivo.
Biomechanics Symposium ASME, 1975, vol. 10, pp 83-86.
- 67 - ZAHALAK G.I.
Frequency response characteristics of human skeletal muscle in vi-
vo.
Biomechanics Symposium ASME, 1977, vol. 23, pp 177-179.

- 68 - ZAVERI K., PHIL M.
Measurement of the dynamic mass of the hand-arm system.
Brüel and Kjaer, Technical Review, 1974, num. 3, pp 26-36.
- 69 - ZIENKIEWICK O.C.
The finite element method in engineering science.
Mac Graw-Hill, 1971, London.

BIBLIOGRAPHIE

- 70 - AATOLA S.
Transmission of vibration to the wrist and comparison of frequency response function estimators.
J. Sound and Vibration, 1989, 131 (3), pp 497-507.
- 71 - ABRAMS C.F.
A study of the transmission of high frequency vibration in the human arm.
Master's Thesis, Department of Biological and Agricultural Engineering, 1968, North Carolina State University at Raleigh.
- 72 - ABRAMS C.F.
Modeling the vibrational characteristics of the human hand by the driving point mechanical impedance method.
Ph.D. thesis, Department of Biological and Agricultural Engineering, 1971, North Carolina State University at Raleigh.
- 73 - ABRAMS C.F., SUGGS C.W.
Modeling the vibrational characteristics of the human hand by the driving point mechanical impedance method.
Purdue Noise Control Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, 14-17 July 1971.
- 74 - AGACHE P., MONNEUR P., LEVEQUE J.L., DE RIGAL J.
Influence of ageing on the in vivo mechanical properties of human skin.
Arch. Derm. Res., 1980.
- 75 - AGATE J.N., DRUETT H.A.
A method for studying vibrations transmitted to the hands.
British J. Medecine, 1946, pp 159-166.
- 76 - ALBRIGHT J.A., SAHA S. YOSHIKUMI M.O.
Mechanical properties of human bone from areas of high and low fluoride intake.
Biomechanics Symposium of ASME, 1977, vol. 23, pp 145-146.
- 77 - ALLUM J.H.J., YOUNG L.R.
The relaxed oscillation technique for the determination of the moment of inertia of limb segments.
J. Biomechanics, 1976, vol. 9, num. 1, pp 21-25.
- 78 - AN K.N., HUI F.C., MORREY B.F., LINSCHIED R.L., CHAO .Y.
Muscles across the elbow joint: a biomechanical analysis.
J. Biomechanics, 1981, vol. 14, num. 10, pp 659-669.

- 79 - ARRUDA J.R.F.
Rotor finite element model adjusting.
9th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 1987.
- 80 - ARGYRIS J.H., KEKSEY S.
Energy theorems and structural analysis.
Aircraft Eng., Oct. 1955.
- 81 - ARGYRIS J.H.
Recent advances in matrix methods of structural analysis.
Pergamon Press, 1964, London.
- 82 - BATHE K.J., E.L. WILSON
Solution methods for eigen value problems in structural mechanics.
Int. J. Num. Meth. Eng., 1973, vol. 6, pp 213-223.
- 83 - BERMOND F.
Développement d'algorithmes en vue de modélisation dynamique en biomécanique.
Diplôme d'Etudes Approfondies de Mécanique, 1987, Université Claude Bernard de Lyon.
- 84 - BERMOND F., DIMNET J, GAERTNER R.
An approach of the dynamical study of the hand-arm system.
Proceedings of the 3rd International Symposium of International Section of the ISSA for Research on Prevention of Occupational Risks, Vienne (Autriche), 19-21 april 1989, pp 107-109.
- 85 - BERMOND F., GAERTNER R., DIMNET J.
Approche de la réponse du système main-bras à une sollicitation vibratoire.
Actes du 14ième Congrès Annuel de la Société Française de Biomécanique, Marseille, 6-7 septembre 1989, pp 13-14.
- 86 - BERMOND F., GAERTNER R., DIMNET J.
Etude dynamique du système main-bras soumis à des vibrations.
Actes des Journées 'Bruits et Vibrations', La Rochelle, 21-23 mai 1990.
- 87 - BIZZI E., CHAPPLE W., HOGAN N.
Mechanical properties of muscles. Implications for motor control.
TINS, Novembre 1982, pp 395-398.
- 88 - BREKELMANS W.A.M., POORT H.W.
Theoretical and experimental investigation of the stress and strain situation on a femur.
Acta Orthop., 1973, Suppl. 1, pp 3-24.

- 89 - BRUMBAUGH R.B., CROWNINSHIELD R.D., BLAIR W.F.,
ANDREWS J.G.
An in-vivo study of normal wrist kinematics.
J. Biomechanical Engineering, 1982, vol. 104, pp 176-181.
- 90 - CARLSON L.E., HOCK D.D.
Kinematic analysis of coupled arm prothese.
J. Biomechanical Engineering, may 1977.
- 91 - CHAO E.Y., MORREY B.F.
Three-dimensional rotation of the elbow.
J. Biomechanics, 1978, vol. 11, pp 57-73.
- 92 - CHAO E.Y., AN K.N., ASKEW L.J., MORREY B.F.
Electrogoniometer for the measurement of human elbow joint rotation.
J. Biomechanical Engineering, 1980, vol. 102, pp 301-310.
- 93 - CHEN I.I.H., SAHA S.
Wave propagation characteristics in long bones to diagnose osteoporosis.
J. Biomechanics, 1987, vol. 20, num. 5, pp 523-527.
- 94 - CLINT M., JENNINGS A.
The evaluation of eigenvalues and eigenvectors of real symmetric matrices by simultaneous iteration.
Computer J., 1970, vol. 13.
- 95 - CNOCKAERT J.P.
Recherche des conditions optimales d'exécution de mouvements simples à partir de critères biomécaniques et électromyographiques.
Thèse de Docteur d'Etat Es-Sciences, 1976, Université des Sciences et Techniques de Lille.
- 96 - COLEBATCH J.G., MAC CLOSKEY D.I.
Maintenance of constant arm position or force reflex and volitional components man.
J. Physiol., 1987, vol. 386, pp 247-261.
- 97 - DAGALAKIS N.G., MUEHLHOUSE C., WAKAMIYA S.
Loss of control biomechanics of the human arm-elbow system.
J. Biomechanics, 1987, vol. 20, num. 4, pp 385-396.
- 98 - DESAI C.S., ABEL J.F.
Introduction to the finite element method.
Van Nostrand Reinhold Compagny, 1972, New-York.

- 99 - DIMNET J., BERMOND F., GAERTNER R.
Les problèmes posés par la modélisation dynamique d'un système main-bras soumis à une situation vibratoire.
Actes des Journées 'Bruits et Vibrations', Montpellier, 24-26 Mai 1988.
- 100 - DONATI P., PROST G.
Caractéristiques physiques des vibrations mécaniques. Evaluations de l'exposition des individus à des vibrations transmises par les mains.
Arch. Mal. Prof., 1986, vol. 47, num. 8, pp 585-589.
- 101 - DONATI P., BITSCH J., PROST G.
Mesures, interprétation et prévention technique des vibrations transmises à l'homme.
19ièmes Journées Nationales de Médecine du Travail, Grenoble 1986.
- 102 - DONATI P.
Contribution à l'étude des effets des vibrations transmises à l'homme et les moyens de prévention.
Thèse de Docteur d'Etat Es-Sciences, 1987, Institut Polytechnique de Lorraine.
- 103 - DUPUY H., ZERLETT G.
The effects of whole body vibrations.
Springer Verlag Berlin, 1986.
- 104 - ENGIN A.E., KAZARIAN L.
Active muscle force and moment response of the human arm and shoulder.
Aviat. Space Environ. Med., 1981, (52) 39, pp 523-530.
- 105 - ENGIN A.E., CHEN S.M.
Kinematic and passive resistive properties of human elbow complex.
J. biomechanical Engineering, 1987, vol. 109, pp 318-323.
- 106 - FIROOZBAKHS K., COWIN S.C.
Devolution of inhomogeneities in bone structure. Predictions of adaptive elasticity theory.
J. Biomechanical Engineering, novembre 1980, vol. 102, pp 287-293.
- 107 - FISCHER L.P., GONON G.P., CARRET J.P., DIMNET J.
Biomécanique articulaire. Tome 1, membre supérieur.
U.E.R. Grange Blanche Anatomie Lyon.

- 108 - FRANCOIS E., PIRANDA J.
Synthèse par sous-structuration dynamique.
J. Matériau, Mécanique et Electricité, mai-juin 1986, num. 416,
pp 9-12.
- 109 - GAERTNER R., DIMNET J.
Methodology for a realistic modelisation of the human hand-arm
exposed to sinusoidal excitation.
Proceedings of the Winter Annual Meeting of the American So-
ciety of Mechanical Engineers, Boston Massachussts (U.S.A.), 13-
18 december 1987, pp 117-118.
- 110 - GAERTNER R., BERMOND F., DIMNET J.
Predicting the response of the hand-arm system in a vibration en-
vironment.
Proceedings of the United Kingdom and French Joint Meeting on
Human Response to Vibration, Nancy, 26-28 september 1988,
pp 1-4.
- 111 - GAERTNER R., BERMOND F., DIMNET J.
Effets mécaniques d'une sollicitation vibratoire sur le système
main-bras
Accepté au 15ième Congrès Annuel de la Société Française de
Biomécanique, Cluny, 18-19 septembre 1990.
- 112 - GAERTNER R., BERMOND F., DIMNET J.
A realistic model of the human hand-arm exposed to sinusidal ex-
citation.
Proposé au 14th Annual Meeting of the American Society of Bio-
mechanics, Univerty of Miami, Florida (U.S.A.), 15-16 November
1990.
- 113 - GAILLANT J.F., PILLIERE F., DOUCET E.
Vibrations et pathologies ostéo-articulaires du membre supérieur.
19ième Journées Nationales de Médecine du Travail, Grenoble
1986.
- 114 - GOEL V.K., SINGH D., BIJLANI V.
Contact areas in human elbow joints.
J. Biomechanical Engineering, 1982, vol. 104, pp 169-175.
- 115 - GOUBEL F.
Les propriétés mécaniques du muscle au cours du mouvement
sous-maximal.
Thèse de Docteur d'Etat Es-Sciences Naturelles, 1974, Université
des Sciences et Techniques de Lille.
- 116 - GOWITZKE B.A., MILNER M.
Understanding the scientific bases of human movement.
Williams and Wilkins.

- 117 - GRIFFIN M.J., MACFARLANE C.R., NORMAN C.D.
The transmission of vibration to the hand and the influence of gloves.
Vibration Effects on the Hand and Arm in Industry edited by Taylor and Brammer, 1982, pp 103-116.
- 118 - HOGAN N.
The mechanics of multi-joint posture and movement control.
J. Biological Cybernetics, 1985, vol. 52, pp 315-331.
- 119 - IMBERT J.F.
Analyse des structures par éléments finis.
Cepadues éditions 1979.
- 120 - JAEGER J.H., MERCKX D., KEMPF I.
Caractéristiques mécaniques des os, leur détermination.
Mécanique, Matériaux, Electricité, Octobre 1980, num. 370
Organe Officiel du Groupement pour l'Avancement de la Mécanique Industrielle.
- 121 - JENNINGS A., ORR D.L.R.
Application of the simultaneous iteration method to undamped vibration problems.
Int. J. for Numerical Meth. in Engineering, 1971, vol. 3.
- 122 - JURIST J.M., KIANIAN K.
Three models of the vibrating ulna.
J. Biomechanics, 1973, vol. 6, pp 331-342.
- 123 - LALANNE M., BERTHIER P., DER HAGOPIAN J.
Mechanical vibrations for engineers.
Edit Wiley, 1983.
- 124 - LANYON L.E., RUBIN C.T.
Static vs dynamic loads as an influence on bone remodelling.
J. Biomechanics, 1984, vol. 17, num. 12, pp 897-905.
- 125 - LAPPI V.G., KING M.S., LE MAY I.
Determination of elastic constants for human femurs.
J. Biomechanical Engineering, 1979, vol. 101, pp 193-197.
- 126 - MALCHAIRE J., MALDAGUE B., HUBERLANT J.M., CROQUET F.
Bone and joint changes in the wrists and elbows and their association with hand and arm vibration exposure.
Ann. Occup. Hyg., 1986, vol. 30, num. 4, pp 461-468.
- 127 - MEIROVITCH L.
Analytical methods in vibrations.
Mac Millan, 1967.

- 128 - MEIROVITCH L.
Computational methods in structural dynamics.
Sijthoff and Noordhoff, 1980.
- 129 - MIWA T.
Evaluation methods for vibration effects, PART 3 : Measurements
of threshold and equal sensation contours on hand for vertical
and horizontal sinusoidal vibrations.
Industrial Health, 1967, Japan 5, pp 213-220.
- 130 - MIWA T.
Evaluation methods for vibration effects, PART 4 : Measurement
of vibration greatness for whole body and hand in vertical and
horizontal vibration.
Industrial Health, 1968, Japan 6, pp 1-10.
- 131 - MIWA T.
Evaluation methods for vibration effects, PART 5 : Calculation
method of vibration greatness level on compound vibrations.
Industrial Health, 1968, Japan 6, pp 11-17.
- 132 - MIWA T.
Evaluation methods for vibration effects, PART 6 : Measurement
of unpleasant and tolerance limit levels for sinusoidal vibration.
Industrial Health, 1968, Japan 6, pp 19-27.
- 133 - MIWA T.
Evaluation methods for vibration effects, PART 7 : The vibration
greatness of the pulses.
Industrial Health, 1968, Japan 6, pp 143-164.
- 134 - MONOD H., FLANDROIS R.
Bases Physiologiques des activités physiques et sportives.
Masson, 1985.
- 135 - MORREY B.F., CHAO E.Y.S.
Passive motion of the elbow joint.
J. Bone and joint surgery, june 1976, vol. 58 A, num. 4, pp 501-
508.
- 136 - NORMAN C.D.
Dynamic response of the hand-arm.
M.Sc. University of Southampton, 1979.
- 137 - PERTUZON E.
La contraction musculaire dans le mouvement volontaire maximal.
Thèse de Docteur d'Etat Es-Sciences, 1972, Université des
Sciences et Techniques de Lille.

- 138 - PRZEMIENIECKI J.S.
Matrix structural analysis of substructures.
J. AIAA, 1963, vol. 1, pp 138-147.
- 139 - QUANDIEU P.
Etude, en régime vibratoire, des fonctions de transfert des disques intervertébraux lombaires et de la masse apparente d'un primate.
Thèse de Docteur d'Etat Es-Sciences, 1981, Université René Descartes de Paris.
- 140 - RADWIN R.G., ARMSTRONG T.J., CHAFFIN D.B.
Power hand tool vibration effects on grip exertions.
Ergonomics, 1987, vol. 30, num. 5, pp 833-855.
- 141 - REYNOLDS D.D.
Vibration interaction of the human hand-arm system with vibrating power tools.
Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Purdue University, 1971.
- 142 - REYNOLDS D.D., ANGEVINE E.N.
Hand-arm vibration, PART 2: Vibration transmission characteristics of the hand and arm.
J. Sound and Vibration, 1977, 51 (2), pp 255-265.
- 143 - REYNOLDS D.D., STANDLEE K.G., ENGEVINE E.N.
Hand-arm vibration, PART 3: Subjective response characteristics of individuals to hand-induced vibration.
J. Sound and Vibration, 1977, 51 (2), pp 267-282.
- 144 - REYNOLDS D.D., BASEL R., WASSERMAN D.E., TAYLOR W.
A study of hand vibration on chipping and grinding operators, PART 3: Power levels into the hands of operators of pneumatic tools used in chipping and grinding operations.
J. Sound and Vibration, 1984, 95 (4), pp 515-524.
- 145 - ROBERT S.B., CHEN P.H.
Elastostatic analysis of the human thoracic skeleton.
J. Biomechanics, 1970, vol. 3, pp 527-545.
- 146 - SNOWDON J.C.
Vibration and shock in damped mechanical systems.
Wiley, 1968.
- 147 - TURNER H.J., CLOUTH R.W.
Stiffness and deflection analysis of complex structures.
J. Aero. Sc., 1956, vol. 25.

- 148 - VAN ZUYLEN E.J., VAN VELZEN A., DENIER VAN DER GON J.J.
A biomechanical model for flexion torques of human arm muscles as a function of elbow angle.
J. Biomechanics, 1988, vol. 21, num. 3, pp 183-190.

- 149 - YOUM Y., DRYER R.F., THAMBYRAJAH K., FLATT A.E., SPRAGUE B.L.
Biomechanical analyses of forearm pronation-supination and elbow flexion extension.
J. Biomechanics, 1979, vol. 12, pp 245-255.

- 150 - ZIEGERT J.C., LEWIS J.L.
The effect of soft tissue on measurements of vibrational bone motion by skin-mounted accelerometers.
J. Biomechanical Engineering, 1979, vol. 101 , pp 218-220.

ANNEXE 1

REPOSE D'UN SYSTEME ELASTIQUE AVEC AMORTISSEMENT STRUCTURAL

A 1-1 Notion d'amortissement structural

Les systèmes réels sont toujours plus ou moins amortis mais rarement par un amortissement visqueux. L'amortissement structural est une caractéristique des matériaux et sa valeur est liée à la température et aux fréquences d'excitation.

En excitation harmonique, on définit un amortissement équivalent à un amortissement visqueux en écrivant l'égalité de l'énergie dissipée par cycle. Dans le cas de l'amortissement structural on a observé que l'énergie dissipée par cycle pouvait, dans une gamme limitée de fréquence et de température, se mettre sous la forme :

$$E = a X^2 \quad (\text{A 1-1})$$

où a est une constante et X l'amplitude de la réponse. Le coefficient d'amortissement équivalent C_{eq} est déduit de l'égalité de cette énergie et de celle dissipée par cycle pour un amortissement visqueux :

$$a X^2 = \pi C_{eq} \Omega X^2 \quad (\text{A 1-2})$$

$$\text{d'où } C_{eq} = \frac{a}{\pi \Omega}$$

Soit donc le système à un degré de liberté constitué d'un ressort dont la caractéristique est notée k^* , ayant une raideur k et un amortissement visqueux équivalent fonction de la fréquence :

$$C_{eq} = \frac{a}{\pi \Omega}$$

et d'une masse soumise à une force d'excitation $F \cos \Omega t$.

L'équation du mouvement s'écrit alors :

$$m\ddot{x} + \frac{a}{\pi \Omega} \dot{x} + kx = F \cos \Omega t \quad (\text{A 1-3})$$

En associant à A 1-3 l'équation :

$$m\ddot{y} + \frac{a}{\pi \Omega} \dot{y} + ky = F \sin \Omega t \quad (\text{A 1-4})$$

et en notant $u = x + jy$, les deux équations précédentes (A 1-3 et A 1-4) se regroupent en :

$$m\ddot{u} + \frac{a}{\pi\Omega}\dot{u} + ku = Fe^{j\Omega t} \quad (\text{A 1-5})$$

On recherche alors les solutions sous la forme :

$$u = U e^{j\Omega t}$$

de sorte que A 1-5 se transforme en une équation algébrique :

$$(-m\Omega^2 + j\frac{a}{\pi} + k)U = F \quad (\text{A 1-6})$$

que l'on écrit encore :

$$[-m\Omega^2 + k(1 + j\eta)]U = F$$

où $\eta = \frac{a}{\pi k}$ est appelé facteur d'amortissement structural

et $k^* = k(1 + j\eta)$ est la raideur complexe du ressort.

La solution de A 1-3 est alors :

$$x(t) = \text{Re}(U e^{j\Omega t}) \quad (\text{A 1-7})$$

Par analogie, dans le cas d'un système continu, les propriétés élastiques et dissipatives du matériau sont regroupées dans la notion de module complexe :

$$E^* = E(1 + j\eta)$$

où E est le module d'Young et η le facteur d'amortissement structural.

A 1-2 Système continu discrétisé

La discrétisation du système continu conduit alors à l'établissement de matrices caractéristiques de masse $|M|$, raideur $|K|$ et d'amortissement structural $|A|$, de sorte que le système différentiel équivalent à A 1-5 s'écrit :

$$|M| \{\ddot{u}\} + (|K| + j|A|) \{u\} = \{F\} e^{j\Omega t} \quad (\text{A 1-8})$$

et on lui cherche des solutions sous la forme :

$$\{u\} = \{U\} e^{j\Omega t}$$

et les déplacements suivant les différents degrés de liberté sont décrits par :

$$\text{Re}(\{U\} e^{j\Omega t})$$

ANNEXE 2

CONDENSATION DES MATRICES

A 2-1 Zone rigide

On considère une structure allongée décrite (c.f. figure A 2-1) avec a noeuds I appartenant à ses extrémités et avec c noeuds T internes (n'appartenant pas à une extrémité).

On suppose rigides les sections extrêmes de la structure et on ramène tous les déplacements des noeuds I correspondant à une extrémité en un seul noeud N à six degrés de liberté pour assurer la liaison avec d'autres structures.

Soient :

- u_x, u_y, u_z les composantes du déplacement d'un noeud I de coordonnées x_I, y_I, z_I , z_I étant la cote de la section étudiée.
- u_x, u_y, u_z les composantes de translation d'un noeud N de coordonnées x_N, y_N, z_N
- $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ les composantes de rotation du noeud N.

$$\text{noté : } \{U_I\} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix}_I \text{ et } \{U_N\} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix}_N$$

Alors pour chaque noeud I d'une extrémité on relie son déplacement à celui du noeud extrémité N :

$$\{U_I\} = [C_I] \{U_N\} \quad (\text{A 2-1})$$

$$\text{avec } [C_I] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_N - y_I \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & x_I - x_N \\ 0 & 0 & 1 & y_I - y_N & x_N - x_I & 0 \end{bmatrix}$$

Pour la structure entière on montre la dépendance du déplacement de tous ses noeuds (noeuds appartenant aux extrémités ou non) avec ceux des 2 noeuds extrémités où s'effectue une condensation et des noeuds n'appartenant pas aux extrémités :

$$\{u\}_S = [S] \{u_c\}_S \quad (\text{A 2-2})$$

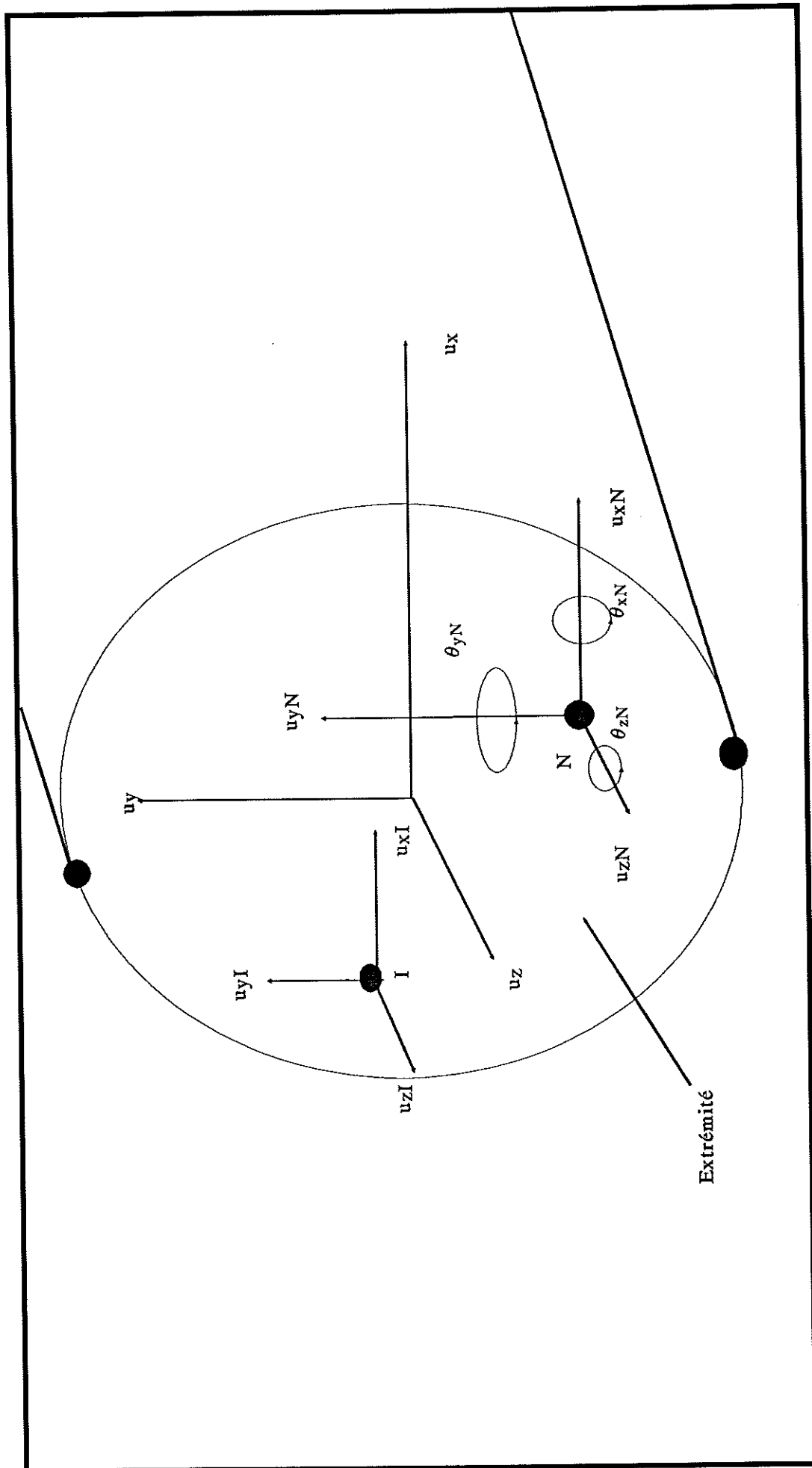


Fig. A 2-1 : Description d'une structure allongée.

$$\text{avec } \{u\}_S = \begin{Bmatrix} U_{I1} \\ \dots \\ U_{Ia} \\ U_{T1} \\ \dots \\ U_{Tc} \end{Bmatrix}_S, |S| = \begin{vmatrix} C_{I1} & 0 \\ \dots & \dots \\ C_{Ia} & 0 \\ 0 & I \\ \dots & \dots \\ 0 & I \end{vmatrix}, I \text{ matrice identité}$$

$$\text{et } \{u_c\}_S = \begin{Bmatrix} U_{N1} \\ U_{N2} \\ U_{T1} \\ \dots \\ U_{Tc} \end{Bmatrix}_S, N1 \text{ et } N2 \text{ étant les noeuds des extrémités.}$$

Après la condensation des extrémités le nombre de degré de liberté de la structure est donc réduit à $n = 2x6 + 3xc$ (Deux noeuds extrémités à six degrés de liberté et c noeuds n'appartenant à aucune extrémité à trois degrés de liberté).

A 2-2 Condensation de Guyan [24]

Pour cela, on effectue une partition de l'ensemble des n degrés de liberté de la structure en deux sous-ensembles : le sous-ensemble des n_m degrés de liberté maîtres (avec $n_m < n$) qui vont servir à caractériser seuls le comportement dynamique de la structure et le sous-ensemble complémentaire des n_e degrés de liberté esclaves. On effectue la partition suivante du vecteur déplacement et des matrices de rigidité et de masse :

$$\{u_c\}_S = \begin{Bmatrix} u_m \\ u_e \end{Bmatrix}_S, |K| = \begin{vmatrix} K_{mm} & K_{me} \\ K_{em} & K_{ee} \end{vmatrix}, |M| = \begin{vmatrix} M_{mm} & M_{me} \\ M_{em} & M_{ee} \end{vmatrix}$$

Par ailleurs, on choisit des degrés de liberté maîtres de telle sorte que les forces d'inertie correspondant aux degrés de liberté esclaves puissent être négligées. L'équilibre de la structure s'écrit alors :

$$\begin{vmatrix} K_{mm} & K_{me} \\ K_{em} & K_{ee} \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} u_m \\ u_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_m \\ F_e \end{Bmatrix}, \text{ avec } F_e = 0$$

De la seconde équation d'équilibre, on tire :

$$\{u_e\} = - |K_{ee}|^{-1} |K_{em}| \{u_m\}$$

On peut donc définir l'approximation suivante :

$$\{u_c\}_S \approx |T| \{u_m\}_S \quad (\text{A 2-3})$$

$$\text{avec } |T| = \begin{vmatrix} I \\ T_{em} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} I \\ -K_{ee}^{-1} K_{em} \end{vmatrix}$$

La matrice rectangulaire $|T_{em}|$ s'obtient par résolution du système linéaire suivant avec n_m seconds membres :

$$|K_{ee}| |T_{em}| = - |K_{em}|$$

Après la condensation de Guyan le nombre de degrés de liberté passe de n à n_m (avec $n_m < n$).

En regroupant les deux condensations précédentes (A 2-2 et A 2-3), on obtient l'expression reliant le déplacement de tous les degrés de liberté de la structure avec ceux maîtres après avoir condensé les extrémités :

$$\{u\}_S = |R_S| \{u_m\}_S \quad (A\ 2-4)$$

avec $|R_S| = |S| |T|$.

ANNEXE 3

METHODE DES SOUS-STRUCTURES

La méthode utilisée est dite des modes contraints (CRAIG et BAMPTON (1968) [13]).

On effectue la partition suivante des degrés de liberté de la sous-structure S en l degrés de liberté de liaison $\{u_l\}$ et en i degrés de liberté internes $\{u_i\}$.

Les degrés de liberté de liaison $\{u_l\}$ sont conservés comme variables et les degrés de liberté internes $\{u_i\}$ sont approximés sur la base des modes statiques de liaison et des premiers modes dynamiques de la sous-structure contrainte au contour :

- Modes statiques de liaison : en l'absence de forces extérieures s'exerçant sur les degrés de liberté internes, l'équilibre statique de la sous-structure S (champ statique résultant de déplacements unitaires au contour) se traduit par :

$$\begin{bmatrix} K_{ll} & K_{li} \\ K_{il} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_l \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_l \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{A 3-1})$$

dont on peut déduire la relation :

$$\{u_i\} = - [K_{ii}]^{-1} [K_{il}] \{u_l\} \quad (\text{A 3-2})$$

- Modes contraints : lorsqu'elle est contrainte par ses degrés de liberté de liaison, le mouvement libre de la sous-structure S est régi par l'équation :

$$[M_{ii}] \{\ddot{u}_i\} + [K_{ii}] \{u_i\} = 0 \quad (\text{A 3-3})$$

de laquelle on tire les modes dynamiques. Les degrés de liberté internes peuvent alors s'exprimer de manière approchée sur la base des premiers modes propres :

$$\{u_i\} \approx [\Phi_i] \{p\} \quad (\text{A 3-4})$$

Dans le mouvement de la structure complète, les degrés de liberté de la sous-structure S sont approximés sous forme d'une combinaison des modes statiques et de ces premiers modes dynamiques :

$$\begin{Bmatrix} u \\ \end{Bmatrix}_S = \begin{Bmatrix} u_l \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ -[K_{ii}]^{-1} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_l \\ p \end{Bmatrix} = [R_S] \begin{Bmatrix} u_l \\ p \end{Bmatrix}_S \quad (A\ 3-5)$$

avec I matrice unité.

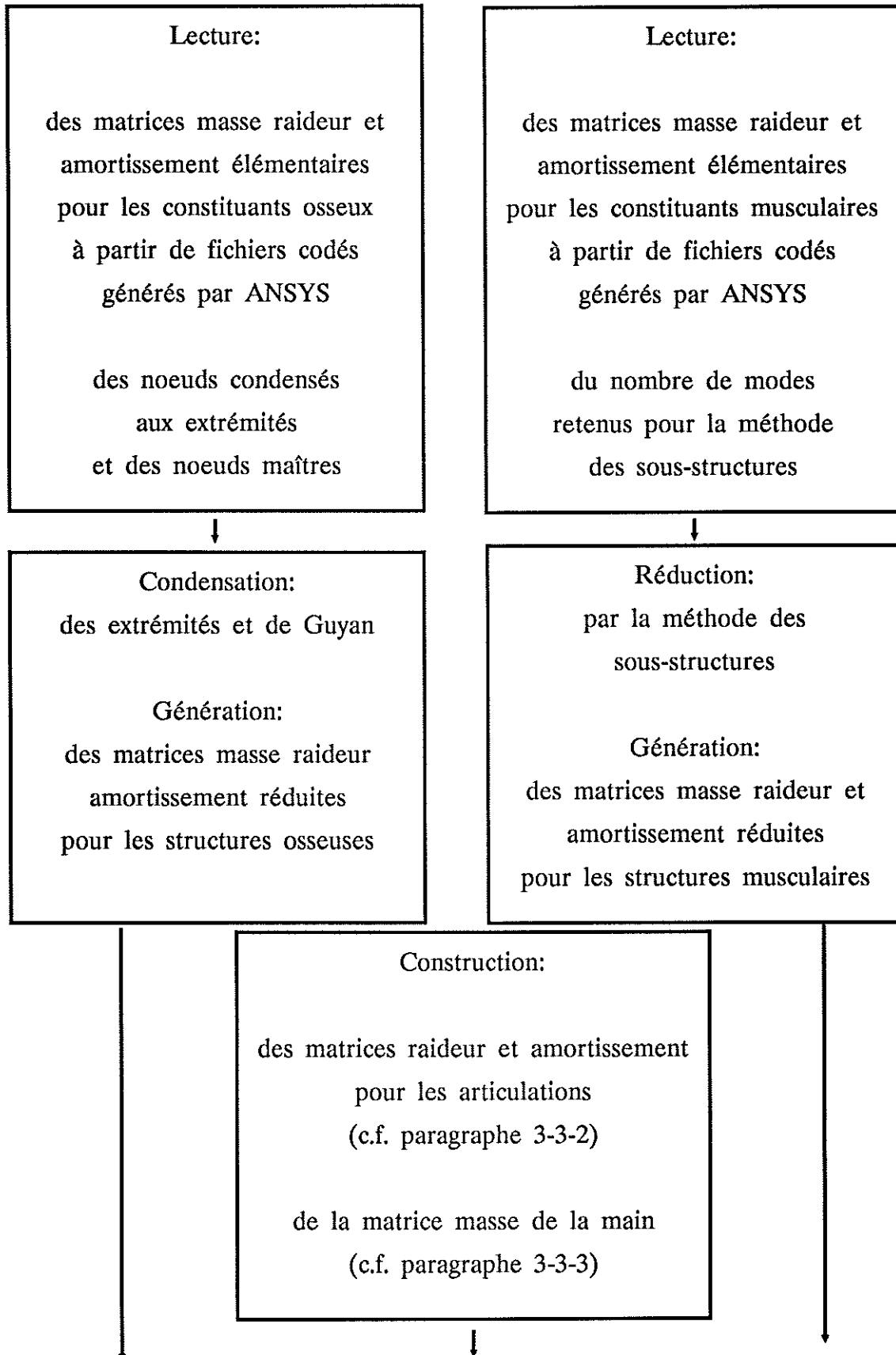
$$\text{En posant : } \begin{Bmatrix} u_d \end{Bmatrix}_S = \begin{Bmatrix} u_l \\ p \end{Bmatrix}_S$$

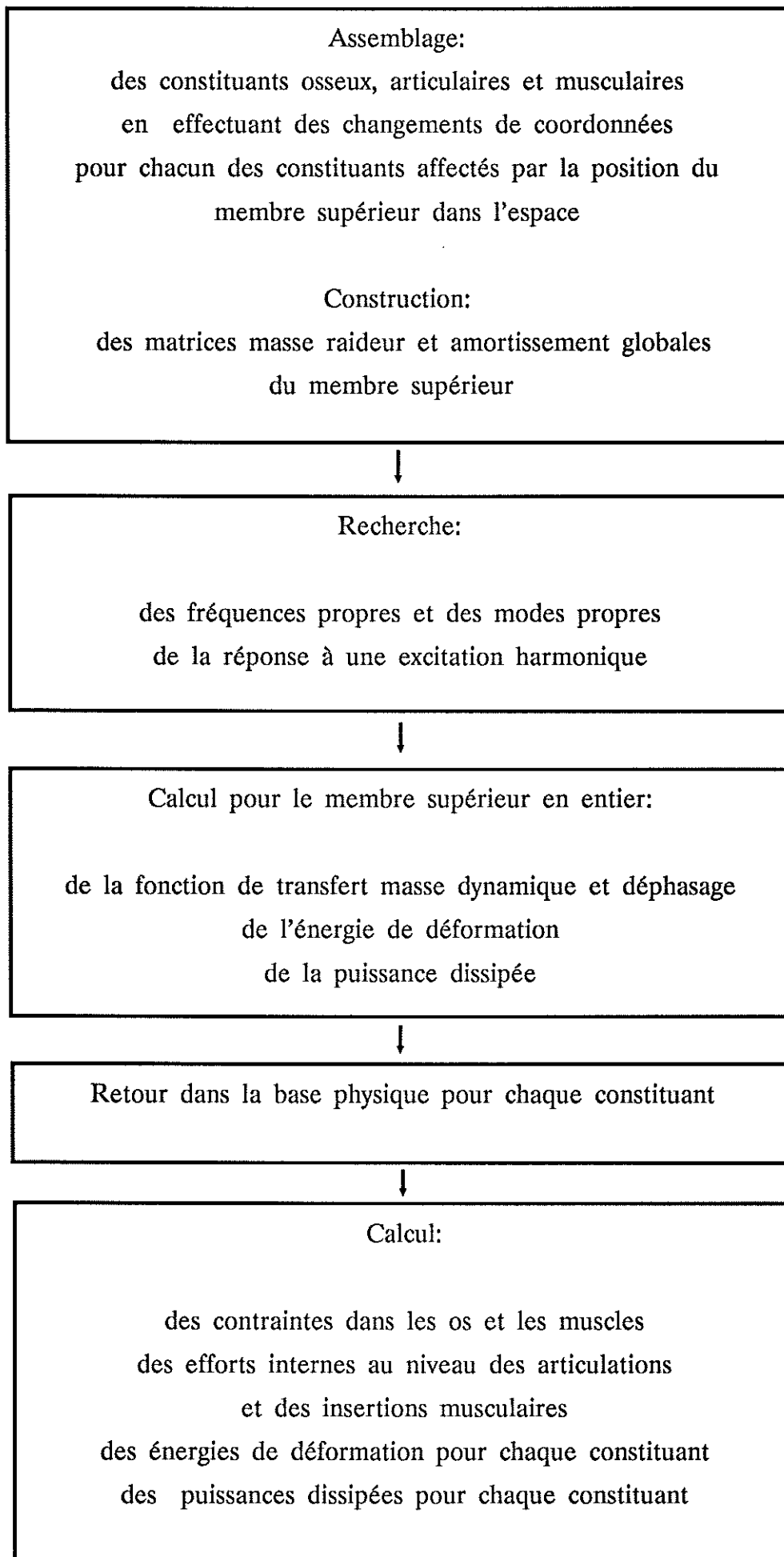
on obtient l'expression reliant le déplacement de tous les degrés de liberté de la sous-structure S avec le déplacement les degrés de liberté de liaisons et ceux modaux :

$$\begin{Bmatrix} u \end{Bmatrix}_S = [R_S] \begin{Bmatrix} u_d \end{Bmatrix}_S \quad (A\ 3-6)$$

ANNEXE 4

ORGANIGRAMME





ANNEXE 5

MESURE DE LA FONCTION DE TRANSFERT Extraits du rapport de CAÏOLA (1989) [10]

A 5-1 Introduction

A 5-1-1 Objectif de l'étude

En collaboration avec l'I.N.R.S., le Laboratoire de Biomécanique de l'Université Claude Bernard a entrepris de réaliser une simulation numérique du comportement du membre supérieur lorsqu'il est soumis à une excitation produite par une machine vibrante. Cette approche permettra de prédire les variations de certains paramètres biomécaniques (par exemple pression intra-articulaire), qu'il serait difficile de mesurer in vivo et d'apporter ainsi une meilleure compréhension sur les mécanismes qui mènent aux pathologies. Pour valider son modèle, le Laboratoire de Biomécanique a besoin de données expérimentales. L'objectif du travail effectué étant de réaliser un dispositif expérimental destiné :

- à identifier et contrôler les différents paramètres ergonomiques régissant le couple homme - machine,

- à acquérir et traiter les signaux nécessaires au calcul de la masse apparente du système main-bras, ce qui permettra d'ajuster le modèle développé.

A 5-1-2 Le système main-bras

A 5-1-2-1 Paramètres ergonomiques

La posture, les efforts exercés par l'individu, la tâche effectuée sont des facteurs déterminants dans les mécanismes qui conduisent aux pathologies du membre supérieur. Ces paramètres peuvent être classés suivant trois types :

- Les paramètres géométriques

C'est la position et le déplacement du bras humain dans l'espace. Plus généralement, on parlera de posture.

- Les paramètres statiques ou quasi-statiques

Ce sont toutes les forces, mises en jeu par l'individu, nécessaires à la réalisation d'une tâche. Il s'agit de la force de préhension exercée sur la poignée de la machine et de la force de poussée, indispensable pour réaliser un travail réel. Cette dernière s'oppose à la résistance du matériau à percer ou à meuler. Sur certaines machines, une force correspondante au poids de la machine vient s'ajouter à ce bilan des forces.

- Les paramètres dynamiques

Ce sont des vibrations engendrées par la machine, caractérisées pour chaque direction, par leur spectre fréquentiel et leur intensité.

Le dispositif expérimental a été conçu pour permettre l'étude dé-couplée des paramètres énoncés ci-dessus.

A 5-1-2-2 Réponse dynamique

Pour caractériser la réponse dynamique du système main-bras, on peut utiliser les fonctions suivantes :

- La raideur dynamique (force/déplacement) ou son inverse, la ré-ceptance.
- L'impédance (force/vitesse) ou son inverse, l'admittance.
- La masse apparente (force/accélération) ou son inverse, la mobili-té.

L'utilisation de la masse apparente pour décrire la réponse vibra-toire du bras humain s'est imposée pour plusieurs raisons. D'abord, c'est cette fonction qui met le mieux en valeur les résonances et les anti-réso-nances du bras humain. Enfin, les chaînes de mesures et de traitement pour acquérir et calculer la masse apparente sont les plus simples car il n'est pas nécessaire d'effectuer un traitement intermédiaire sur les signaux de force et d'accélération, à la différence par exemple, de l'impédance mécanique où le signal d'accélération doit être intégré pour l'obtention de la vitesse.

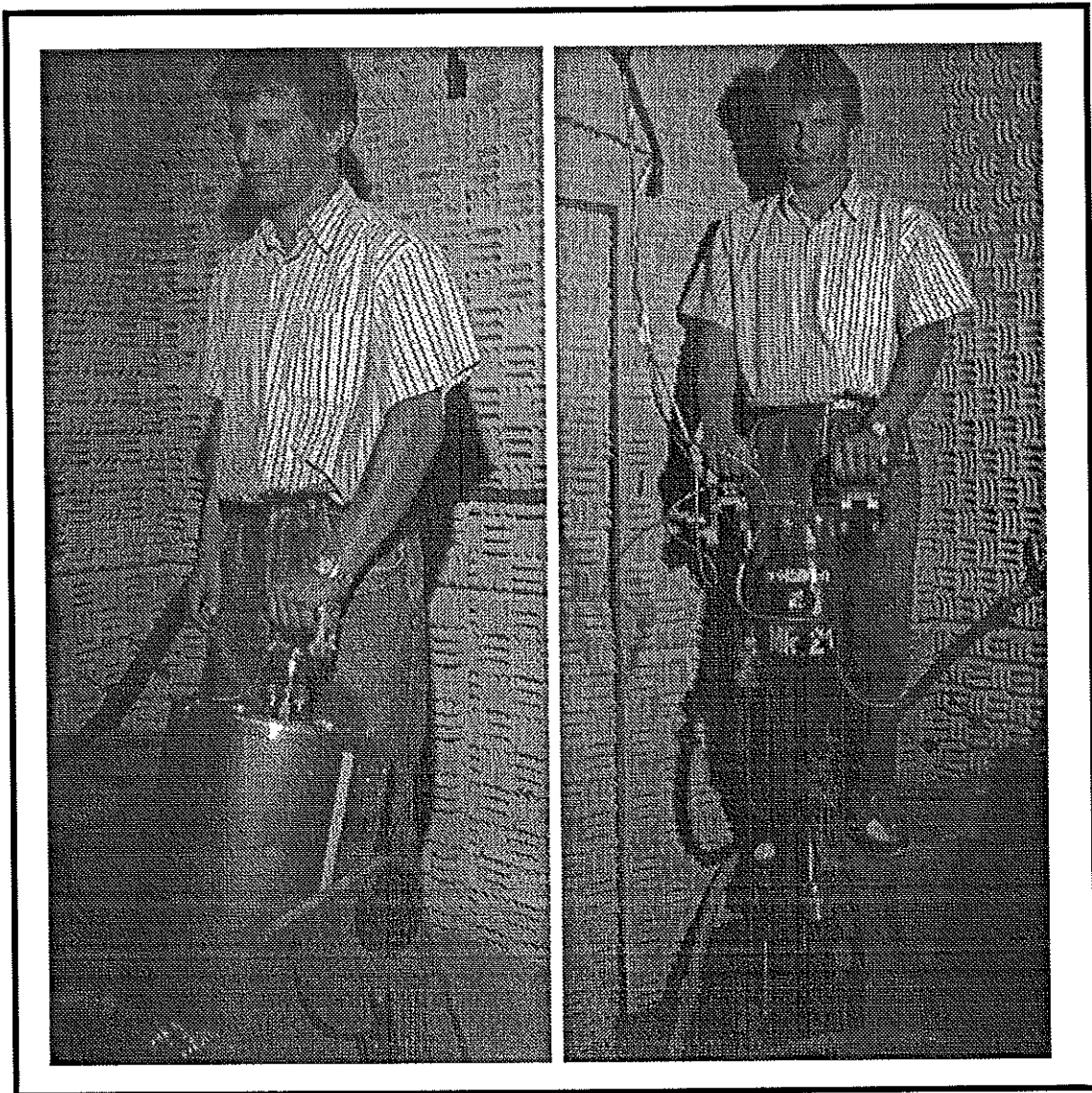
A 5-2 Description des bancs d'essai

A 5-2-1 Réalisation pratique

Deux bancs d'essai différents ont été conçus pour mesurer la masse apparente du système main-bras (figure A 5-1).

- Le premier consiste en un brise-béton pneumatique sur lequel on a fixé une poignée rigide équipée d'un accéléromètre, d'un capteur piézo-électrique pour mesurer la force de poussée exercée par l'opérateur et la force d'inertie du bras et d'un capteur à jauges pour mesurer la force de préhension exercée par l'opérateur. Une seconde poignée sans capteur a été montée rigidement sur le brise-béton pour rendre le système symétrique et facilement utilisable par les sujets. Le fleuret à bout arrondi du brise-béton frappe dans un banc à billes fabriqué par l'I.N.R.S. pour effectuer les codes normalisés d'essai en vibrations de machines percutantes.

- Le deuxième banc d'essai comprend un simulateur de vibrations qui a été équipé d'une poignée de mesure semblable à celle développée pour le brise-béton. Les dimensions de ce second banc ont été choisies de façon à ce que l'opérateur adopte une posture analogue à celle qu'il a avec le brise-béton.



a)

b)

Fig. A 5-1 : Banc d'essai.

a) Simulateur,

b) Brise-béton.

A 5-2-1-1 Schéma d'ensemble

La figure A 5-2 représente le schéma d'ensemble du banc d'essai avec le simulateur (le banc d'essai avec le brise-béton est identique sauf bien sûr la partie réalisation des signaux vibratoires qui est remplacée par l'alimentation en air comprimé).

Le montage est composé de trois sous-ensembles de fonctionnalités différentes :

- a) une partie qui concerne la réalisation des signaux vibratoires,
- b) une chaîne analogique de mesure et d'enregistrement qui conditionne et sauvegarde les différents signaux issus des capteurs,
- c) une chaîne numérique de traitement qui calcule les valeurs de masse apparente du système main-bras, ainsi que la fonction de cohérence.

a) Réalisation des signaux vibratoires

Le type d'excitation (gaussien, sinusoïdal) est donné par le générateur qui pilote l'excitateur électrodynamique. Le filtre "passe-bande" permet de sélectionner la largeur du spectre fréquentiel des signaux qui sont envoyés à l'excitateur. La fréquence de résonance de l'équipage mobile du simulateur limite aux alentours de 15 Hz cette bande passante dans les basses fréquences.

b) La chaîne de mesure et d'enregistrement

L'accéléromètre et le capteur de force sont des capteurs de type piézo-électrique, ce qui nécessite l'emploi d'amplificateurs de charge. Le système de mesure de la force de préhension est constitué de jauges de contraintes et d'un pont d'extensométrie. La composante continue du signal de force correspond à la force de poussée exercée par l'opérateur tandis que la composante dynamique correspond à la force d'inertie du système main-bras et de la poignée. La force d'inertie et l'accélération sont enregistrées sur bande magnétique. Les deux filtres passe-bas accordés sur 4 Hz permettent de discriminer la force de poussée et la force de préhension. Les deux voltmètres placés près du simulateur de vibrations indiquent en temps réel les valeurs de ces deux forces. Ils sont placés de façon à être visibles de l'opérateur qui peut ainsi contrôler et réguler sa poussée et sa préhension durant les essais. L'enregistreur papier garde une trace écrite de l'évolution de ces forces ce qui permet de valider ou non l'essai si l'on juge que l'opérateur n'a pas suivi le protocole de mesure imposé. L'analyseur de signaux contrôle en temps réel la qualité des signaux (accélération et force d'inertie). Les deux filtres passe-bas accordés sur 1 Hz éliminent les composantes hautes fréquences introduites par l'air comprimé nécessaire au refroidissement du simulateur.

c) La chaîne de traitement

Le traitement se fait en temps différé. A partir des bandes magnétiques, les signaux de force d'inertie et d'accélération sont échantillonnés puis traités numériquement sur un analyseur fréquentiel et temporel (GENRAD 2506 VCS). Les courbes de masse apparente et de cohérence obtenues sont stockées sur disquettes et sorties sur table traçante.

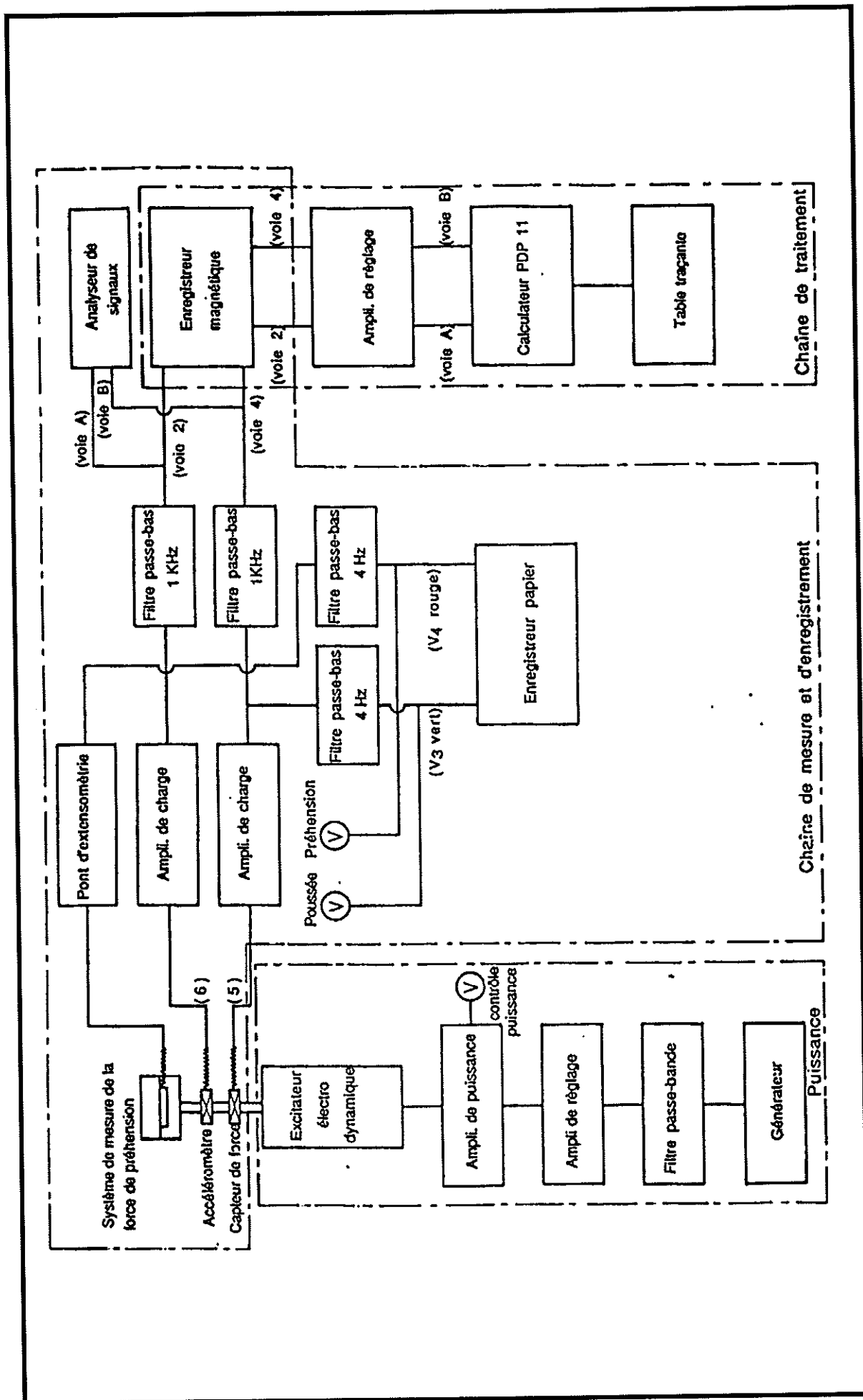


Fig. A 5-2 : Schéma d'ensemble du banc d'essai sur simulateur.

A 5-2-1-2 Système de mesure de la force de préhension

Le principe de mesure de la force de préhension repose sur la déformation d'une lame en flexion. L'opérateur vient saisir la poignée par l'intermédiaire des pièces (2) et (3) qui, sous l'action d'un serrage, entraînent la déformation de la lame (1) comme indiqué par le trait en pointillé (figure A 5-3). Cette déformation mécanique est récupérée par quatre jauges de contraintes (4) que l'on a montées dans un pont de Weaston complet.

La figure (A 5-4) donne le schéma de câblage des jauges qui ont été montées de façon à ce que les déformations de chaque branche de la lame s'ajoutent. En effet, du fait de la symétrie du montage, on a des couples antagonistes qui d'un point de vue électrique ne déséquilibrent pas le pont si les jauges J3 et J4 ne sont pas coisées par rapport aux jauges J1 et J2.

La figure (A 5-5) représente la courbe d'étalonnage du capteur. L'étalonnage s'est fait à l'aide de poids suspendus au capteur par une ficelle (figure A 5-6).

On notera que si l'on exerce des efforts ponctuels en différents points de la poignée (par exemple en A, B ou C sur la figure A 5-6), on a une dispersion des mesures de l'ordre de 6%. Mais cette différence est minimisée lors de l'utilisation réelle du fait que la main de l'opérateur exerce en fait un effort sur toute la longueur du capteur.

A 5-2-1-3 Mesure de la force de poussée, de la force d'inertie et de l'accélération

Un capteur de force a été inséré entre la base de la poignée et le simulateur ou le brise-béton (figure A 5-7). Il mesure, d'une part, la force de poussée (composante continue) exercée par l'opérateur et d'autre part, la force d'inertie (composante dynamique) du système main-bras et de la poignée. C'est un capteur de type piézo-électrique que l'on a précontraint pour qu'il fonctionne en traction/compression. On notera que ce capteur donne une mesure positive lorsqu'il est soumis à une compression. Les figures (A 5-8a et a 5-8 b) représentent les courbes d'étalonnage de chaque poignée (simulateur et brise béton) réalisées sur une machine de traction/compression de l'I.N.R.S..

La mesure de vibrations ne pose pas de problème particulier sur le simulateur, par contre il est nécessaire dans le cas du brise-béton, d'intercaler un filtre mécanique passe-bas entre l'accéléromètre et sa surface d'appui. En effet, les vibrations présentes sur les poignées du brise-béton, exhibent un spectre fréquentiel très large (spectre de choc). Le filtre évite une éventuelle résonance des structures de l'accéléromètre. Les accéléromètres sont montés la tête en bas pour que le signal soit en phase avec le signal de la force d'inertie. Deux accéléromètres identiques ont été montés symétriquement sur la poignée alors qu'un seul est utilisé pour faire les mesures, dans le but d'éviter un balourd de la poignée.

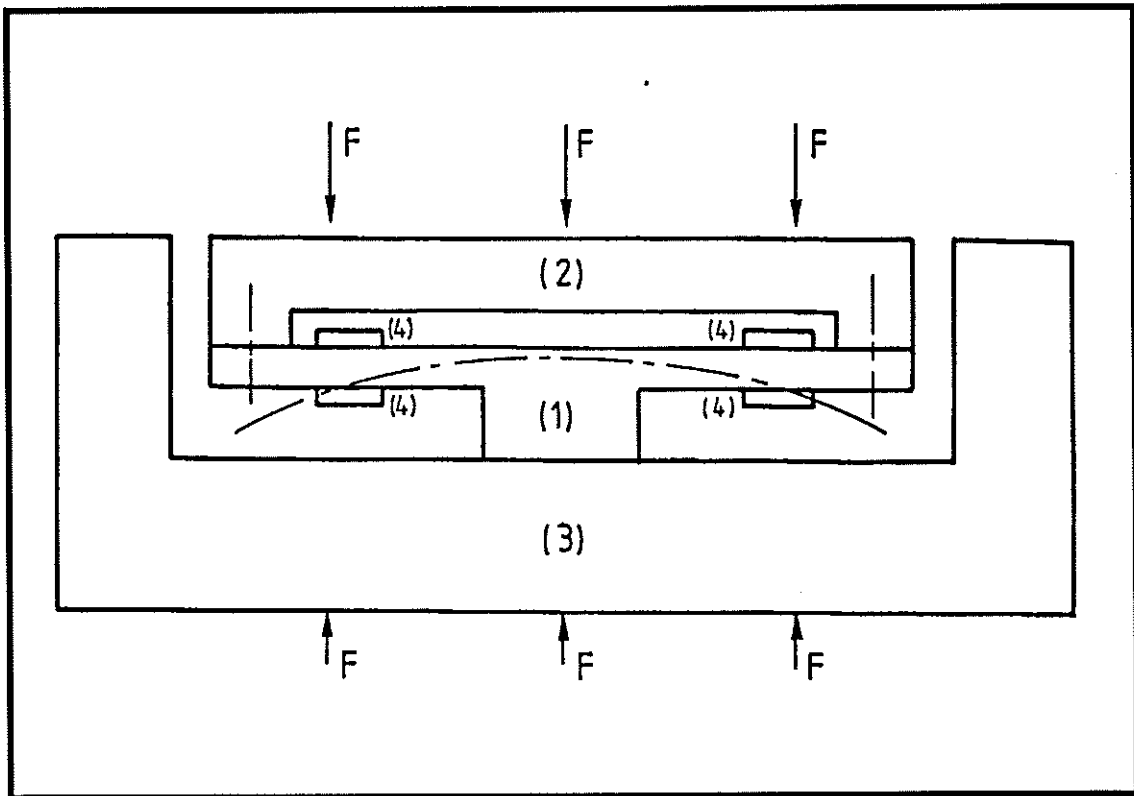


Fig. A 5-3 : Schéma de principe du système de mesures.

(1) Capteur (lame d'acier), (2) Capot,

(3) Corps de la poignée et (4) Jauges de contraintes

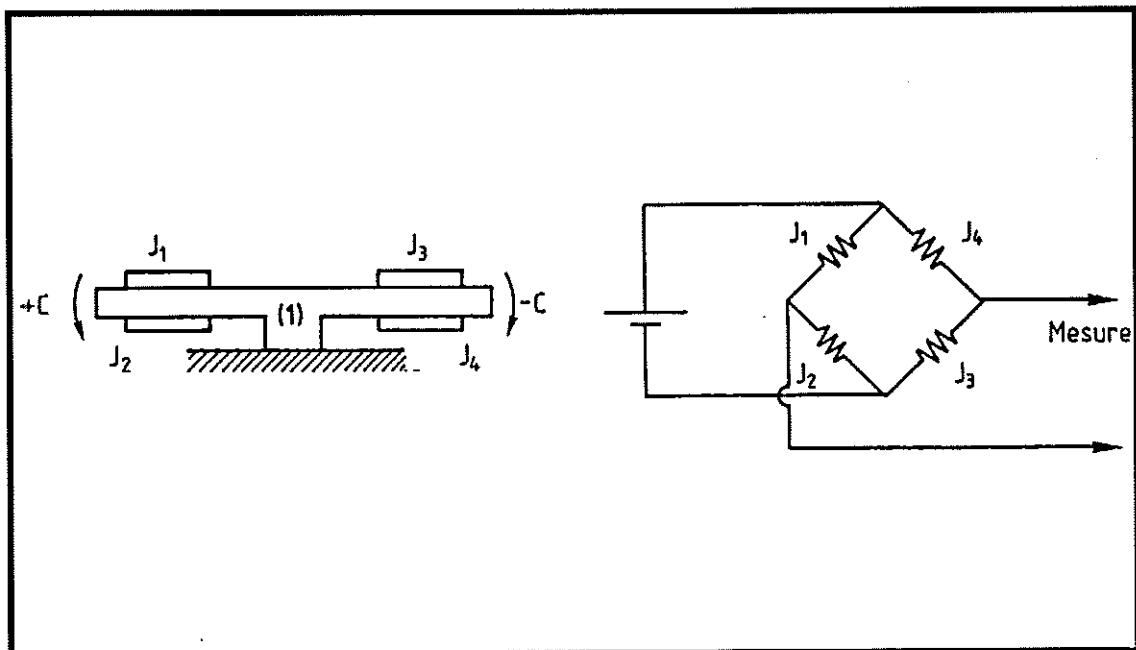


Fig. A 5-4 : Schéma de montage et de câblage des jauges de contraintes.

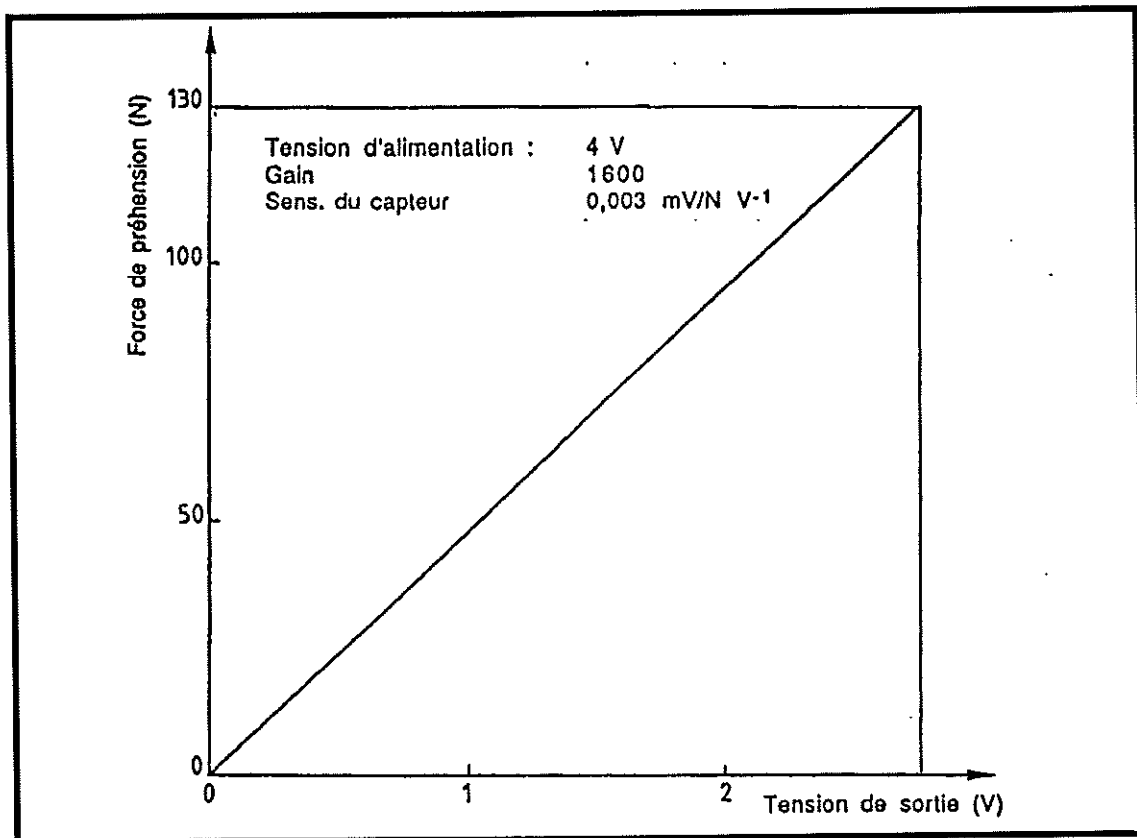


Fig. A 5-5 : Courbe d'étalonnage du système de mesure de la force de préhension.

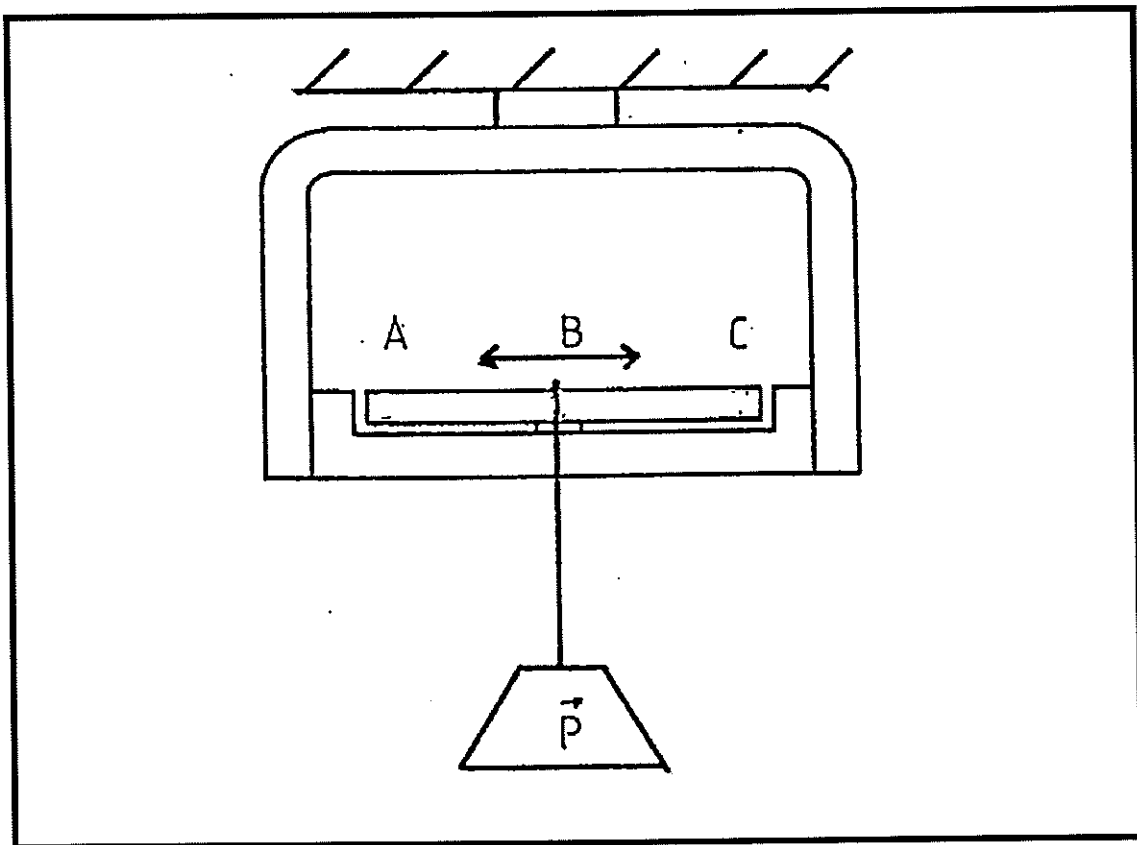


Fig. A 5-6 : Méthode utilisée pour l'étalonnage de la poignée.

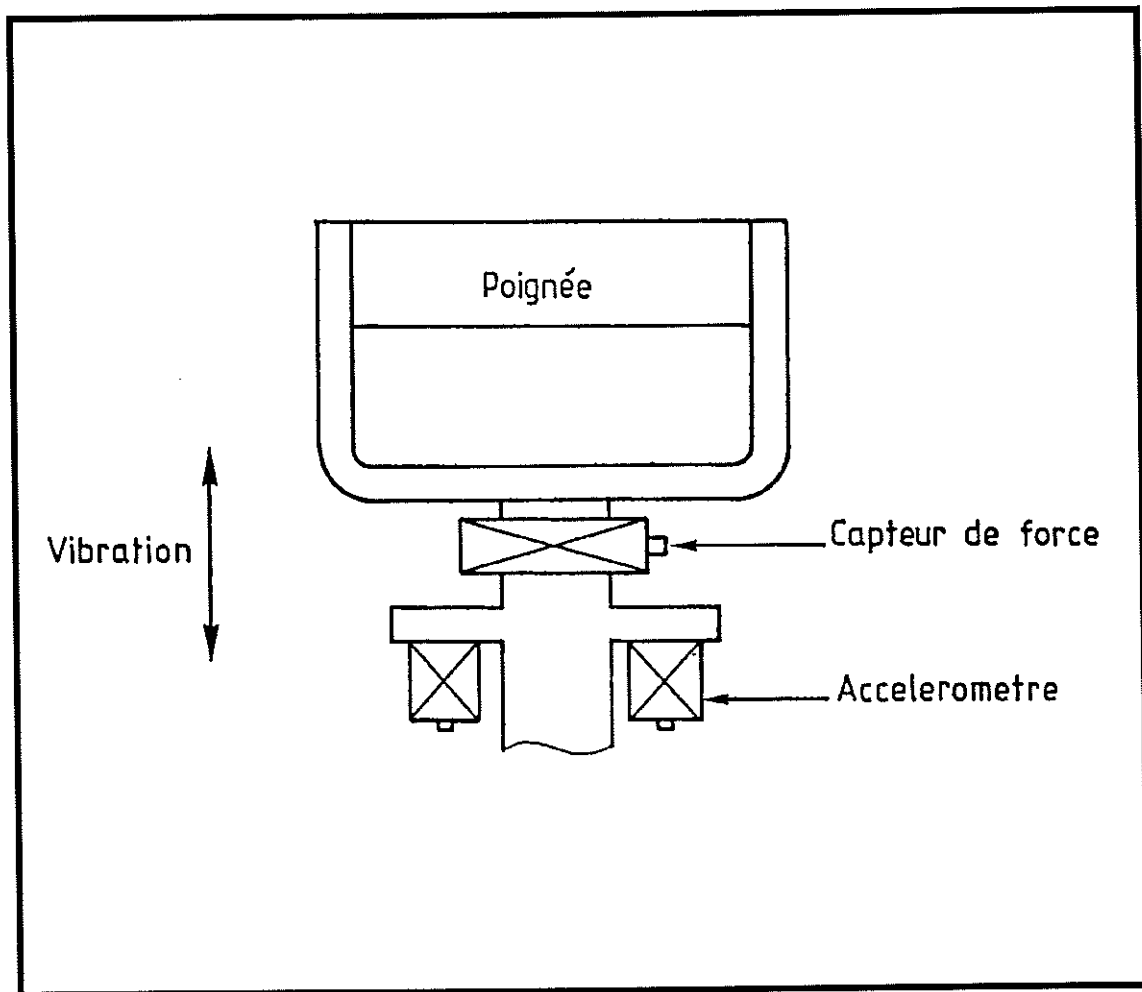


Fig. A 5-7 : Schéma de principe du montage des capteurs de force et d'accélération.

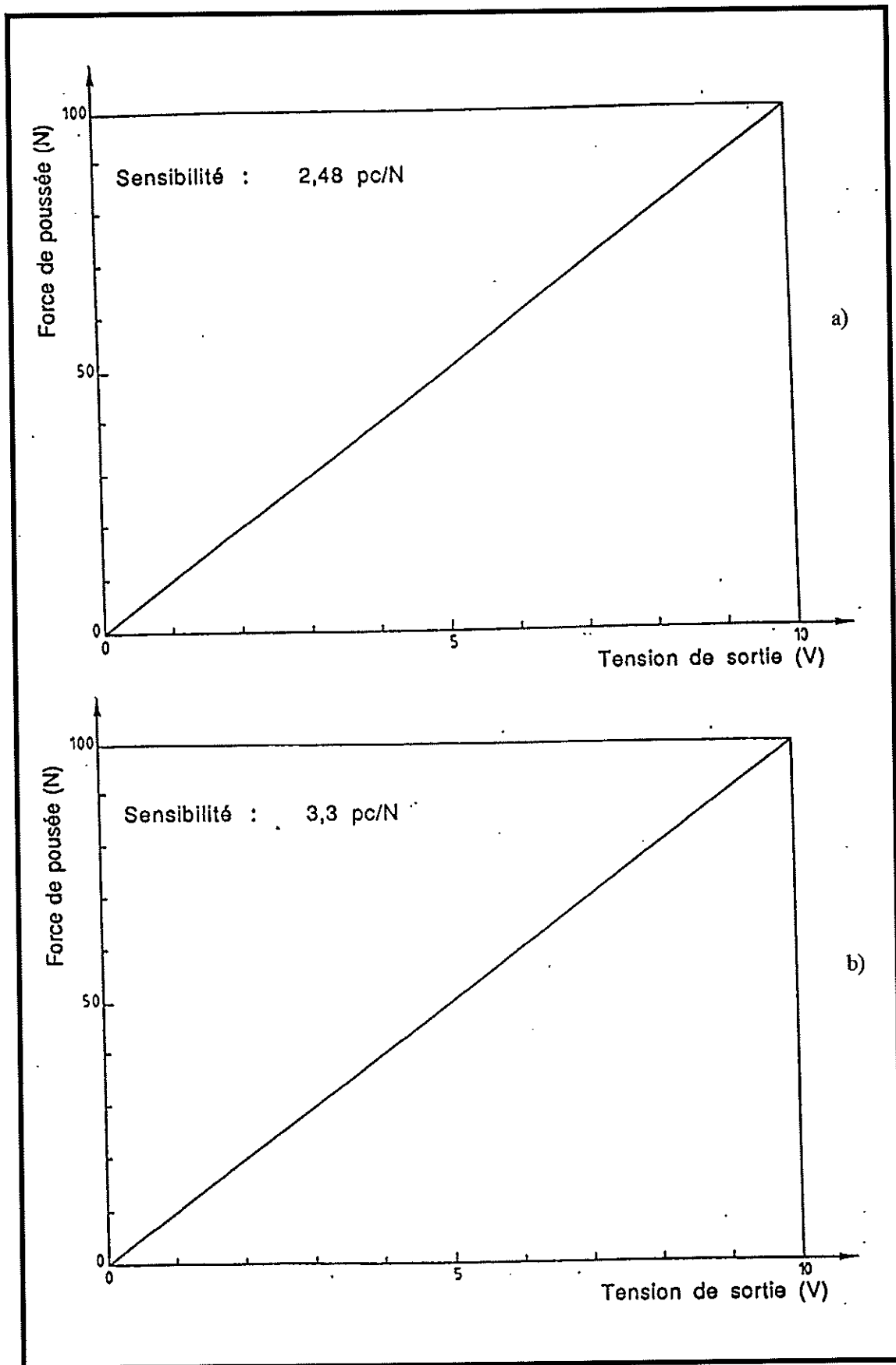


Fig. A 5-8 : Etalonnage du système de mesure de la force de poussée.

- a) Simulateur,
- b) Brise-béton.

A 5-2-1-4 Les poignées

Les poignées (figure A 5-9a et A 5-9b) ont été réalisées mécaniquement rigides de façon à minimiser toute résonance dans la plage de fréquence comprise entre 0 et 200 Hz. Les figures (A 5-10a et A 5-10b) montrent par exemple que la poignée fabriquée pour le simulateur se comporte pratiquement comme une masse pure dans cette plage de fréquence.

A 5-2-2 Définitions et analyse numérique de la masse apparente du système main-bras

A 5-2-2-1 Définitions

La masse apparente est définie par le rapport de la force sur l'accélération ; c'est une entité complexe. Dans notre application, l'algorithme de calcul utilisé a été le suivant :

$$\text{Masse apparente} = \text{CSD (F,a)} / \text{PSD (a)}$$

où :

- CSD(F,a) est le spectre croisé des fonctions de force et d'accélération ; il tient compte de la plage commune de fréquences où le signal d'accélération et le signal de force possèdent de l'énergie ;
- PSD (a) est l'auto-spectre de la fonction d'accélération (spectre de puissance).

Cet algorithme d'une part, donne la phase et d'autre part, élimine la présence du bruit dans le signal de force.

Remarque :

Du fait des propriétés mécaniques des poignées (il s'agit pratiquement de masse pure) ; l'accélération transmise au membre correspond à celle mesurée sur la poignée. Par contre, de par la position du capteur de force, il faut soustraire à la force mesurée, l'inertie de la poignée pour pouvoir accéder à la masse du système main-bras seul (figure A 5-11).

Afin de vérifier la qualité de la mesure, on calcule la fonction de cohérence :

$$\text{Cohérence} = \frac{|\text{CSD(F,a)}|^2}{\text{PSD(a)} \times \text{PSD(F)}}$$

(PSD(F) est l'auto-spectre de la fonction de force).

La fonction de cohérence indique le degré de relation entre l'entrée et la sortie d'un système. Elle est égale à 1 pour une fréquence donnée si la sortie d'un système est entièrement dépendante de l'entrée. Lorsqu'elle est inférieure à 1, cela signifie que les signaux, le bruit généré en interne, les non-linéarités et le retard du système perturbent la mesure.

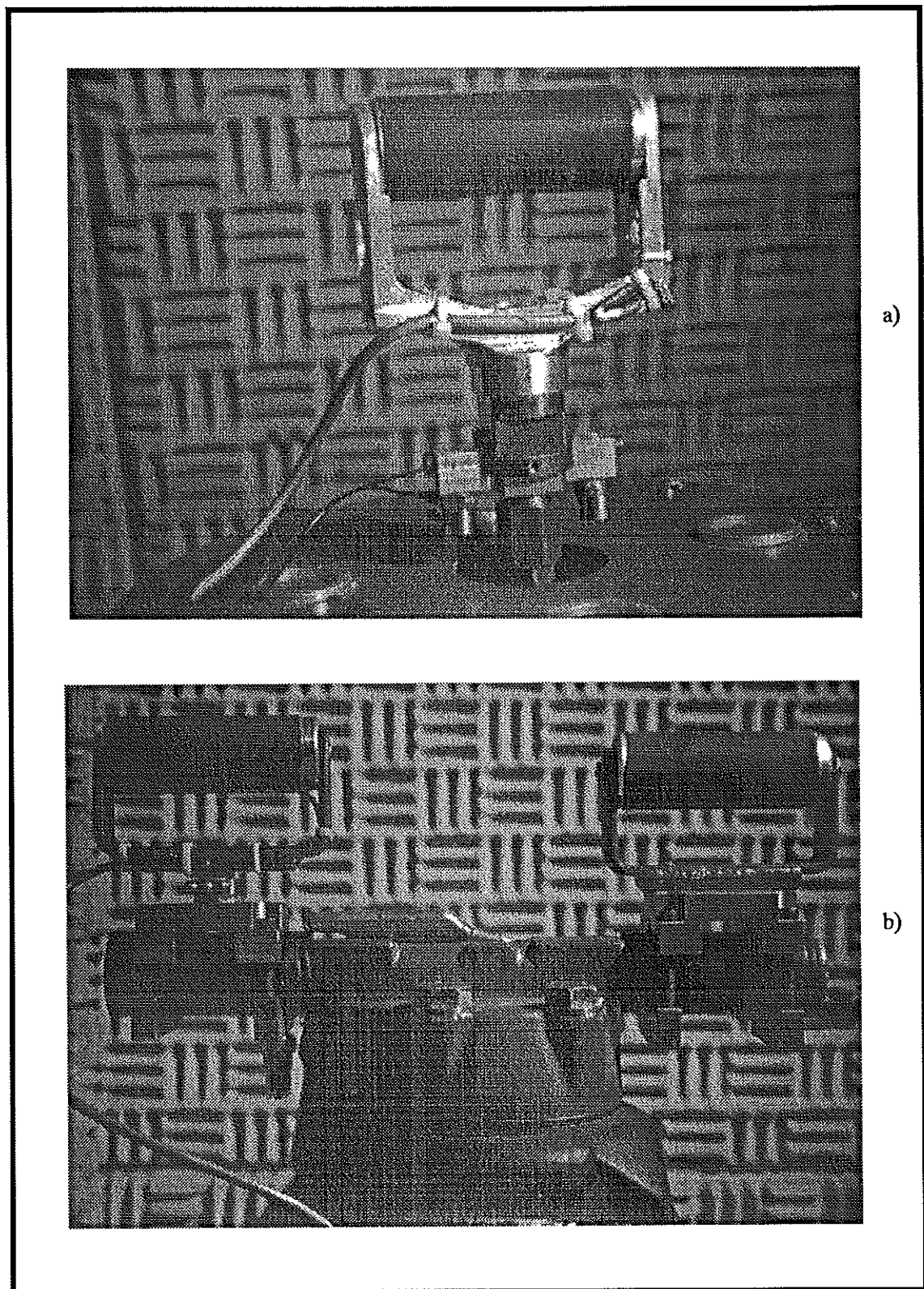


Fig. 5-9 : Poignées.

a) Simulateur,

b) Brise-béton.

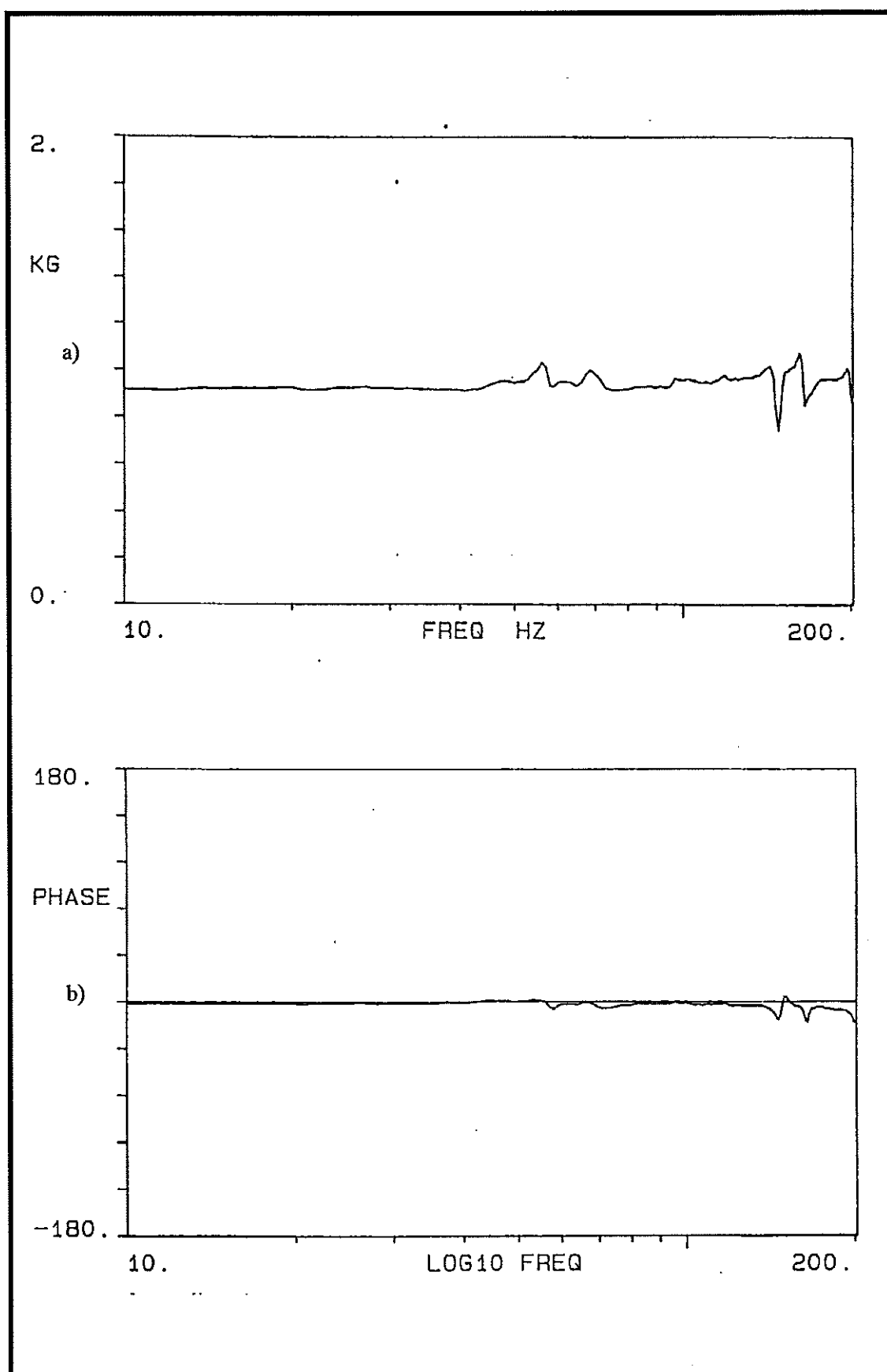


Fig. A 5-10 : Masse apparente de la poignée montée sur simulateur.

a) Amplitude,

b) Phase.

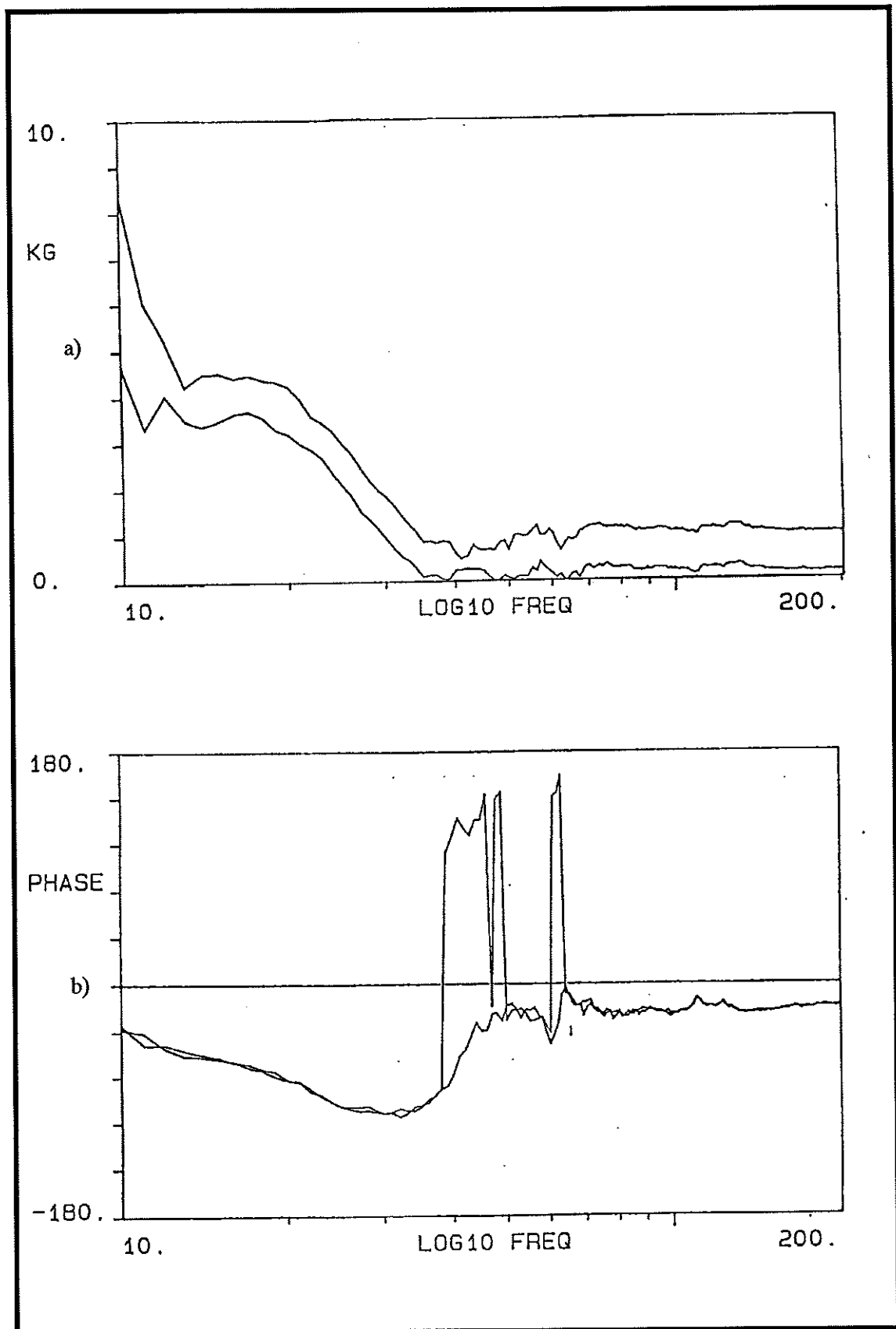


Fig. A 5-11 : Correction de la masse apparente mesurée
pour prendre en compte l'inertie de la poignée.

a) Amplitude,

b) Phase.

A 5-2-2-2 Conditions d'analyse

L'analyse des signaux d'accélération et de force d'inertie est effectuée dans la bande fréquentielle 15 - 200 Hz. Les auto-spectres et les spectres croisés sont calculés sur 512 points et la fréquence d'échantillonnage est de 512 Hz. La résolution est donc de 1 Hz. La durée des échantillons est de 30 s, ce qui permet de calculer les spectres sur 30 moyennes.

A 5-2-3 Protocole expérimental pour les expériences réalisées sur le banc avec simulateur de vibrations

Le protocole expérimental a été élaboré pour découpler les différents paramètres qui interagissent sur la réponse dynamique globale du système main-bras. C'est ainsi que différentes valeurs de force de préhension (30, 75 et 125 N) ont été testées pour une valeur de force de poussée (50 N) et une valeur efficace de l'accélération (12 m/s^2). De la même façon, différentes valeurs de force de poussée (20, 50 et 80 N) ont été testées pour une valeur moyenne de force de préhension (75 N) et une valeur efficace de l'accélération (12 m/s^2). Enfin, on a fait varier la valeur efficace de l'accélération (6, 12 et 20 m/s^2) tout en fixant les forces de préhension et de poussée à 75 et à 50 N.

Les valeurs de 30, 75 et 125 N correspondent à une préhension légère, normale et forte dans le cas d'une poignée de diamètre 40 mm. La valeur de 20 N est associée à une force de poussée faible, tandis que 50 et 80 N sont des poussées moyennes. Il aurait été souhaitable d'étudier des valeurs de poussées supérieures (un opérateur exerce une force totale de poussée de 150 - 200 N sur le brise-béton) mais les caractéristiques mécaniques du simulateur ont imposé une limite supérieure. Le signal vibratoire retenu est un signal à distribution d'amplitude gaussienne de spectre fréquentiel compris entre 15 et 200 Hz. La direction de la vibration est verticale. L'étude a été limitée à 200 Hz car au-delà de cette fréquence, la masse apparente du membre supérieur est pratiquement nulle.

La posture adoptée par les opérateurs est analogue à celle d'une personne travaillant avec un brise-béton, debout, le bras légèrement plié en direction du sol. La posture est contrôlée visuellement durant les essais.

a) Présentation générale de l'expérience au sujet

C'est une étape d'information (informations sur le banc de mesures et sur le rôle du sujet).

b) Familiarisation et essai du banc de mesures

Cette étape permet au sujet de prendre en main le système et d'apprécier ce qui lui est demandé. En particulier, il doit apprendre à contrôler sa force de préhension, sa force de poussée et sa posture.

c) Essai de répétabilité

C'est une étape test qui permet d'apprécier si le sujet est suffisamment entraîné pour que l'on puisse continuer les mesures. L'expérience ne commence que lorsque le sujet soumis aux vibrations parvient à maintenir à une valeur constante la force de préhension et la force de poussée pour une posture donnée. On vérifie qu'il y a une bonne cohérence sur la plage fréquentielle étudiée.

d) Etude de l'influence de la force de préhension

Il est demandé au sujet :

- de prendre une posture déterminée,
- de pousser sur la poignée à une valeur déterminée,
- de serrer la poignée à une valeur déterminée,
- de garder cette configuration pendant l'essai.

Le sujet est alors soumis aux vibrations et les signaux permettant de calculer la masse apparente sont enregistrés ainsi que l'évolution de la force de poussée et de la force de préhension. Il est ensuite demandé au sujet de changer de force de préhension tout en gardant constants les autres paramètres. La procédure de mesure décrite ci-dessus est alors répétée. A la suite de cette série de mesures, il est accordé au sujet une période de repos.

e) Etude de l'influence de la force de poussée

Il est demandé au sujet :

- de prendre une posture déterminée,
- de pousser sur la poignée à une valeur déterminée,
- de serrer la poignée à une valeur déterminée,
- de garder cette configuration pendant l'essai.

Le sujet est alors soumis aux vibrations et les signaux permettant de calculer la masse apparente sont enregistrés ainsi que l'évolution de la force de poussée et de la force de préhension. Il est ensuite demandé au sujet de changer de force de poussée tout en gardant constants les autres paramètres. La procédure de mesure décrite ci-dessus est alors répétée. A la suite de cette série de mesures, il est accordé au sujet une période de repos.

f) Etude de l'influence de l'intensité vibratoire

Il est demandé au sujet :

- de prendre une posture déterminée,
- de pousser sur la poignée à une valeur déterminée,
- de serrer la poignée à une valeur déterminée,
- de garder cette configuration pendant l'essai.

Le sujet est alors soumis à différentes intensités vibratoires et les signaux permettant de calculer la masse apparente sont enregistrés ainsi que l'évolution de la force de poussée et de la force de préhension. L'intensité vibratoire est ensuite modifiée et la procédure de mesure décrite ci-dessus est alors répétée.

A 5-3 Conclusions et Prolongements

Deux bancs d'essai ont été construits pour mesurer la réponse dynamique du système main-bras, en contrôlant la posture de l'opérateur ainsi que ses efforts de poussée et de préhension. Des poignées intégrant les différents capteurs ont été réalisées et fixées sur les machines vibrantes (simulateur et brise-béton). Un protocole expérimental a été élaboré pour découpler les paramètres régissant le comportement dynamique du membre supérieur et quelques mesures préliminaires ont été réalisées. Les premiers résultats obtenus avec quatre sujets soulignent l'importance de la force de préhension et de la posture sur le comportement dynamique du membre supérieur.

La dispersion des résultats obtenus sur le simulateur a mis en évidence la nécessité d'effectuer une campagne de mesures avec un plus grand nombre de sujets afin de dégager des tendances générales. Les bancs d'essai ont été conçus de façon à permettre l'évaluation de la masse apparente du système main-bras. La fonction de masse apparente ne traduit que le comportement dynamique global des masses principales du membre supérieur. Pour pouvoir interpréter les courbes obtenues et découpler le rôle des différents segments du bras, il est nécessaire de disposer de connaissances plus fines par la réalisation de mesures locales (vibrations transmises au niveau du poignet et du coude ; électromyographie des muscles du bras ; contrôle plus précis de la posture des sujets).

Le banc d'essai avec simulateur mériterait d'être amélioré en rigidifiant latéralement l'équipage mobile de l'excitateur. On pourrait également gagner en précision de mesure par l'intégration des différents capteurs dans le tube de la poignée.

NOM : BERMOND (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)		DATE de SOUTENANCE	
Prénoms : FRANCOIS		2 Juillet 1990	
TITRE : MODELISATION DYNAMIQUE DU SYSTEME MAIN-BRAS EN REGIME VIBRATOIRE			
NATURE :		Numéro d'ordre : 141-90	
DIPLOME DE DOCT.	DOCTEUR- INGENIEUR	DOCTORAT D'ETAT	DOCTORAT DE 3e CYCLE
☒	☐	☐	☐
Spécialité :			
Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis			CLASSE :
RESUME : Le but de ce travail est l'établissement d'un modèle dynamique du système main-bras destiné à déterminer son état mécanique sous l'effet d'une sollicitation vibratoire. Le premier chapitre, consacré à une critique bibliographique met en évidence les exigences de la modélisation et les paramètres à retenir. Il fait notamment ressortir le couplage nécessaire avec une modélisation statique. Le second chapitre présente la méthodologie spécifique basée sur l'utilisation des techniques de la mécanique des structures. Dans le troisième chapitre sont abordés les aspects relatifs à la mise en oeuvre de la méthode : algorithmie, description du système, caractérisation des biomatériaux, expérience de validation, etc... Enfin, le quatrième chapitre est consacré à une application. Les résultats obtenus concernent la fonction de transfert du système, les efforts internes, les énergie de déformation et puissance dissipée dans les constituants en fonction de la fréquence d'excitation.			
MOTS-CLES : Biomécanique - Système main-bras - Modélisation dynamique - Masse dynamique - Efforts internes - Puissance dissipée - Eléments finis.			
Laboratoire(s) de recherches : Biomécanique - Université Cl. Bernard de Lyon			
Directeur de recherches : Monsieur Joannès DIMNET			
Président du jury : Monsieur Bernard GAY			
Composition du jury : Messieurs BONTHOUX, SABOT, DIMNET, GAERTNER, ARBEY, CARRET.			