

~~27/82~~

1945-1955: 1945-1955: 1945-1955: 1945-1955: 1945-1955: 1945-1955:

## REFUGEE RELIEF OFFICE, TIFLIS

U.S.T.H.B.

# ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

# ETUDE DES PROPRIETES DYNAMIQUES D'UNE FRAISEUSE UNIVERSELLE

Proposé par :

M. W. KUROWSKI

Maitre de conférence à l'ENP

Etudié par :

M TAZI

## Promotion

JANVIER 82

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA  
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U.S.T.H.B

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Departement de

MÉCANIQUE

Projet de fin d'études

**ETUDE DES PROPRIÉTÉS DYNAMIQUES  
D'UNE FRAISEUSE UNIVERSELLE**

Proposé par

Mr W. KUROWSKI

maitre de conférence à l'ENP

Etudié par

M. TAZI

Promotion

Janvier 82

## Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

- mes grands parents qui ont beaucoup consenti pour moi,
- à Abdellouahab ,
- à ma grande famille de la mosquée des étudiants .

Dr. Djeddi

## REMERCIEMENTS

Je saisir cette occasion pour  
remercier M<sup>r</sup> Waldemar KUROWSKI  
qui a eu l'aimable sollicitation de  
me suivre dans ce travail, ainsi que  
tous les enseignants qui ont contribué  
à ma formation.

Que tous ceux qui ont participé de  
près ou de loin à la réalisation de ce  
projet, trouvent ici ma sincère gratitude.

M. TAZI

# TABLE DES MATIERES

Introduction	1
<u>Ch.I . Généralités :</u>	3
I.1. Nature des vibrations	3
I.2. Effets des vibrations	3
I.3. Causes des vibrations	4
I.3.1. Les vibrations propres	4
I.3.2. Les vibrations forcées	4
I.3.3. Les vibrations auto-excitées	5
I.4. Etude du cas considéré	9
I.5. Nécessité d'une étude préliminaire de la machine	10
<u>Ch.II . Etude de la fraiseuse</u>	
II.1. Etude fonctionnelle de la fraiseuse	13
II.1.1. Généralités	13
II.1.2. Description fonctionnelle	14
II.1.3. Caractéristiques de la fraiseuse	16
II.2. Analyse cinématique	19
II.2.1 Considérations générales	19
II.2.2 Chaine cinématique moteur - broche	20
II.2.3 Chaine cinématique des avances	23
II.2.3.1. Aperçu général	23
II.2.3.2. Boîte des avances	26
II.2.3.2. Transmission du mouvement jusqu'à la table	31

II.3. Analyse dynamique	32
II.3.1. Introduction	32
II.3.2. Charges dynamiques des éléments en rotation	32
II.3.2.1. Position du problème	32
II.3.2.2. Vitesse critique des arbres	34
II.3.2.3. Cas des paliers flexibles	36
II.3.2.4. Equilibrage des masses tournantes	37
II.3.3. Les engrenages	37
II.3.3.1. Processus de transmission de la charge	38
II.3.3.2. Erreurs cycliques d'engrenement	40
II.3.4. Les roulements	41
II.3.5. Le déalignement	44
II.3.6. Le fouettement	44
Ch III. Mesure des vibrations	45
III.1. Fondements théoriques	45
III.1.1. Définitions	45
III.1.2. Analyse du signal	46
III.1.3. Filtres	49
III.2. Dispositif et appareils de mesure	52
III.2.1. But de la mesure	52
III.2.2. Grandeurs à mesurer	52
III.2.3. Chaine de mesure	53
III.2.4. Le capteur	53
III.2.5. Le préamplificateur	54
III.2.6. L'analyseur de fréquence	54
III.2.7. L'enregistreur de niveau	55
III.2.8. Echelle des mesures	56

III.3. Préparation de la pièce à usiner	56
III.4. Conditions de la mesure	58
III.4.1. Endroits des mesures	58
III.4.2. Préparation de la machine	59
III.4.3. Paramètres de réglage des appareils	59
Ch. IV. Analyse des mesures	60
IV.1. Enregistrement des mesures	60
IV.2. Seuil des vibrations	60
IV.3. Interprétation des différents résultats	61
IV.3.1. Mesures effectuées sur la broche	62
IV.3.2. Mesures effectuées sur la table	77
Conclusion	82
Bibliographie	

## INTRODUCTION

Pendant le fonctionnement d'une machine, ses propriétés dynamiques se manifestent sous forme de vibrations et de bruits. Ces deux phénomènes sont intimement liés car les bruits ne sont que l'effet produit par les ondes de vibrations dans l'air.

Outrefois les machines avaient des dimensions exagérées, une vitesse réduite et un poids élevé; ces machines avaient des fréquences propres supérieures aux fréquences des forces perturbatrices et se comportaient alors, quant aux vibrations, comme si elles étaient parfaitement rigides. Mais avec le développement de la technique, on assiste à un allègement continu des installations et à un accroissement continu des vitesses de travail des machines et de leurs pièces. Ceci a pour effet l'apparition de vibrations dans leurs différents éléments.

Les causes de vibrations sont assez variées depuis le processus technologique, le mode de fonctionnement de la machine jusqu'aux imprécisions d'exécution ou de montage, usures, défauts de fonctionnement, etc...

Comme il n'est pas possible de prévoir exactement les limites du travail régulier, par manque de connaissance sur les amortissements réels, les rigidités des structures, l'influence des excitations... etc. On a donc obligatoirement recours aux mesures expérimentales pour la détermination des grandeurs qui permettent de définir les propriétés dynamiques qui ont lieu dans la machine réelle. Ainsi l'étude et la recherche dynamique des machines occupent une place de plus en plus grande dans l'industrie.

moderne.

Les phénomènes vibroacoustiques ont une grande capacité d'information sur les processus qui interviennent dans la machine. L'analyse de ces signaux permet le contrôle de la précision de fonctionnement des mécanismes et sa modification pendant l'exploitation. D'autre part il est possible de préparer la mesure d'une manière qui ne perturbera pas le fonctionnement de la machine étudiée. Ainsi l'interprétation de la mesure des signaux émis permet l'estimation de l'état technique de la machine, auquel on peut éventuellement introduire des améliorations, afin de modifier les fréquences propres, de réduire les amplitudes ou d'éarter les causes de vibrations.

Dans ce processus, les mesures des vibrations sont plus utilisées que celles du bruit; elles sont plus fiables et moins sensibles à l'influence du milieu extérieur à la machine.

Outre cela, avant de commencer les recherches il est nécessaire de procéder à l'étude des propriétés cinématiques et dynamiques de la machine afin de bien choisir les méthodes et les points de mesure et aussi faciliter le diagnostic.

Par cette méthode, sur une fraiseuse récemment acquise par le département de mécanique, on se propose dans cette modeste étude de :

- Définir les caractéristiques constructives dynamiques de la fraiseuse;
- Connaitre les étendues de fonctionnement le plus stable; ce qui permet la détermination des valeurs limites des paramètres d'usinage;
- Chercher les paramètres optimaux de la fraiseuse pour l'amélioration des propriétés dynamiques.

**CH 1**

**GENERALITES'**

## GENERALITES

### I.1. Nature des vibrations :

La perturbation de l'état d'équilibre dans les milieux continus donne naissance à des ondes qui causent un mouvement oscillatoire appelé vibrations. Des corps en vibrations subissent des déformations périodiques en général élastiques. Au cours de la vibration, le corps en mouvement est soumis à l'action de plusieurs forces, extérieures et intérieures, ayant soit le rôle d'entretenir le mouvement, soit de l'empêcher.

Le mouvement ondulatoire peut être périodique, transitoire, ou aléatoire. Une fonction périodique se répète identique à elle-même à intervalle de temps régulier. Elle est décrite par des équations mathématiques précises qui peuvent en simplifier l'analyse; elle est dite "deterministe"

Une vibration transitoire n'est pas continue. Elle se rencontre lors d'un impact et partout où la force d'excitation n'est pas continue. Elle est considérée deterministe.

Les vibrations aléatoires sont les plus fréquentes dans la vie courante; elles caractérisent les machines fonctionnant régulièrement. Elles sont continues mais non périodiques, et contenant beaucoup de composantes de fréquences.

### I.2. Effets des vibrations :

Les vibrations et les bruits influent sur l'homme et sur la machine. Les vibrations et les bruits ont un caractère nocif sur l'individu. Par leur action sur les nerfs, ils provoquent une sensation de gêne. Un séjour prolongé en présence de vibrations est source de fatigue, de diminution

de productivité et même, à la longue de maladies professionnelles. Ainsi une durée assez longue, passée dans le bruit, peut causer un endommagement de l'ouïe.

Les vibrations sont généralement indésirables dans les machines. Elles sont cause de fatigue et même de rupture de certains éléments si elles se produisent à la fréquence de résonance de cet organe.

Dans les machines-outils les vibrations sont en général néfastes au développement normal des processus de fabrication. Elles altèrent la qualité des surfaces usinées, mettent en danger les organes de la machine et entraînent l'émoussage rapide des outils et même leur rupture.

### I.3. Causes des vibrations :

les sources des vibrations sont très variées. Dans l'ensemble du système machine - pièce - outil - en particulier pour le fraisage - suivant leur origine, et par type de vibration, elles peuvent être classées comme ci-dessous :

I.3.1. Les vibrations propres : Vibrations qui existent dans chaque corps après la perturbation instantanée.

I.3.2. Les vibrations forcées : Provoquées par une source dans la machine-outil ou en dehors, mais agissant indépendamment de l'opération de coupe. On a :

Les sources extérieures au système : vibrations engendrées par les machines voisines et transmises par les fondations, source thermique (tel que four) à proximité de la machine.

Les sources intérieures au système : les principales causes qui engendrent les vibrations sont les suivantes.

Les imprécisions d'exécution : tels que l'usinage incorrect des surfaces fonctionnelles, l'équilibrage et la rigidité insuffisante des pièces (ainsi une broche mal équilibrée donne naissance à une force

centrifuge due au désaxage et provoque des vibrations entretenues). Les mécanismes de transmissions defectueux (aspérités des coutures des courroies et erreurs de taillage des engrenages) entraînent des irrégularités de rotation.

Défauts de montage: des roues dentées, roulements, jeux dans les paliers,... Si la table est mue par un mécanisme d'asservissement hydraulique, les éléments tels que clapets, échangeurs, distributeurs, filtres et pompes, peuvent provoquer des oscillations.

Utilisation de la machine non conforme du point de vue technologique et sollicitation à des charges irrationnelles des éléments des mécanismes.

Causes dues à l'usure et à la lubrification: tels que l'usure des surfaces fonctionnelles, glissières, chemins des roulements, flans de dentures, etc... et les vibrations entretenues par certaines propriétés du film d'huile dans les paliers abondamment lubrifiés.

Causes liées au processus de coupe: la dent de la fraise enlève un copeau d'une épaisseur variable pour un cycle de coupe, comme l'effort de coupe varie dans certaines limites, par conséquent les oscillations de cet effort produisent des vibrations entretenues.

Il y a aussi une discontinuité du processus de coupe car ne traitent simultanément que les dents d'une partie du pourtour de la fraise en s'engageant dans la matière d'œuvre enlevant une épaisseur toujours plus grande de copeaux et sortent immédiatement, cela entraîne une chute brusque des efforts de coupe, malgré que ce phénomène est diminué par l'utilisation de fraises à dentures hélicoïdales.

1.3.3. Les vibrations auto-excitées: appelées aussi broutage, provoquant des conditions du travail de coupe, et dont on ne

peut pas prévoir complètement les facteurs d'apparition des vibrations. Néanmoins, on peut citer les suivants :

I.3.3.1. Les variations de la force de frottement sur la face d'attaque et de déposille de l'outil qui sont fonction des variations de la vitesse de glissement du copeau suivant la face de l'outil, provoquent une variation de l'effort de coupe qui entraînera les vibrations.

I.3.3.2. Après un usinage en régime de vibrations, l'arête tranchante décrit des lignes ondulées. La géométrie de l'outil s'en trouve modifiée et il y a une variation du glissement du copeau ; par conséquent une variation de la force de frottement. On reverra à la cause précédente.

I.3.3.3. La pénétration de l'arête tranchante de l'outil dans la matière à usiner augmente la dureté de celle-ci par suite du phénomène d'écrasissage, alors la réaction du porte-fraise provoque l'enfoncement du tranchant de la dent avec un effort de plus en plus important. Pour une rotation, le tranchant se trouvant enfoncé dans le métal décrira une cycloïde et commencera par enlever le copeau. Cela provoque des vibrations de la table et du mandrin porte-fraise.

I.3.3.4. La coupe en elle-même s'accompagne de déformations plastiques et élastiques et de frottements assez importants ce qui donne naissance à une énergie cinétique supplémentaire et la vibration augmente.

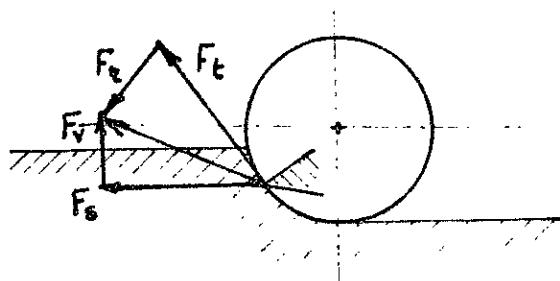
I.3.3.5. Influence du mode d'usinage : Les efforts de fraisage qui sont essentiellement variables dans le temps, peuvent susciter des vibrations. On peut représenter ces efforts comme ci-dessous :

$F_s$  : Composante d'avance

$F_v$  : Composante verticale

$F_r$  : Composante radiale

$F_t$  : Composante tangentielle  
fig I.1

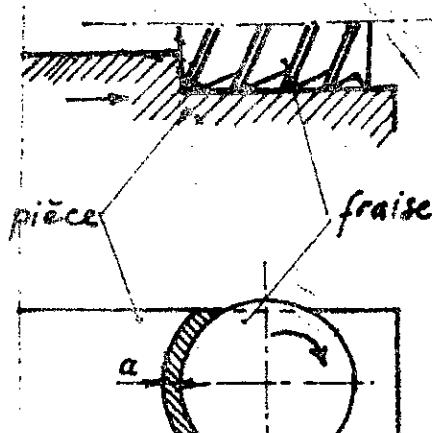


$F_v$  peut changer de sens en fonction des conditions d'usinage. Alors qu'est dirigée vers le bas pour une profondeur de passe faible, elle est dirigée vers le haut pour une profondeur de passe forte. Il peut en résulter un enfoncement de la table de la fraiseuse et un phénomène de broutement. En fonction des conditions de passe, on peut déterminer les valeurs de la profondeur de passe pour lesquelles  $F_v$  s'annule.

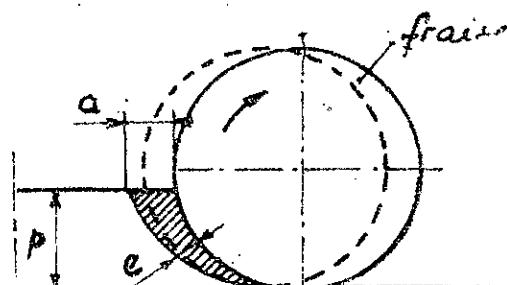
Les vibrations produites par la coupe peuvent être plus ou moins grandes selon le procédé de coupe utilisé.

Dans le fraisage de face (en bout), pour une avance uniforme de la pièce, l'épaisseur du copeau est à peu près constante et la variation de l'effort est pratiquement nulle, depuis l'entrée de la dent dans la matière jusqu'à sa sortie. Ce qui est vrai même dans le cas où le diamètre de la fraise est inférieur à la largeur de la pièce. ce qui fait que le copeau est légèrement plus faible aux extrémités latérales que sur l'axe de la pièce. Dans le fraisage de face, l'attaque en opposition étant franchie demande moins d'effort qu'en concordance.

fraisage de face



fraisage de profil



$c$  épaisseur réelle du  
copeau  $< a$

épaisseur du copeau =  $a$

fig I.2

dans le fraisage de profil (en roulant), chaque point de la fraise décrit une courbe cycloïdale. Les dents taillent un copeau d'épaisseur croissante. Pour une même dent elle varie de zéro à un maximum, puis retombe à zéro (voir fig I.2). De ce fait, l'effort de coupe est variable au cours de la passe.

Encore dans le fraisage de profil, lors du fraisage en avallant, à l'inverse du sens habituel, la dent attaque la croute par dessus en détachant un copeau d'épaisseur décroissante (fig I.3).

La fraise travaillant par avalement appelle la matière, et du fait des jeux existants entre les organes de commande de la table, celle-ci entraînée, avance par saccades d'où le danger de vibrations à moins d'utiliser un dispositif spécial supprimant tout le jeu dans le système d'avance de la table.

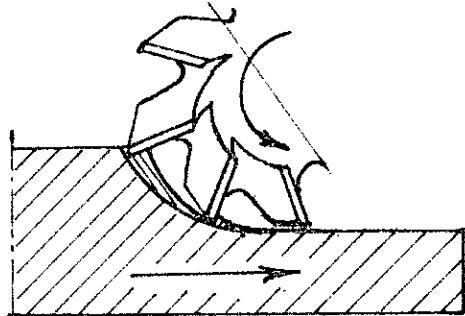


fig I.3

### I.33.6. Influence de la denture de fraise: La denture influe en particulier sur les efforts de fraisage.

Dans le cas d'une fraise à denture droite, l'effort de fraisage est identique à celui d'une seule dent si l'il n'y a qu'une seule dent en prise. Par conséquent son action est saccadée et donne lieu à des vibrations. Pour une fraise à denture hélicoïdale, l'épaisseur du copeau varie progressivement le long de la dent et sa variation est continue dans le temps. On peut rendre dans ce cas les variations de l'effort de coupe très faibles. Par un choix convenable du pas de l'hélice, l'épaisseur totale des copeaux correspondant à l'ensemble des dents en prise, peut être rendue constante. Il suffit que la largeur de coupe soit égale au pas (ou à un multiple du pas) de la denture. Au moment

si la première dent sort de la pièce une deuxième dent s'engage d'une quantité équivalente. L'effort axial augmente avec l'angle d'helice pour le compenser on peut accoupler deux fraises de dentures opposées.

### I.3.3.7 Autres facteurs : de nombreux autres facteurs influent sur les efforts de coupe.

L'avance et la profondeur de passe font varier les efforts de fraisage suivant une loi de forme parabolique, c'est à dire qu'il est avantageux d'utiliser des avances ou des profondeurs fortes.

Le nombre de dents des fraises influe sur les efforts; si il y a peu de dents, on enlève des copeaux de forte épaisseur et chaque dent est fortement sollicitée. S'il y a beaucoup de dents, les copeaux enlevés sont plus fins et les dents sont moins sollicitées.

L'angle de dégagement agit sur les efforts de coupe en provoquant une diminution de leurs valeurs quand il augmente.

Le fraisage avec des angles négatifs augmente les efforts. Une diminution des efforts intéressent aux intenses chocés.

### I.4. ETUDE du cas considéré :

de façon générale on peut représenter les vibrations dans le système machine-pièce-outil par le schéma (fig I.4)

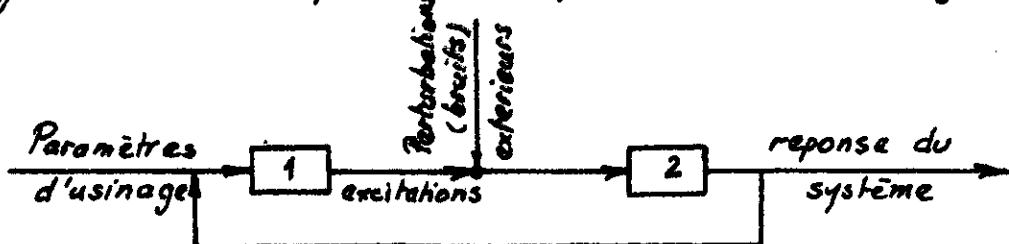


fig I.4 avec : 1. processus d'usinage  
2. système dynamique de la fraiseuse

Comme on est intéressé à l'étude du comportement dynamique de la machine proprement dite durant le travail aux conditions normales, on cherche à obtenir la réponse du système à l'apportement des excitations d'usinage et des perturbations extérieures et ceci

durant la coupe. Pour cela on procède à plusieurs dispositions :

On cherche à séparer les excitations d'usinage des signaux émis de la machine par une préparation judicieuse de la pièce à usiner.

On minimise l'influence des sources extérieures par une installation anti-vibratile (tapis en caoutchouc), l'arrêt des machines voisines, etc. On élimine aussi les facteurs externes sur la machine par un rodage, une lubrification et une utilisation conformes aux normes du constructeur.

On cherche à supprimer les vibrations auto-excitées de traitement par des procédés pratiques convenables [7]. En particulier :

- Variation de la vitesse de coupe dans un sens ou dans l'autre pour diminuer l'effort de coupe.

- Augmenter le rapport avancé / profondeur de passe,

- Orienter la pièce dans la direction longitudinale dans le sens de l'avance.

- Selon l'étude déjà faite et les outils existants à l'atelier, on procède à la coupe qui demande le moins d'efforts d'usinage.

On agit aussi sur la stabilité du système en modifiant la fonction de transfert de la machine ; en serrant les (broches, chariots,..), en montant des lunettes, traverses auxiliaires, etc, de manière à augmenter la rigidité.

Les changements du signal des vibrations obtenu avec ces précautions doivent être alors une transformation du fonctionnement des sources intérieures de la machine.

### I.5. Nécessité d'une étude préliminaire de la machine :

Il ressort de ce qui précède que les vibrations produites sont déterministes et stochastiques. Or nous nous occupons du fonctionnement

de mécanismes connus qui peuvent être améliorés. Autrement dit nous sommes surtout intéressés aux excitations déterministes, (déterministes en ce qui concerne leur connaissance, mais le processus de vibrations provoqué par eux sont uidéterminés). Ce seront :

- Les excitations dues au déséquilibre des masses tournantes : arbres, roues dentées, balourds, ...

- Le fonctionnement des engrenages

- Le fonctionnement des roulements

- Jeux, déformations et autres.

Pour l'identification des symptômes dans le signal mesuré, il faut connaître d'abord certains renseignements sur ces éléments et relatifs à leur fonctionnement et aux vibrations produites. Les données les plus faciles à déterminer concernent les fréquences des vibrations.

Thusi on peut prévoir qu'un arbre qui tourne à la vitesse de  $n$  tr/mn peut produire des vibrations dont la fréquence angulaire est de  $\omega = \frac{n}{60}$  Hz. Une roue dentée de  $z$  dents montée sur cet arbre produit pendant l'engrenement des vibrations de fréquence  $\omega_1 = \frac{nz}{60}$  Hz et aussi les vibrations de rotation de fréquence  $\omega_2 = \frac{n}{60}$  Hz.

La rigidité de l'engrenement change périodiquement en fonction du nombre de couples de dents en prise (un ou deux), de la vitesse de rotation, et des paramètres de l'usinage. Pour un roulement, la rigidité varie aussi suivant que la charge qui y est appliquée s'exerce directement sur la bille ou non.

Outre ces causes cinématiques, il existe aussi les causes dynamiques. Thusi chaque prise de contact d'un couple de dents est liée à une impulsion ( choc) qui produit périodiquement une force d'impulsion. De même tous les jeux et inexacititudes (de formes et de dimensions) occasionnent des impacts d'éléments et génèrent des vibrations.

Il devient donc nécessaire de faire l'étude cinématique et dynamique de la machine afin d'évaluer les fréquences espérées. Ce qui fera l'objet du chapitre suivant.

Le problème consistera ensuite à relever l'amplitude d'une grandeur donnée en fonction d'un balayage de fréquence. Chaque maximum de ce spectre aura une signification particulière -qu'on aura déterminé d'après les analyses cinématique et dynamique. On peut ainsi établir un diagnostic relativement précis de la machine.

**CH 2**

**ETUDE DE LA FRAISEUSE**

## II.1. Etude fonctionnelle de la fraiseuse :

### II.1.1. Généralités :

Parmi les machines-outils les plus utilisées dans la coupe des métaux, on distingue les fraiseuses. Elles doivent leur nom à la fraise, outil de coupe à dents multiples, qui est utilisé sur ces machines.

Elles sont employées essentiellement pour usiner des surfaces planes ou des surfaces de forme, elles permettent aussi de tailler des filetages, des dents d'enveloppes, des rainures hélicoïdales, etc...

Dans l'opération de coupe, la fraise entraînée par la broche de la fraiseuse est animée d'un mouvement circulaire uniforme : c'est le mouvement de coupe. La pièce à usiner, réduite solidaire de la table, est animée d'un autre mouvement uniforme qui constitue le mouvement d'avance.

On distingue deux groupes principaux de machines à fraiser :

1. Les fraiseuses à banc fixe : la pièce ne peut être déplacée que sur un plan horizontal. Ces machines ont l'aspect général des raboteuses. Elles conviennent pour les gros travaux de production et supportent sans hésitation, des passes profondes de travail simultanément sur plusieurs faces de la pièce.

2. Les fraiseuses à console : les pièces peuvent être déplacées dans un plan horizontal et dans un plan vertical par rapport à l'outil. Ce sont les fraiseuses les plus utilisées. Selon la position de l'axe de la broche, elles se subdivisent en :

- fraiseuses horizontales : broche horizontale.
- fraiseuses verticales : broche verticale. D'autres variantes de ce type de machine sont : tête porte-broche montée sur coulisse rectangulaire verticale, sur coulisse circulaire verticale, ou combinaison de ces deux solutions.
- fraiseuses universelles : la broche est montée sur deux coulisses perpendiculaires

entre elles ou situées dans deux plans à  $45^\circ$ .

Mais la plupart des machines à fraiser horizontales peuvent être pourvues de mécanismes accessoires destinés à permettre une orientation de la broche autre que la position horizontale : la tête verticale simple et la tête universelle.

## II.1.2. Description fonctionnelle :

Dans notre travail on procède à l'étude de la fraiseuse FA 3AU, de la société tchécoslovaque TOS ALOMOUC.

Dans le texte qui suit les numéros se rapportent aux figures II.1 et II.2.

Le moteur électrique principal (1) à bides, monté sur la partie arrière du montant (2) transmet sa rotation à vitesse constante à la boîte de vitesses de la broche par l'intermédiaire d'un couple d'engrenages.

La boîte à vitesses (3) permet de sélectionner la vitesse de la broche porte-fraise à l'aide de deux leviers (4). Elle est incorporée dans la partie supérieure du montant.

La tête universelle (6) permet de réaliser l'usinage de surfaces difficilement accessibles. Elle est constituée de deux coulisses circulaires perpendiculaires entre elles orientables de  $360^\circ$ . Dans la position où l'axe de l'outil est parallèle à l'axe de la table, le mandrin porte fraise est bloqué par un bras amovible.

La broche (7) en acier spécial est abîmée sur toute sa longueur pour permettre le passage de la tige filetée de serrage du porte fraise. Le nez de la broche comporte un cône intérieur qui centre le porte fraise.

Le bras support (5) qui peut coulisser sur la partie supérieure du montant est prévu, lors du fraisage horizontal, pour supporter les lourdes. Ceux-ci servent à maintenir l'arbre porte fraise qui sera monté dans le nez de la broche horizontale du montant afin de diminuer la flexion et la flambage lors de l'usinage.

La boîte des avances (8), fixée au côté gauche de la table transversale, sort au changement des vitesses d'avances, au moyen d'un levier. La commande des vitesses, est assurée par un moteur électrique séparé (1) fixé à la boîte de vitesses des avances.

La boîte de distribution (9) disposée sur le côté droit de la table transversale sert à embrayer les sens et les directions des avances et des déplacements rapides. Elle est munie de deux leviers, à l'aide du commutateur placé en haut, on embraye des contacteurs de réversion du moteur des avances. On embraye mécaniquement à l'aide de ce commutateur les accouplements de l'avance de travail et du déplacement rapide. Le commutateur placé en bas sert à embrayer les accouplements des axes des avances et l'accouplement de la commande sur la table rotative.

La console (10) est montée sur le guidage vertical à queue d'aronde du montant; elle permet l'avance verticale. Elle rapporte le chariot et la table.

Le chariot (11), ou table transversale, permet le mouvement transversal. Il est saupoudré d'un bec au fond dit semelle (12) orientable autour de son axe vertical.

La table (13) qui coulisse dans la semelle, comporte trois rainures en T destinées à l'ablocage des pièces et accessoires: étau, plateau circulaire, diviseurs, etc... Elle donne à la pièce le mouvement longitudinal.

Les chariots se déplacent sur des glissières trempées et rectifiées, entraînées par la rotation d'une vis dans une voie solidaire du chariot. Les avances sont automatiques, mais chaque vis peut être aussi commandée par un volant (14) ou une manivelle (15) (pour la console) qui comporte un tambour gradué au deux dixième du millimètre pour mesurer les déplacements. Le mécanisme comporte aussi des butées (16) pour régler les longueurs des déplacements et de blocages pour immobiliser les chariots et augmenter leur rigidité.

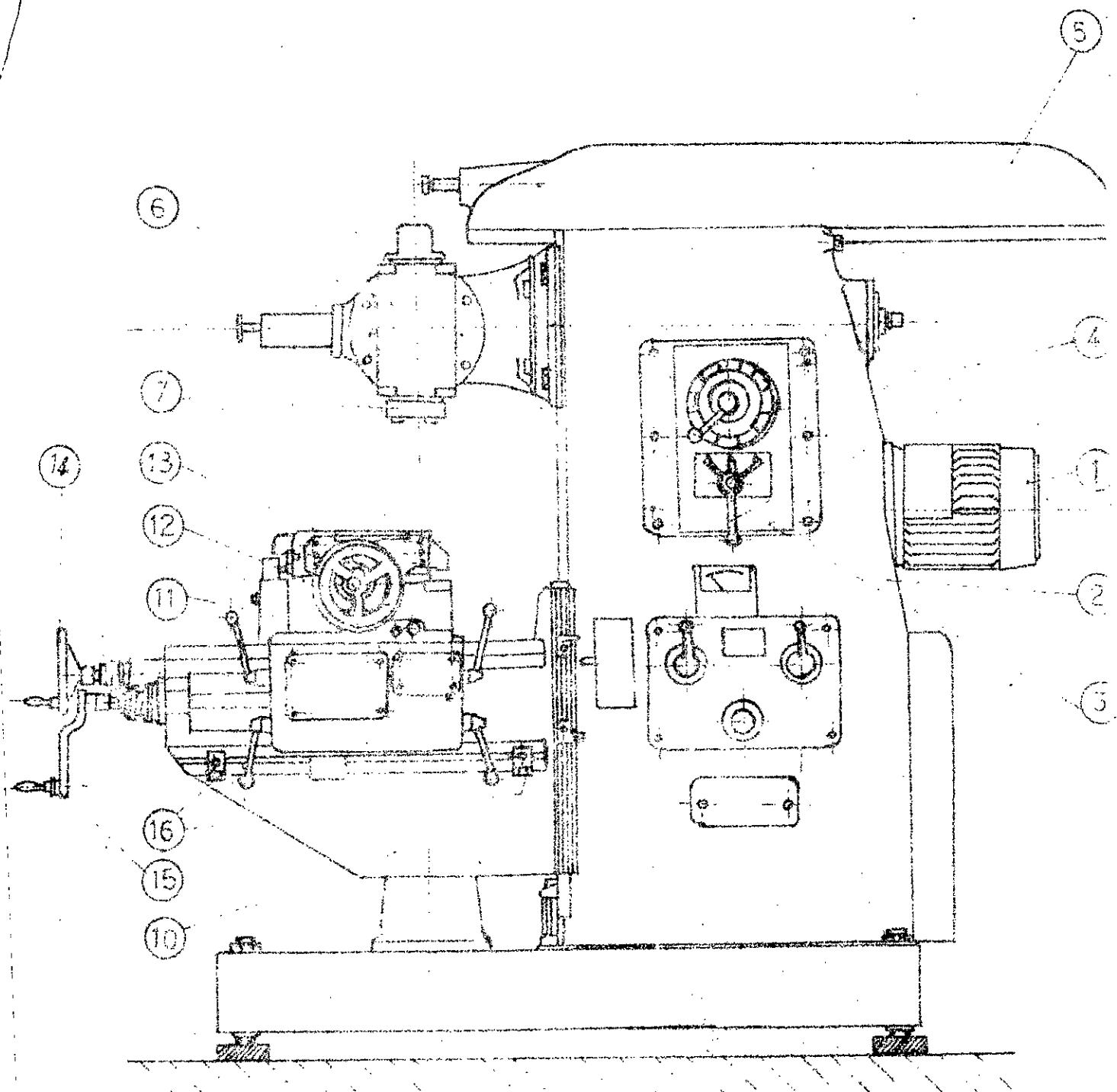


Fig. II.1 - Vue de profil de la fraiseuse  
TOS ALOMOUC FA3A U

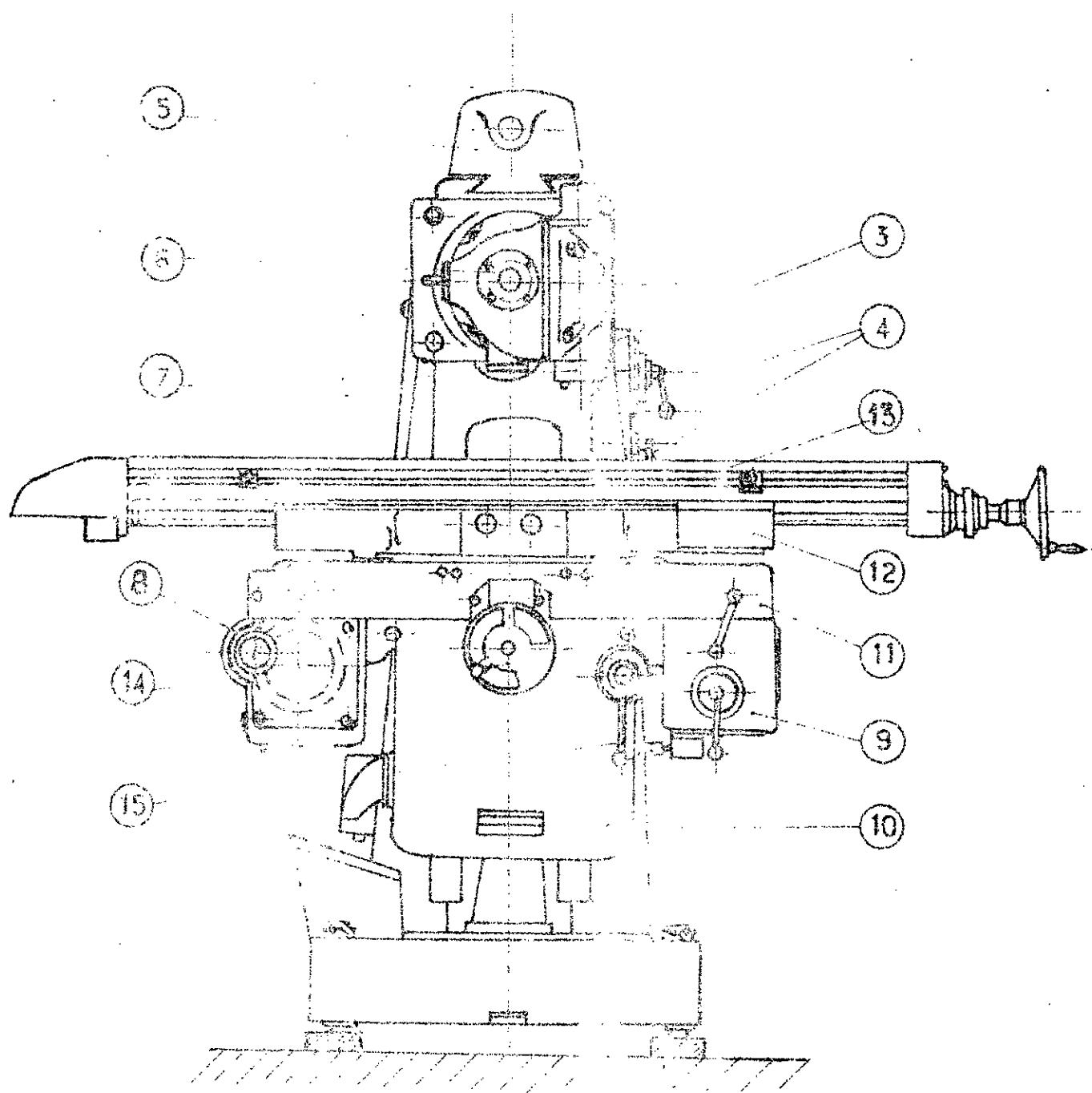


fig. II,2 - vue de face de la partie no. 25 ALMOCU FABAU

Le bâti est constitué par le socle de la machine et le montant. Coulé dans la fonte, il est neuf et très stable. Il contient le dispositif électrique, les réservoirs d'huile et les pompes d'arrosage et de graissage.

### II.1.3. Caractéristiques de la fraiseuse :

#### Encombrement :

— en surface	1815 x 1837 mm <sup>2</sup>
— en hauteur	1595 mm
Poids net approximatif	1850 kg

#### Table

— surface utile	300 x 1575 mm <sup>2</sup>
— course longitudinale	900 mm
— course transversale (chariot)	280 mm
— course verticale (console)	410 mm
— charge maximale admise sur la table.	250 kg
— distance maximale de la table à l'axe de la broche	425 mm
— table orientable de part et d'autre de	45°

#### Avances

— longitudinales et transversales	13 vitesses de 4 à 900 mm/mn
— verticales	13 vitesses de 4 à 250 mm/mn
— déplacements rapides longitudinal et transversal	2800 mm/mn
— déplacement rapide vertical	800 mm/mn

#### Broche

12 vitesses de 4,5 à 2000 tr/mn

#### Moteurs

— Puissance du moteur de commande de la broche	4 KW
— Puissance du moteur de commande des avances	1,1 KW
— Vitesse du moteur de commande de la broche	1435 tr/mn
— Vitesse du moteur de commande des avances	1400 tr/mn

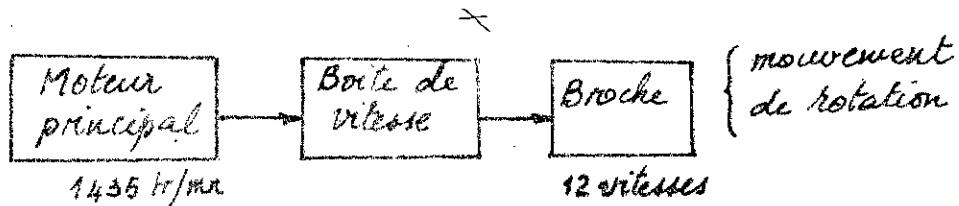
## II.2. ANALYSE CINÉMATIQUE

### II.2.1 Considérations générales:

L'étude cinématique est nécessaire à l'évaluation des fréquences espérées pour chaque élément. Elle permet de déterminer les mouvements des différents corps, leurs vitesses et leurs accélérations, de même que la transformation et la transmission de ces mouvements à d'autres corps ; abstraction faite des forces qui produisent les mouvements.

Généralement lors du fraiseage on utilise deux mouvements essentiels : un mouvement uniforme de rotation de la broche et un mouvement rectiligne uniforme de la table. Dans le cas de la fraiseuse FA 3 A U, ces deux mouvements sont complètement indépendants ; le premier va du moteur principal jusqu'à la broche, le deuxième est obtenu à partir du moteur des avances. Ces deux chaînes cinématiques peuvent être représentées comme ci-dessous :

- pour la broche :



- pour les avances :

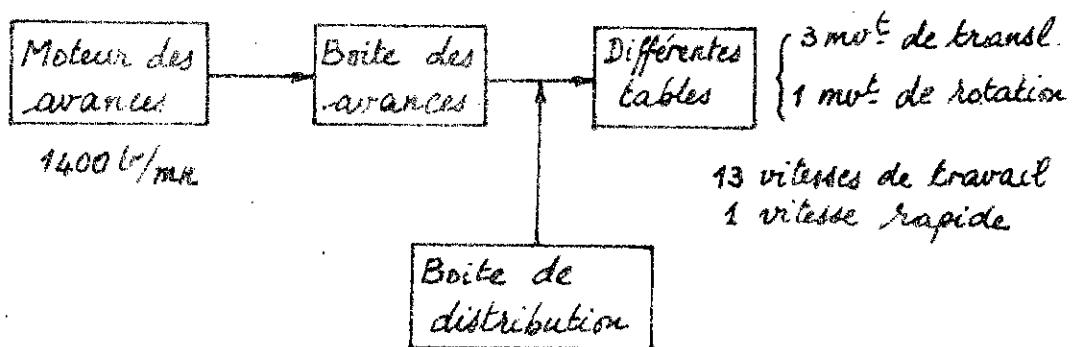


fig. II.3

Les deux chaînes cinématiques ne sont constituées pratiquement que de mécanismes de transmission de rotation à engrenages. Les différents mouvements de translation des tables sont obtenus par systèmes vis-écrou. D'autre part toutes les roues dentées cylindriques ou coniques sont à denture droite en développante de cercle à engrenement extérieur et de même module égal à 3 mm. Compte tenu de tout cela, notre étude se trouve beaucoup simplifiée.

Il y a lieu dans ce qui suit de déterminer les différents mouvements, leurs vitesses et les rapports de transmission entre les éléments. On s'occupe aussi à connaître le nombre de dents des différents engrenages ; ce qui nous permet d'évaluer les fréquences d'engrenement des dents.

### II.2.2. Chaîne cinématique moteur-broche :

Cette chaîne est représentée à la fig II.4. Elle est constituée principalement par la boîte de vitesse de la broche. Le mouvement est donné par le moteur principal M qui tourne à une vitesse constante de 1435 tr/mn. Le mouvement est communiqué à l'arbre I d'entrée de la boîte de vitesse par le pignon A qui engrené avec la roue ID. La boîte de vitesses est constituée de trois arbres, le quatrième étant la broche horizontale elle-même.

Les différentes vitesses sont obtenues par déplacements de baladeurs sur des arbres cannelés à l'aide des leviers de la boîte. L'un triple est monté sur l'arbre cannelé I, deux autres doubles et actionnés par deux fourches qui sont elles mêmes commandées par le même levier, se déplacent sur l'arbre cannelé III.

Les différentes positions nous permettent d'obtenir 12 vitesses :

$$3 \times 2 \times 2 = 12$$

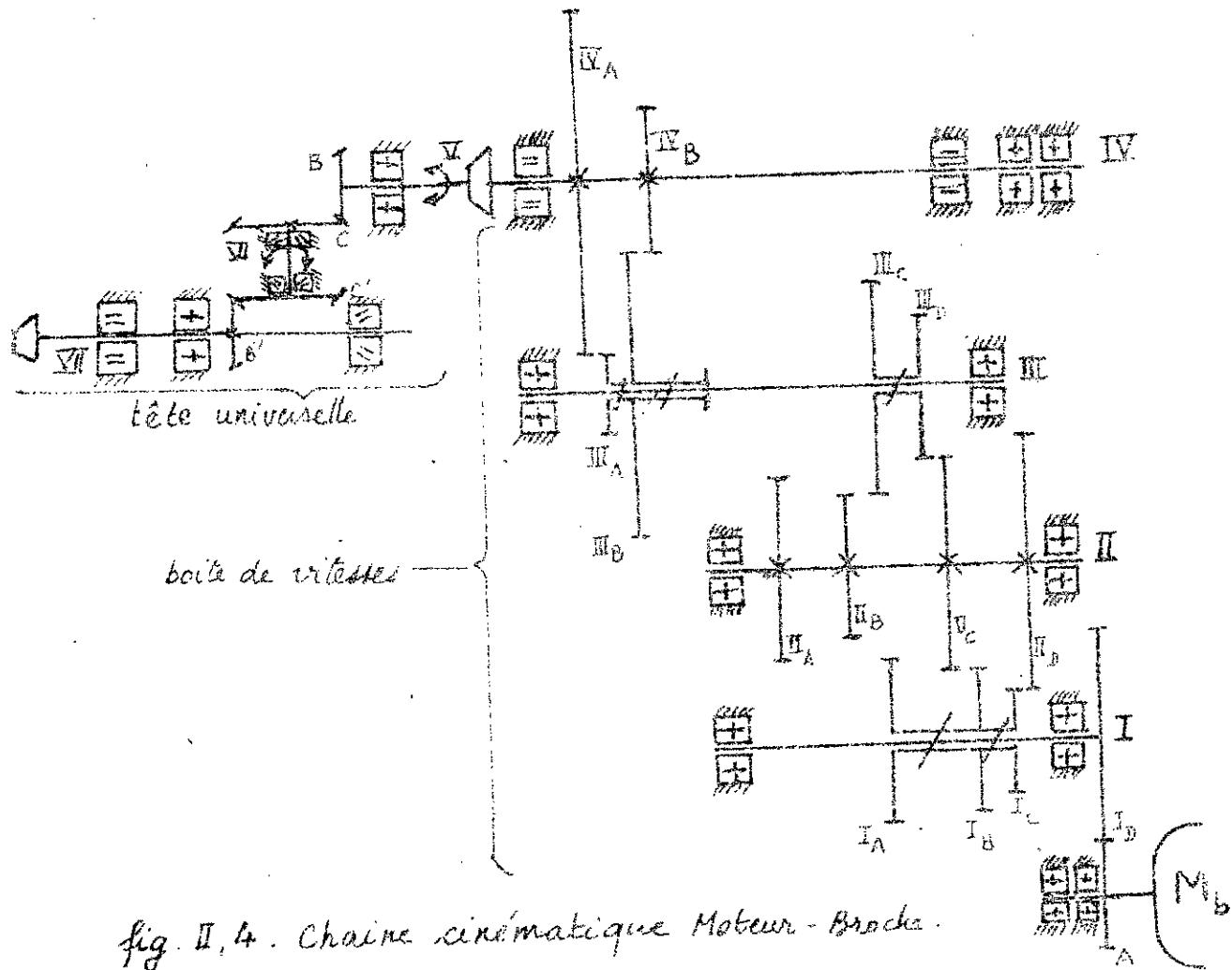


fig. II,4. Chaîne kinématique Moteur-Brocha.

Les différentes vitesses sont :

45 ; 63 ; 90 ; 125 ; 180 ; 250 ; 355 ; 500 ; 710 ; 1000 ; 1400 ; 2000 tr/mn

Elles ont une répartition en progression géométrique de raison :

$$q = 1,6$$

$n$  étant le nombre de vitesses égal à 12, l'étendue des vitesses est de :

$$D = q^{n-1} = 44$$

Le graphe des vitesses de la boîte est donné à la figure II.5. Les différents rapports de transmission qui y sont indiqués d'après le rapport du nombre de dents de la roue menée ( $z_2$ ) sur celui de la roue menante ( $z_1$ ) :  $i = \frac{z_2}{z_1}$

Les différentes valeurs obtenues sont données au tableau II.

## II.23. Chaîne cinématique des avances :

### II.23.1. Aperçu général :

Une représentation schématique de l'ensemble de cette chaîne est donnée à la figure II.6. Le mouvement est transmis du moteur des avances qui tourne à la vitesse constante de 1400 tr/mn à la boîte de vitesses des avances. De là, le mouvement est transmis à l'arbre (X) à partir duquel sont dérivés tous les mouvements de la table.

Lorsqu'on déplace la roue d'accouplement ( $\text{I}_{\text{B}}$ ) que porte un accouplement à griffes, à droite, le mouvement qui vient du moteur et a passé par : deux vis cylindriques, deux roues coniques, roue et vis sans fin et la boîte de vitesses des avances, est recueilli à partir d'une contre roue conique. Il est ensuite transmis à la roue ( $\text{I}_{\text{A}}$ ) dans la table.

Lorsqu'on déplace la roue d'accouplement à gauche, les avances de travail sont débrayées et le déplacement rapide est embrayé. Il est tiré de la vis sans fin par roue et contre roue. Pour éviter les à-coups de l'embrayage du déplacement rapide, un embrayage à disques est intercalé entre la roue et la contre roue d'embrayage.

Ces manœuvres sont exécutées à partir de la boîte de distribution à l'aide de leviers qui commandent des fourches de déplacement des roues. L'avance rapide est débrayée dès qu'on relâche le levier grâce à un ressort qui repousse la fourche.

Grâce à un mécanisme de lame plate et de fourches, par les différentes positions d'un levier de la boîte de distribution, on a les différentes directions des avances des tables en actionnant les accouplements à griffes ( $\text{ac}_1, \text{ac}_2, \text{ac}_3, \text{ac}_4$ ) dans un sens ou dans l'autre. Lorsque l'accouplement  $\text{ac}_1$  est branché à gauche, le mouvement est transmis par l'engrenage conique à la douille et à l'accouplement  $\text{ac}_2$ . Lorsqu'on branche cet accouplement à droite, le mouvement est transmis à la douille et par la suite à la vis grâce à un ressort.

qui s'engage dans une rainure longitudinale de la vis. Le mouvement de rotation fait que la vis est visée dans l'écrou  $\epsilon$ , qui est solidaire de la partie pivotante de la table. De ce fait, la vis reçoit un mouvement avançant qui est transmis par le palier droit à la table longitudinale périphérique.

Par des organes similaires on obtient les avances transversale et verticale. Si on branche l'accouplement  $\alpha_2$  à gauche, la roue dentée entre dans la contre roue ( $\bar{\gamma}_A$ ), et le mouvement est transmis à l'arbre ( $\bar{\gamma}_1$ ) et, par l'intermédiaire d'un engrenage à la roue destinée à la commande de la table pivotante.

La table de la fraiseuse est aussi équipée du mécanisme de commande par diviseur universel ou du dispositif de division pour crémaillère (DU). La commande est dérivée d'une roue dentée fixée à l'extrême gauche de la vis longitudinale.

Etant donné l'importance de la chaîne cinématique, on va se limiter à l'étude détaillée qui va suivre seulement à la chaîne : moteur - boîte d'avances - avance de travail longitudinale. Ceci est permis pour plusieurs raisons :

1. Dans le travail courant de fraisage, l'avance longitudinale est pratiquement la plus utilisée.
2. Le schéma cinématique nous renseigne qu'on a les mêmes dispositifs dans les avances transversale et verticale que pour l'avance longitudinale. A quelques approximations près on peut prévoir les résultats pour les différentes avances.
3. La table circulaire prévue pour des usinages spéciaux n'est généralement pas utilisée.
4. L'avance rapide n'étant pas utilisée pour l'usinage proprement dit, les vibrations qui se produisent pendant ce déplacement ne nous intéressent pas.

Pour toutes ces raisons, l'étude théorique, les mesures et le diagnostic ne seront faits que pour l'avance longitudinale.

### II.2.3.2. Boîte des avances :

A partir de la vitesse de rotation constante de 1400 tr/mn du moteur, elle nous permet d'obtenir 13 vitesses d'avance de la table :

14; 20; 28; 40; 56; 80; 112; 160; 224; 315; 450; 630; 900 mm/mn.

La disposition des arbres de la boîte des avances proprement dite est donnée à la figure II,7. Une coupe schématique développée est donnée à la figure II,8. Pour plus de clarté, les divers arbres sont marqués de chiffres romains.

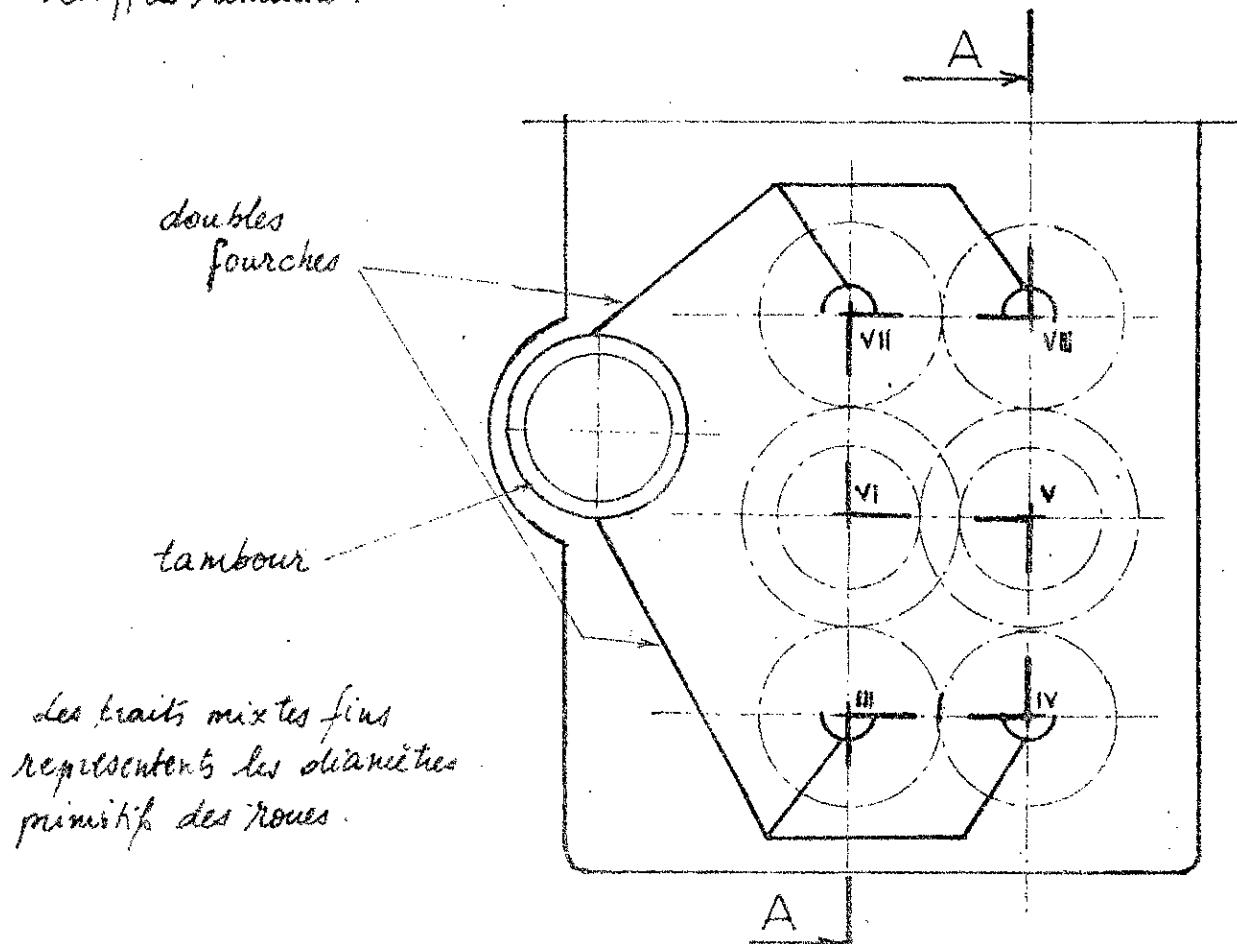


fig II,7. Coupe transversale de la boîte des avances.

Les éléments qui se situent avant l'entrée de la boîte de vitesse sont représentés à la fig II,8. La commande assurée par le moteur électrique est transmise par l'intermédiaire de deux roues cylindriques, deux roues coniques, la vis sans fin et ensuite la roue à vis sans fin. Celle-ci est fixée à l'arbre cannelé III, sur lequel est montée la roue III<sub>A</sub> engrenant

A-A

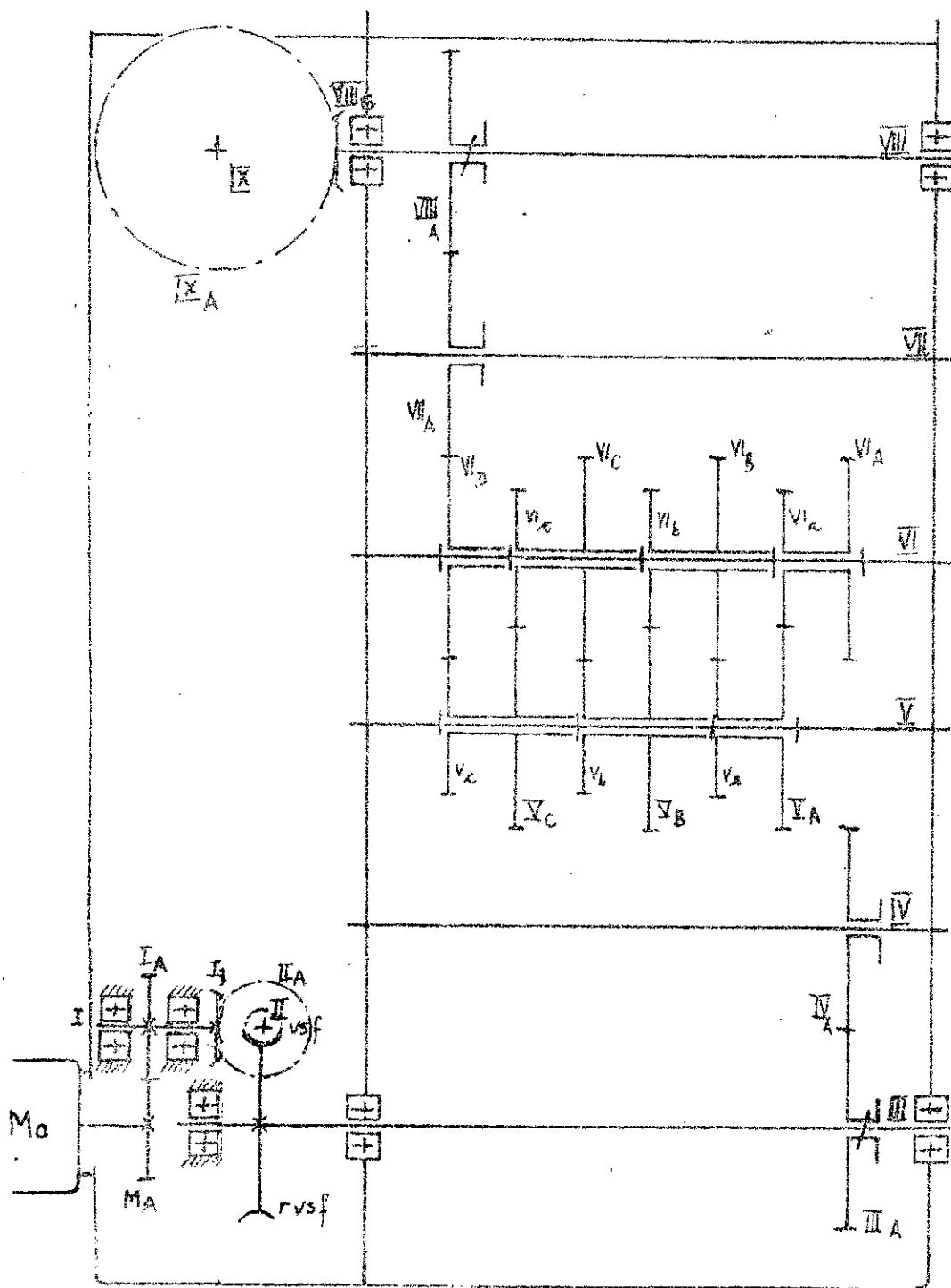


fig II.8 - Coupe développée de la boîte de vitesse des avances.

continuellement avec la roue IV<sub>A</sub>. Ces deux roues sont déplacées simultanément à une double fourche commune. Par une autre fourche semblable est en même temps déplacée une autre paire de roues dentées égales sur les arbres V et VIII. Le mouvement des deux fourches de manœuvre est dérivé du lambour à cannes, dont la commande se fait par le levier de changement de vitesse.

Dans la position de la fig II,8, la roue III<sub>B</sub> engrené avec la roue à double disque extérieure VII<sub>A</sub> sur l'arbre VI. Cette roue à double disque, engrené par son petit diamètre VII<sub>A</sub> avec le grand diamètre d'une roue à double disque sur l'arbre V et celle-ci se répète jusqu'à la dernière roue IV<sub>A</sub>. De là, le mouvement est transmis à la roue VII<sub>A</sub> sur l'arbre VI et à la roue VIII<sub>A</sub> sur l'arbre VIII. Il faut remarquer que seuls les deux arbres annelés III et VIII sont animés de rotation, les autres sont fixes. Avec cette transmission de mouvement, la roue conique VIII<sub>B</sub>, présente la vitesse la plus réduite. Le mouvement de celle-ci est transmis à la contre roue IV<sub>A</sub> qui accouplée à la roue d'accouplement IX<sub>A</sub> transmet son mouvement à la table par l'intermédiaire de celle-ci.

Le changement des avances de travail est obtenu par le déplacement des roues sur les arbres III, IV, VII et VIII. La représentation graphique des vitesses est donnée à la figure II,9. Comme les lignes horizontales représentent un changement de vitesse et que dans notre cas, les arbres III, V et VII sont fixes et les roues y sont montées libres, on a indiqué pour les lignes horizontales les roues et non les arbres. Pour III et VII, arbres et roues ont les mêmes vitesses; on peut indiquer alors indifféremment la roue ou l'arbre.

On détermine le nombre de dents de chaque roue; et on détermine les rapports de transmission d'après les rapports de nombres de dents des roues. Les résultats sont donnés au tableau II,2.

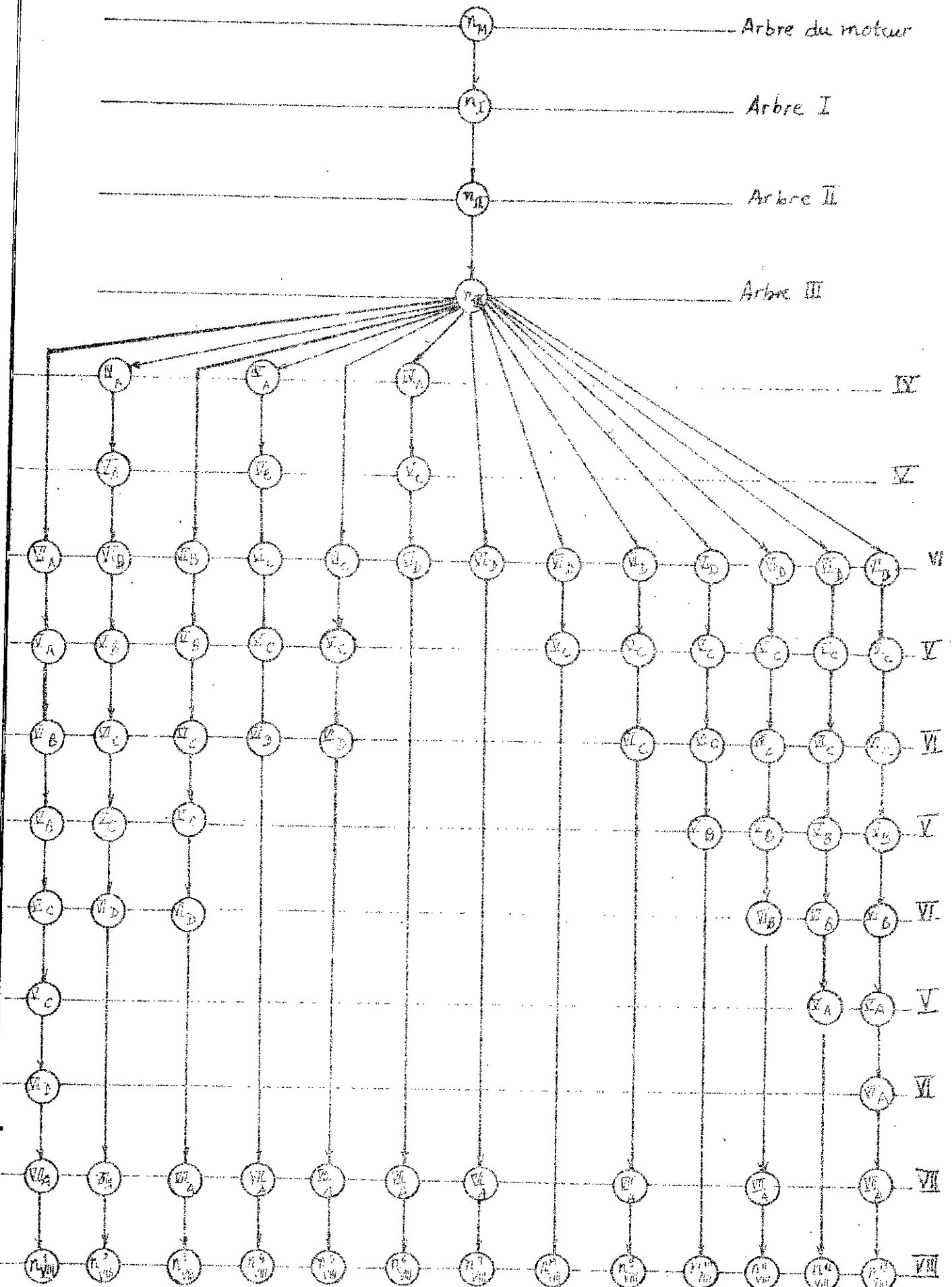


fig II.9 - Graph des intêts de la boîte des avances.

Tableau II, 2 :

Roues	$I_A$	$I_B$	$II_A$	$V_{sf}$	$r_{Vsf}$	$III_A$	$IV_A$	$III_A$	$VI_A$	$IV_A$	$VI_A$
Z	26	26	19	30	4	28	20	20	20	22	20
i	1	1	1,6		7		1		1,1	1,1	

Roues	$V_A$	$VI_A$	$V_A$	$VI_B$	$V_A$	$VI_B$	$V_A$	$VI_A$	$V_A$	$VI_A$	$V_A$
Z	22	17	17	22	17	22	22	17	22	20	22
i	1,29	0,77	0,77		1,29		0,9		0,9	1	

Il faut remarquer que :

- les roues  $III_A$ ,  $IV_A$ ,  $V_A$  et  $VIII_A$  ont même nombre de dents égal à 20
- les petits disques des roues montées sur  $V$  et  $VI$  ont 17 dents chacun
- les grands disques des roues montées sur  $V$  et  $VI$  ont 22 dents chacun.

Pour expliciter la fig II, 3, si on considère la boîte de vitesses proprement dite ; de l'arbre  $II$  à l'arbre  $VIII$ , on a les 13 combinaisons suivantes :

- combinaison	$i_{II, VIII}$
1. $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,20$
2. $III, IV, V, VI, V, VI, VII, III, VIII$	$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,26$
3. $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,34$
4. $III, IV, V, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,45$
5. $III, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,58$
6. $III, IV, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,76$
7. $III, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,99$
8. $III, VI, V, VII$	$1,1 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 1,27$
9. $III, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,64$
10. $III, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 2,12$
11. $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 \cdot 1 = 2,74$
12. $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 3,53$
13. $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$	$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 4,56$

Tableau II, 2 :

Roues	$M_A$	$I_A$	$I_B$	$II_A$	$V_{sf}$	$IV_{sf}$	$III_A$	$IV_A$	$III_A$	$VI_A$	$IV_A$	$V_A$
2	26	26	19	30	4	28	20	20	20	22	20	22
i	1		1,6		7		1		1,1		1,1	

Roues	$V_A$	$VI_A$	$V_A$	$VI_B$	$VI_A$	$V_A$	$VI_B$	$V_A$	$V_A$	$VI_A$	$VI_A$	$V_A$
2	22	17	17	22	18	22	22	17	22	20	22	20
i	1,29	0,77	0,77		1,29		0,9		0,9		1	

Il faut remarquer que

- les roues  $III_A$ ,  $IV_A$ ,  $VI_A$  et  $VIII_A$  ont même nombre de dents égal à 20
- les petits disques des roues montées sur  $\bar{I}$  et  $\bar{II}$  ont 17 dents chacun
- les grands disques des roues montées sur  $\bar{II}$  et  $\bar{III}$  ont 22 dents chacun.

Pour expliciter la fig II, 3, si on considère la boîte de vitesses proprement dite ; de l'arbre  $\bar{III}$  à l'arbre  $\bar{VIII}$ , on a les 13 combinaisons suivantes :

#### Combinaisons

1.  $III, VI, V, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$
2.  $III, V, V, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$
3.  $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$
4.  $III, IV, V, VI, V, VI, VII, VIII$
5.  $III, VI, V, VI, VII, VIII$
6.  $III, IV, V, VI, VII, VIII$
7.  $III, VII, VII, VIII$
8.  $III, VI, V, VII$
9.  $III, VI, V, VI, VII, VIII$
10.  $III, VI, V, VI, V, VII$
11.  $III, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$
12.  $III, VII, V, VI, V, VI, VII, VIII$
13.  $III, IV, V, VI, V, VI, V, VI, VII, VIII$

$i_{III, VIII}$
$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,20$
$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,26$
$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,34$
$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,45$
$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,58$
$1,1 \cdot 0,77 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,76$
$1,1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,99$
$1,1 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 1,27$
$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,64$
$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 2,12$
$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 \cdot 1 = 2,74$
$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 3,53$
$1,1 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 1,29 \cdot 0,9 = 4,56$

L'étendue de la gamme de vitesses est de :

$$D = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{4,56}{0,20} = 22,8$$

Les vitesses sont en progression géométrique de raison :

$$q = D^{\frac{1}{n-1}} = 22^{\frac{1}{13-1}} = 1,29 \text{ , } n \text{ étant le nombre de vitesses .}$$

### II.2.3.3. Transmission du mouvement jusqu'à la table :

Le schéma de la transmission du mouvement est donné à la fig II,6. La roue conique VII B communique son mouvement à la contre-roue IX C. Par la roue d'accouplement IX B déplacée à gauche, ce mouvement est transmis à la roue X A de la table qui entraîne l'arbre I. Lorsque l'accouplement ac<sub>1</sub> est déplacé à gauche, la rotation de l'arbre I est donnée à la roue conique II B qui a le même mouvement que la roue conique VII B. Cette dernière engrené avec la contre-roue VI A qui entraîne en rotation la vis à filet trapézoïdal V<sub>1</sub>. Cette vis a aussi un mouvement coulissant grâce à l'écreve e<sub>1</sub> qui est fixé dans la partie fixe de la table. Le pas de la vis est de 6 mm ; pour un tour de la vis, la table avance de 6 mm.

Dans le tableau ci après sont indiqués les nombres de dents des différentes roues avec les rapports de transmission correspondants :

Roues	VII B	IX C	IX B	X A	X <sub>B</sub>	XIA	XIB	V <sub>1</sub> A
I	13	30	27	27	21	18	45	24
i	1,13	1			0,85		1,6	

## II.3. ANALYSE DYNAMIQUE :

### II.3.1. Introduction :

L'étude dynamique d'un mécanisme est l'étude des différentes forces et charges dynamiques qui apparaissent au cours du mouvement ainsi que des oscillations des corps. Dans le cadre de notre travail, on est intéressé aux efforts variables qui se manifestent lors du fonctionnement et qui sont sources de vibrations.

L'origine de ces efforts est très diverse. C'est pour cette raison qu'on se limite seulement aux éléments qui génèrent les vibrations de plus grande énergie et qu'on retrouve dans la fraiseuse en question. Ainsi on n'abordera pas le problème de l'oscillation des différents ressorts, jeux, barbotage des roues dentées dans l'huile de graissage, etc. Les éléments principaux qu'on étudiera seront :

- (le déséquilibrage des masses tournantes);
- les engrenages ;
- les roulements ;
- la non-colinéarité ;
- le foulement .

Ces éléments sont les sources les plus probable d'apparition des vibrations, et qu'on espère pouvoir mesurer.

### II.3.2. Charges dynamiques des éléments en rotation :

#### II.3.2.1. Position du problème :

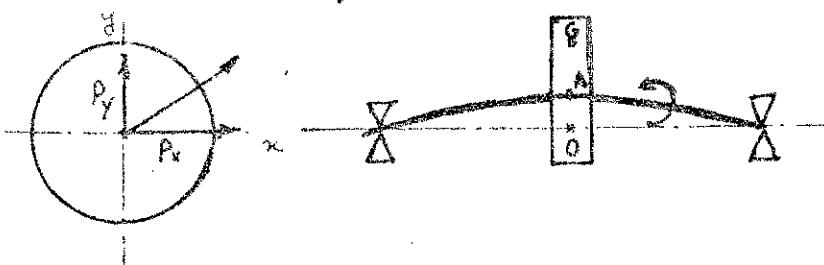
Une pièce même bien conçue du point de vue de l'équilibre, peut présenter toutefois un certain balourd ; en raison de l'hétérogénéité de la matière d'œuvre, de la précision d'usinage insuffisante, etc. En particulier pour un arbre, lorsqu'il est assez long, il a toujours une certaine flèche due à la pesanteur. De plus dans notre cas, presque tous les arbres

que comportent la fraiseuse ont des rainures pour clavettes, percages pour le graissage, cannelures, ou autres ; ce qui fait qu'il y a apparition d'un moment de flexion qui dépendra de l'angle de rotation de l'arbre.

[Ces balourds sont la source de charges dynamiques qui apparaissent dans les pièces en rotation ayant une vitesse angulaire élevée, à cause de la forces d'inertie]. La flexion qui s'ensuit est capable d'altérer le fonctionnement des organes d'appui et perturber l'interaction correcte des pièces conjuguées.

Rappelons qu'un balourd statique est caractérisé par le fait que le centre de gravité n'est pas situé sur l'axe de rotation et qu'un balourd dynamique a son axe d'inertie différent de l'axe de rotation.

Etudions le cas d'un disque de masse  $m$  fixé à un arbre tournant sur deux paliers rigides. En général le centre de gravité du disque est déplacé de la valeur  $e$  par rapport à l'axe géométrique de rotation. Lors de la rotation uniforme  $\omega$  de l'arbre avec le disque, l'arbre subit une déflexion sous l'effet d'une force centrifuge  $P_i = -m\omega^2 e$ . Ainsi on peut avoir le cas de la figure II.10 :



G. centre de gravité  
A. centre géométrique  
 $AG = e$ . excentricité  
 $OA = r$ . déflexion de l'arbre

fig II.10

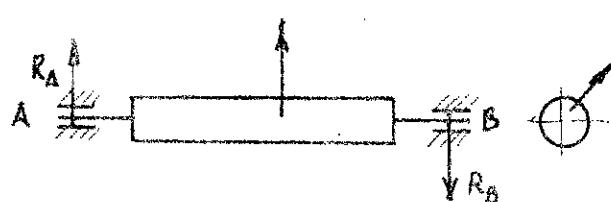
Les composantes de cette force sur les axes ( $x$ ) et ( $y$ ), changent d'après les lois des oscillations harmoniques :

$$P_x = P \cos \alpha = -m\omega^2 e \cos \alpha ;$$

$$P_y = P \sin \alpha = -m\omega^2 e \sin \alpha .$$

Ainsi la force d'inertie provoque des oscillations harmoniques supplémentaires du rotor du mécanisme.

En outre la force d'inertie  $P_i$  et le moment d'inertie  $M_{P_i}$  produisent des réactions supplémentaires dans les paliers qui sont aussi harmoniques, selon la fig II, 11 :



$$M_{P_i} = P_i \cdot l = m \omega^2 l e$$

fig II, 11

### II.3.2.2. Vitesse critique des arbres :

Les arbres peuvent se rompre lorsque il y a apparition de résonance, qui correspond à un accroissement brusque des amplitudes latérales. La résonance survient lorsque la vitesse atteint une valeur critique à laquelle la fréquence des variations des efforts extérieurs se confond avec celle des vibrations propres du système constitué par l'arbre et les pièces qu'il porte. Le phénomène de la résonance peut également apparaître lorsque la fréquence de variation des forces extérieures est un multiple de celle des vibrations propres du système (voir [4]).

En effet considérons l'exemple de la figure II, 10. Si on néglige la gravité et les frottements du système tournant à vitesse constante  $\omega$ , seules deux forces agissent sur l'arbre :

1) la force élastique de rappel de l'arbre qui tend à le redresser, qui dépend de la raideur de l'arbre et est proportionnelle à la déflection conformément aux lois de l'élasticité linéaire :

$$f_e = k r , \text{ dirigée vers le centre } O$$

avec  $k$  : coefficient de raideur, il dépend de la constitution des paliers ;

2) la force centrifuge agissant sur le point G décrivant le cercle et dirigée vers l'extérieur :

$$f_2 = m\omega^2(r + e)$$

Le système est en équilibre si  $f_1 = f_2$ , soit :

$$k_e = m\omega^2 r + m\omega^2 e$$

c'est à dire :

$$r = e \frac{\omega^2}{\frac{k}{m} - \omega^2} = e \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (1)$$

avec  $\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}}$  pulsation propre de l'arbre.

A partir de (1) on trace  $r(\omega)$  pour  $e = cte$ .

Avec l'augmentation de la vitesse angulaire  $\omega$ , la valeur de  $r$  croît. Lorsque  $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , on a  $r \rightarrow \infty$ ; c'est à dire qu'une telle vitesse angulaire peut entraîner la rupture de l'arbre.

La vitesse angulaire, à l'approche de laquelle la flèche augmente d'une façon illimitée, s'appelle vitesse critique. Par conséquent :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

La vitesse critique en nombre de tours par minute est :

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

L'approche de la vitesse critique se manifeste par une forte vibration de l'arbre et de toute la machine. Un nombre de tours compris entre 1,1  $n_c$  et 1,3  $n_c$  est à proscrire, le fonctionnement de longue durée à ce régime rendant la rupture de l'arbre inévitable [6]. Les résistances variées qui accompagnent les vibrations (frottement intérieur, frottement dans les paliers, influence du milieu extérieur) font que la rupture ne produit pas instantanément.

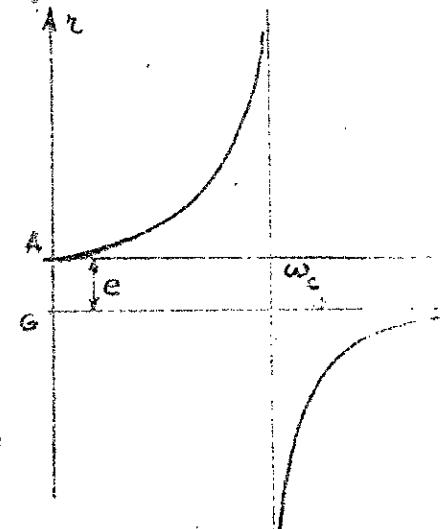


fig II.12.

Lorsque  $\omega \rightarrow \infty$ ,  $r \rightarrow e$ , c'est à dire il se produit le phénomène d'autostabilisation de l'arbre ( $O$  et  $G$  confondus). Il faut que le passage par la zone des vitesses critiques soit rapide.

Lorsque  $\omega = 0$ ,  $r = 0$ ,  $O$  et  $A$  sont confondus.

### II.3.2.3. Cas des paliers flexibles :

Dans ce qui précède, les paliers étaient supposés rigides. Pour les paliers flexibles, et dont la flexibilité est la même dans toutes les directions, la raideur  $k$  est plus petite que pour les paliers rigides ; ce qui diminue la vitesse critique.

Pour les grosses machines (ce qui n'est pas notre cas), la flexibilité dans le sens horizontal est plus grande (cad  $k$  est plus petit) que dans le sens vertical. Le calcul précédent doit tenir compte de la composante critique (m $\omega^2 e \sin \omega t$ ) et horizontale (m $\omega^2 e \cos \omega t$ ). Comme les coefficients  $k_h$  et  $k_v$  des deux équations sont différents, on a :

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{dt^2} + k_h x = m\omega^2 e \cos \omega t \\ m \frac{d^2y}{dt^2} + k_v y = m\omega^2 e \sin \omega t \end{cases}$$

À la vitesse  $\omega_1 = \sqrt{\frac{k_h}{m}}$  (résonance horizontale), l'amplitude du mouvement vertical est faible, à la vitesse  $\omega_2 = \sqrt{\frac{k_v}{m}}$  (deuxième résonance), l'amplitude du mouvement horizontal est faible à son tour. Selon la figure en contre.

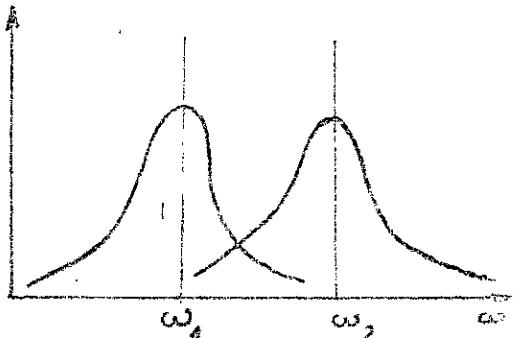


fig II. 13

Il faut remarquer que  $k_h$  et  $k_v$  sont différents, ce qui est le cas réel. La flexibilité est due aux roulements. On peut observer la même chose pour les paliers fixes.

Le centre A du disque ne décrit plus un cercle dans ce cas mais une ellipse. Donc deux vitesses critiques pour le même arbre.

### 3.4. Equilibrage des masses tournantes :

Pour un fonctionnement correct et une durée de vie raisonnable d'une machine tournante, il est nécessaire d'éliminer dans la mesure du possible les vibrations même de faibles amplitudes.

Le problème de l'équilibrage revient à compenser les forces dues aux excentricités après avoir déterminé avec précision leurs valeurs et leurs positions radiales à l'aide des réactions sur les paliers.

Le danger de la résonance peut aussi être écarté par l'utilisation d'arbres rigides résistant bien à la déformation de flexion et ayant des fréquences de vibrations propres élevées.

Dans la fraiseuse étudiée, les arbres sont considérés longs et flexibles et on s'attend à l'apparition de vibrations générées par ces arbres.

### 3.3. Les engrenages :

Dans tout mécanisme, les engrenages sont une des plus importantes causes des vibrations et des bruits. Dans le cas des machines-outils ils constituent plus de 80 % de l'ensemble des pièces. On remarque pour la fraiseuse étudiée que tous les engrenages sont en développante de grande à denture droite, malgré qu'ils provoquent plus de vibrations : ont un fonctionnement moins régulier que les engrenages hélicoïdaux. Cette construction est dictée par la nécessité d'assurer facilement l'emboîtement des différents couples de roues dentées sous les bortes de vitesses et les accouplements des avances. Seules les quatre roues coniques de la tête universelle ont une denture hélicoïdale. Dans les engrenages, deux causes principales peuvent être distinguées

pour expliquer les vibrations et bruits :

- charge non uniforme pendant le processus de transmission de la charge ;
- erreurs cycliques du pas et du profil des dents.

#### II.3.3.1. Processus de transmission de la charge :

Dans les engrenages à denture droite, l'engrenement s'effectue sur toute la longueur des dents à la fois. Pour que la transmission soit continue, l'attaque d'un couple de dents doit se produire avant la fin de prise du couple précédent ; ce qui est réalisé si le coefficient de conduite  $E > 1$ . Il en résulte que la charge  $F_n$  est transmise pendant un certain temps par deux couples de dents suivant deux lignes de contact. Si le pas primitif et le profil des dents sont exécutés avec précision, la distribution de la charge normale  $F_n$  entre les couples de dents en prise simultanée est proportionnelle à la rigidité de ces couples. Cette rigidité qui est inversement proportionnelle aux déformations de compression, de cisaillement et de flexion des dents, dépend de la position du point de contact sur le profil de la dent, de sa forme, du matériau de la roue, etc. Ainsi pendant l'engrenement les charges  $F_{n_1}$  et  $F_{n_2}$  agissant sur le premier et le deuxième couples de dents en prise, varient par suite de la modification continue des rigidités  $R_1$  et  $R_2$  des deux couples (Voir épure de la charge, fig II.14).

L'engrenage à denture droite est donc caractérisé par l'application et la suppression simultanées de la charge sur toute la longueur des dents à la fois.

Dans le cas de denture hélicoïdale, et qui on retrouve au niveau de la tête universelle, le contact s'établit à une extrémité et gagne progressivement toute la longueur de la dent. On a donc à la fois un

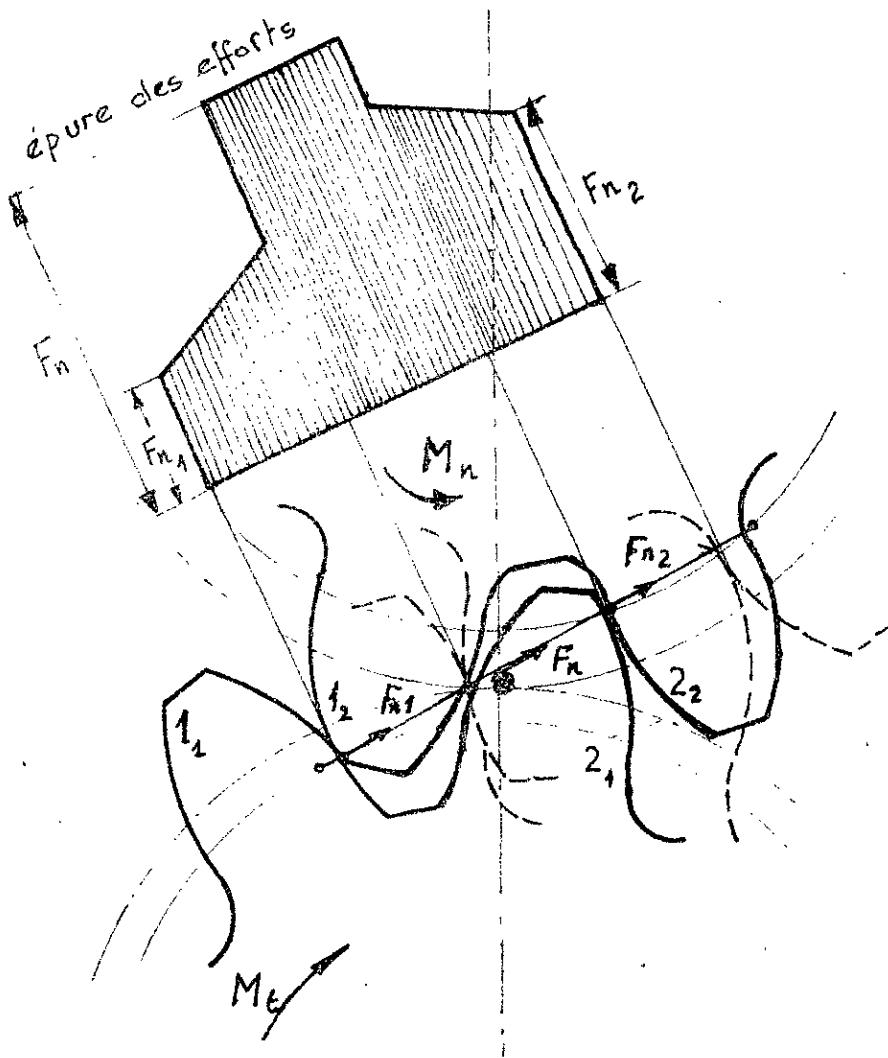


fig II, 14.

conduite plus longue à cause du recouvrement et un contact progressif, ce qui est favorable à un fonctionnement sans chocs et donc sans bruit de la transmission. Ceci n'est obtenu que si la denture a été taillée avec une grande précision; sinon la totalité de la charge à transmettre pourrait se trouver supportée par le coin de la face par lequel s'établit le contact. Pour éviter ce problème, les extrémités des dents des roues sont taillées. Mais d'autre part l'inclinaison de la denture est cause de l'existence d'une composante axiale de l'effort normal aux surfaces de contact.

Pour l'enroulement à roue et vis sans fin, qu'on retrouve au niveau de la boîte des avances, le processus de transmission de la charge peut être considéré résultant non seulement d'un mouvement de rotation de la vis, mais aussi produit par l'enroulement de la roue avec l'ensemble des

cinémaillères (obtenues selon une coupe longitudinale de la vis) animées d'un mouvement de translation. La rotation ainsi transmise est très régulière. Ainsi le couple roue-vis sans fin a un fonctionnement plus doux qu'un engrenage ordinaire et a ainsi des charges dynamiques beaucoup plus petites.

#### 6.3.3.2 - Erreurs cycliques d'engrenement :

Le manque de précision d'un engrenage conditionné par l'imprécision de l'outil et de la machine de fabrication se traduit par le fonctionnement inégal de la transmission. Bien que le rapport de transmission à l'ensemble complet soit une valeur constante, ses valeurs instantanées se distinguent de la valeur requise. Il en résulte que la rotation de la roue menée est inégale, même lorsque la vitesse de la roue menante est constante. Les accélérations angulaires engendrées dans ce cas font que la prise des dents se produit par à-coups. Ceci est un facteur qui produit des charges dynamiques supplémentaires sur les dents, dont l'apparition provoque des bruits et des vibrations de la transmission et réduit la capacité des roues à transmettre la charge utile.

Le fonctionnement d'un engrenage produit deux types de chocs : choc de sommet et choc de milieu de la dent. Le choc de sommet se produit quand le sommet de la dent de la roue menée  $B_2$  entre prématièrement en contact avec la racine de la dent de la roue menante  $B_1$  (fig II.15 a). Dans ces conditions le contact ne se produit pas suivant la ligne d'engrenement, et comme le rapport correct des vitesses angulaires se trouve compromis : la vitesse de la roue 2 augmente ; une charge dynamique qui accélère le mouvement de la roue 2 apparaît.

Le choc du milieu de la dent se produit (fig II.15, b) par suite du jeu instant entre deux dents avec le contact de la dent  $A_1$  en dehors de la ligne d'engrenement qui fait que la roue menée 2 diminuera de vitesse

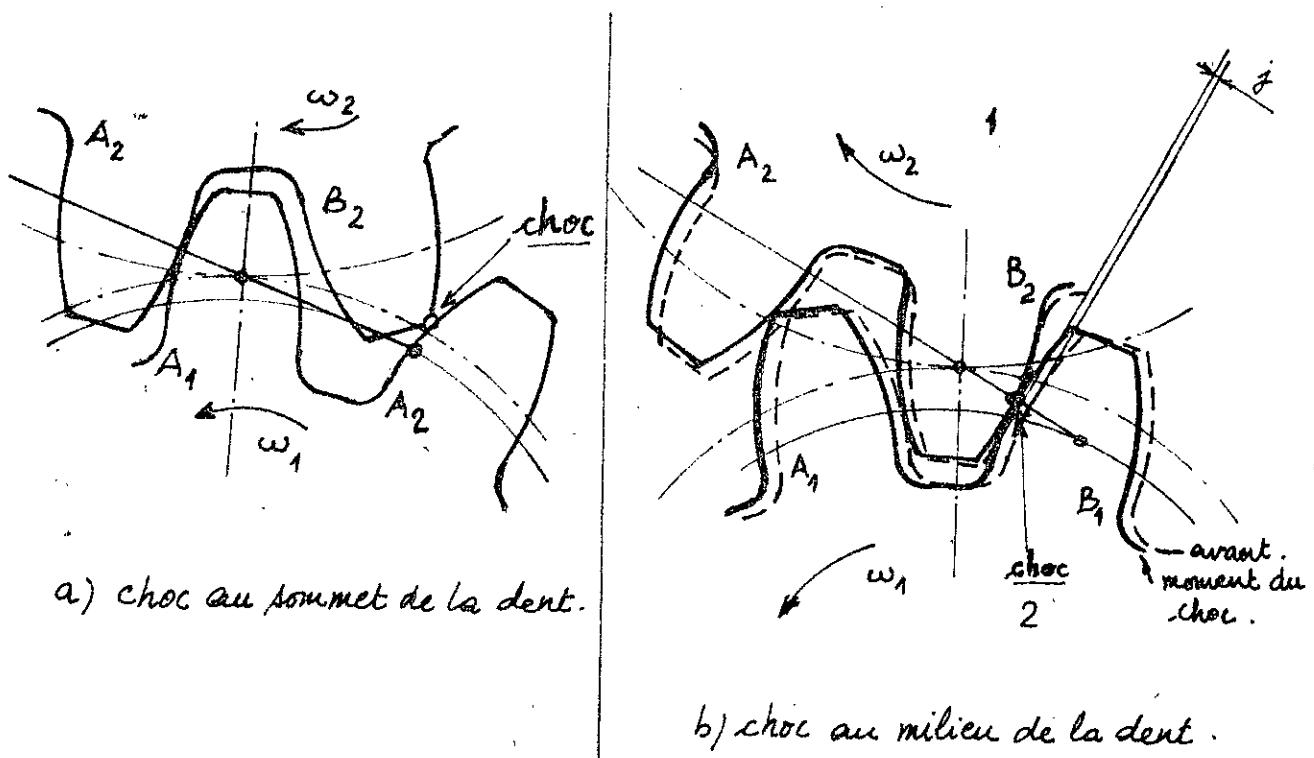


fig II, 15.

jusqu'à ce que le jeu  $j$  devienne nul et que les dents  $B_1$  et  $B_2$  entrent en contact. Au moment où les dents entrent en contact, il se produit un choc dû à la différence des vitesses ( $v_2 < v_1$ ).

Les charges dynamiques sont d'autant plus grandes que les engrenages sont moins précis, la vitesse et les masses liées aux arbres de la transmission plus grandes. Ainsi plus la vitesse périphérique des engrenages est grande, plus la précision d'une transmission doit être élevée.

#### II.3.4. Les roulements :

Ce sont des organes très importants par leur nombre et leur nécessité ; ils se situent à différents niveaux de la chaîne cinématique et on en trouve au moins deux pour chaque arbre en rotation (Voir tableau II, 3). Ils sont sources d'un grand nombre de vibrations à différentes fréquences selon le nombre et les dimensions de leurs éléments constitutifs.

Pour un roulement chargé radialement, le roulement, bille, ou aiguille

Mécanisme	Géométrie de roulement	Dimensions	N° d'éléments roulants	Emplacement (Arbre)	Nombre
Boîte de vitesse de la broche	à billes à 1 rangée	35/62 x 14	14	arbre Moteur	2
		30/62 x 16	9	I	1
		25/62 x 17	7	I, II, II	3
Montant	à billes à 1 rangée	35/72 x 17	9	III	1
		" " " " 35/80 x 21	8	III	1
Broche horizontale	à rouleaux à 1 rangée	50/90 x 20	15	à l'arrière	1
	" " 2 rangées	75/115 x 30	26	à l'avant	1
	butée simple	60/85 x 17	20	à l'arrière	2
Tête universelle	à billes à 1 rangée	55/420 x 29	10	V	1
	à rouleaux coniques	40/80 x 24,78	14	VI, VII, VII	3
	à billes à 1 rangée	70/425 x 24	8	VII	1
	à rouleaux à 2 rangées	75/115 x 30	26	VII	1
Boîte des avances	à billes à 1 rangée	17/35 x 10	9	I	1
	" " " " "	20/42 x 12	8	I	1
	" " " " "	25/47 x 12	7	III, IV, V, VI, VII, VIII, IX	6
	" " " " "	47/40 x 12	8	III	1
	" " " " "	20/47 x 14	8	IX, X, II, II	4
Table (longitudinale)	à billes à 1 rangée	25/52 x 15	9	VIS V,	1
	" " " " "	35/72 x 17	9	XI, XII	2
	butée simple	25/52 x 18	11	VIS V,	2

Tableau II, 3 - Roulements utilisés dans les fraiseuses. Les roulements des autres éléments de la machine ne sont pas indiqués parce qu'ils n'entrent pas dans le fonctionnement aux conditions des mesures).

passant par la zone chargée, subit la contrainte de compression, se déplace dans la zone non chargée et se décharge. Ainsi les sollicitations des pièces de roulements ont une allure cyclique. A égalité de conditions, la périodicité est déterminée par l'une des bagues en rotation, intérieure ou extérieure.

Pour un roulement quelconque, tel que celui qui est représenté à la figure ci-dessous,

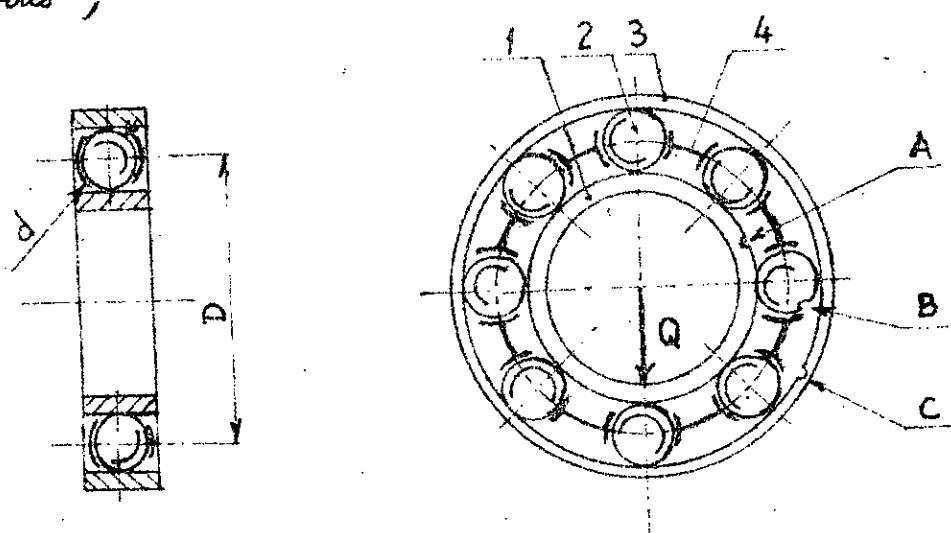


fig II, 16 - 1 : bague intérieure ; 2 : bille (ou rouleau) ;  
3 : bague extérieure ; 4 : cage ;  
A, B, C : défaut ou usure.

on peut prévoir que selon les éléments qui le composent, on peut déterminer différentes fréquences. En prenant le cas général d'un roulement à contact oblique (ayant un angle  $\alpha$  avec la direction radiale), ayant une fréquence relative de rotation entre les deux bagues égale à  $f_r$ , on a :

- fréquence de rotation de la cage :

$$f_c = f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right); \quad (1)$$

- fréquence de rotation d'une bille :

$$f_b = f_r \frac{D}{d} \left|1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha\right)^2\right|; \quad (2)$$

- fréquence d'impact en un point donné de la bague extérieure :

$$f_e = n f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right); \quad (3)$$

- fréquence d'impact en un point donné de la bague intérieure :

$$f_i = n f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (4)$$

Dans le cas réel de la fraiseuse, tous les roulements sont à contact radial, et la bague extérieure est toujours fixe, alors que la bague intérieure a la vitesse de l'arbre sur lequel elle est montée ; on a donc  $f_r = \frac{f}{2}$ ,  $f$  étant la fréquence de rotation de l'arbre et  $\cos \alpha = 1$ .

D'autre part dans le cas considéré, seul le passage des billes sous la charge  $Q$  est perceptible et est mesuré ; car la machine étant neuve on n'a pas de défauts tels que cratères ou rugosité dans les bagues (voir cas A et C dans la figure II, 16) ou dans les billes (cas B) qui nous permettraient d'avoir des fréquences de l'ordre de  $f_e, f_i$  ou  $f_{R_e}, f_c$  aussi n'est pas permis. Ainsi on suppose les vibrations produites par ces éléments assez faible et on ne prend en considération que la variation de l'application de la charge sur les éléments (billes ou rouleaux) d'après la formule :

$$f_{roul} = n \frac{f}{2} \left(1 - \frac{d_b}{D}\right) \quad (5)$$

Dans ces différentes formules, les éléments - billes ou rouleaux - sont supposés rouler sans glisser et  $n$  représente le nombre de billes. Pour les différents roulements du tableau II, 3, les calculs seront donnés au chapitre IV.

### II.3.5. Le délinement :

Il est provoqué par une non colinéarité des axes des paliers ; ce qui produit des vibrations axiales très grandes par rapport à celles radiales. Il produit des vibrations dont la fréquence est de un à cinq fois celle de l'arbre.

### II.3.6. Le fouettement :

Il apparaît aux très hautes vitesses et correspond à des ruptures du filtre d'huile dans les paliers lisses. Il a une fréquence de 42% à 48% de celle de l'arbre. Dans le cas de la fraiseuse, on pourra rechercher un tel phénomène pour une vitesse de rotation de la broche de 2000 tr/min.

**CH 3**

**MEASURE DES VIBRATIONS**

## MESURE DES VIBRATIONS

### III.1. Fondements théoriques :

#### III.1.1. Définitions :

Les signaux peuvent en général être déterministes ou aléatoires. Les signaux déterministes ont leur développement dans le temps, exactement déterminé. Ils sont généralement périodiques.

Les processus les plus fréquents de la vie courante sont caractérisés par des signaux aléatoires. Ceux-ci peuvent être groupés en deux ensembles : signaux stationnaires et signaux non stationnaires. Les signaux stationnaires peuvent être classés en ergodiques et non ergodiques (voir fig III, 1).

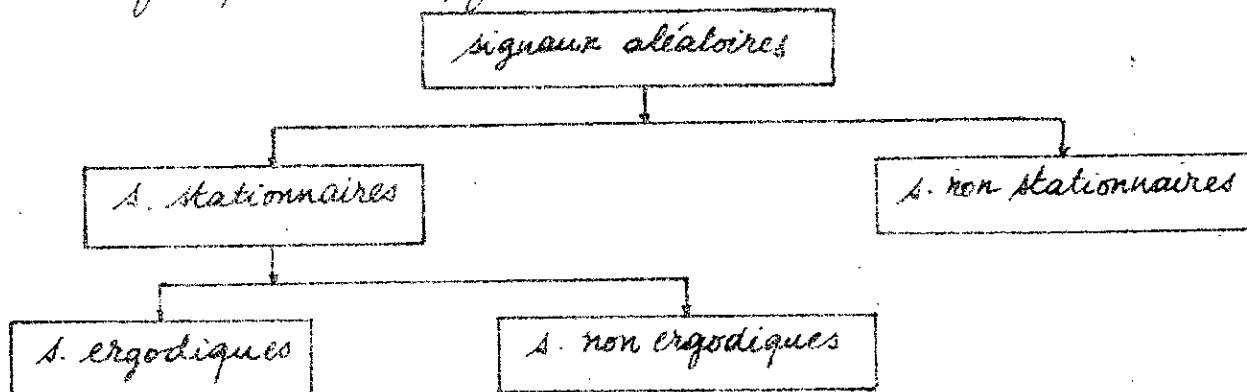


fig III, 1

Les signaux émis par les machines durant le fonctionnement, en particulier les signaux vibroacoustiques, sont considérés aléatoires stationnaires et ergodiques (voir références [1], [2], [5], [8]).

Un processus est dit aléatoire (ou stochastique) s'il caractérise l'évolution, en fonction d'un paramètre  $t$  (généralement le temps), d'un système dont le comportement est régi par le hasard. À chaque valeur de  $t$  correspond un certain état du système, déterminé par la variable aléatoire  $X(t)$ .

Un processus stochastique est dit stationnaire lorsque toutes ses caractéristiques statistiques sont indépendantes de...

### III.12. Analyse du signal :

$$\text{If } f(x) = \int_{-\infty}^x \frac{1}{t} dt, \text{ then } f'(x) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{f(x+h) - f(x)}{h} = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{\int_x^{x+h} \frac{1}{t} dt}{h} = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{1}{x+h} = \frac{1}{x}$$

de l'origine des textes. Les termes de la grammaire sont les termes techniques de la philosophie et de la métaphysique. Les termes de la logique sont les termes de la théorie de l'inférence et de la démonstration. Les termes de la physique sont les termes de la théorie de la matière et de l'énergie. Les termes de la chimie sont les termes de la théorie de la matière et de l'énergie. Les termes de la biologie sont les termes de la théorie de la matière et de l'énergie. Les termes de la géologie sont les termes de la théorie de la matière et de l'énergie. Les termes de la métaphysique sont les termes de la théorie de la matière et de l'énergie. Les termes de la philosophie sont les termes de la théorie de la matière et de l'énergie.

Comme on utilise plutôt la puissance d'un signal que son amplitude, le spectre de fréquence résultant est appelé spectre de puissance. Sa puissance est proportionnelle à l'amplitude au carré.

L'analyse de signaux stationnaires ergodiques peut être faite suivant différentes méthodes, à savoir :

- l'analyse de Fourier,
- la fonction de corrélation,
- l'analyse statistique.

### III.2.1. analyse de Fourier :

On partant de l'hypothèse que le signal est composé d'un nombre infini de termes sinusoïdaux, en sachant que les signaux vibroacoustiques répondent aux conditions de Dirichlet (voir références [2], [5], [8]) et en supposant que la période pour des signaux aléatoires est infinie, on peut écrire :

- la synthèse de Fourier de  $f(t)$  en composantes spectrales

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} |F(w)| e^{jw t} dw.$$

- et l'analyse de Fourier de la fonction  $f(t)$ :

$$F(w) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-jw t} dt.$$

Les deux fonctions sont équivalentes ; elles représentent le même signal dans le domaine du temps et de la fréquence. La fonction  $F(w)$  ramenée à un intervalle de  $w$  s'appelle densité spectrale et l'amplitude  $|F(w)|$  au carré est l'énergie spectrale. La densité spectrale de puissance est alors donnée par l'expression :

$$P(w) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2\pi T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} |F(w)|^2 dw.$$

car en vertu des lois de Parseval, on a :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |f(t)|^2 dt = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} |F(\omega)|^2 d\omega.$$

### III.1.2.2. Fonction d'autocorrélation :

Pour deux instants  $t$  et  $(t+\tau)$ ,  $\tau$  étant un retard variable, la fonction d'autocorrélation est :

$$C(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} f(t) f(t+\tau) d\tau.$$

La fonction d'autocorrélation est faite dans le domaine du temps. La densité spectrale de puissance est égale à la transformée de FOURIER de la fonction de corrélation :

$$P(\omega) = 2 \int_0^\infty C(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau.$$

Le coefficient d'auto-corrélation donné par :

$$\delta(\tau) = \frac{C(\tau)}{\frac{1}{T} \int_{-T}^{+T} f^2(t) dt}$$

permet de faire apparaître les fréquences pures contenues dans un signal aléatoire.

L'obtention de la densité spectrale d'énergie est souvent plus précise à partir de la fonction de corrélation que par l'analyse directe de  $f(t)$ .

### III.1.2.3. Calcul statistique :

Etant donné que le signal aléatoire a une puissance variable dans le temps, on le décrit alors par un calcul statistique. Sa caractéristique aléatoire stationnaire fait que sa valeur moyenne ou intégrée sur un temps assez long est constante. Donc pour son analyse en fréquence, on mesurera la puissance intégrée dans chaque bande de fréquence particulière d'un filtre. En option on peut obtenir la valeur efficace qui est proportionnelle à la puissance. Ainsi à l'aide d'appareils de mesure, on peut obtenir différentes valeurs du signal :

- la valeur maximale (de crête) ; elle ne dépend que de la valeur instantanée et ne prend pas en compte le développement de la vibration dans le temps ;

- la valeur moyenne absolue définie par :

$$x_{\text{moy}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt ;$$

- la valeur efficace (RMS) définie par :

$$x_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} ,$$

a une relation directe avec l'énergie contenue dans le signal de vibrations.

La relation entre ces grandeurs s'exprime par :

$$x_{\text{eff}} = F_f x_{\text{moy}} = \frac{1}{F_c} x_{\text{crête}}$$

où  $F_f$  et  $F_c$  sont respectivement le facteur de forme et le facteur de crête.

D'autre part la distribution statistique des signaux aléatoires soumis à l'analyse de fréquence est une distribution gaussienne (loi normale). Le signal obtenu par la valeur quadratique moyenne suit aussi une loi normale. La valeur moyenne vraie se distingue alors de la valeur moyenne mesurée selon une courbe de Gauss avec un écart type  $\sigma$  qui est égal à :

$$\sigma = \frac{1}{2\sqrt{BT}}$$

où  $B$  : bande passante du filtre  
 $T$  : temps d'intégration .

Comme on ne peut pas prendre un temps infiniment long, pour avoir  $\sigma$  assez petit on prend en pratique  $BT \geq 10$ .

### III.1.3 - Filtres :

Les filtres permettent de tenir compte de la répartition fréquentielle des composantes d'un bruit pour le caractériser, le classer ou le juger plus complètement.

On le décompose ainsi en bandes de fréquences plus ou moins larges suivant les besoins pour établir ainsi le spectre. Ceci est obtenu en

introduisant le signal électrique  $x(t)$  dans une série de filtres idéaux centrés sur les fréquences  $f_1, f_2, \dots, f_n$ , et de largeur de base  $\Delta f$ , comme à la figure III.2.

Sur le diagramme des fréquences (figure III.3), la puissance moyenne recueillie à la sortie de chaque filtre  $\bar{x}_1^2, \bar{x}_2^2, \dots, \bar{x}_n^2$  correspond à des pics de largeur  $\Delta f$ .

En faisant tendre le nombre de filtres vers l'infini et la largeur  $\Delta f$  vers zéro, on obtient la représentation de la densité spectrale de puissance moyenne qui est représentée à la figure III.4.

L'aire entre les abscisses  $f_1$  et  $f_2$  mesure la puissance moyenne  $\bar{P}(f_1, f_2)$  du signal  $x(t)$  dans la bande fréquence considérée.

$$\bar{P}(f_1, f_2) = \int_{f_1}^{f_2} \Phi_{xx}(f) df$$

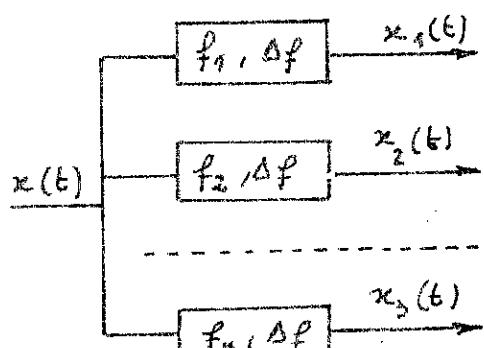


fig III.2.

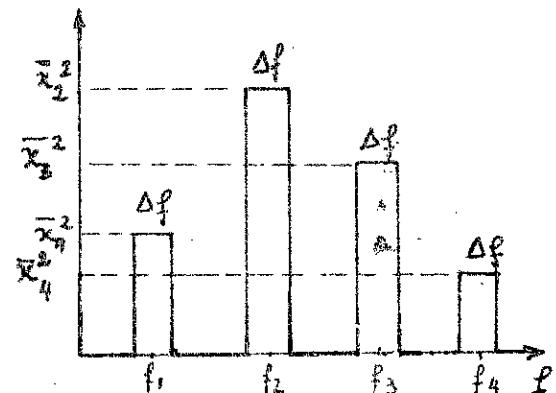


fig III.3

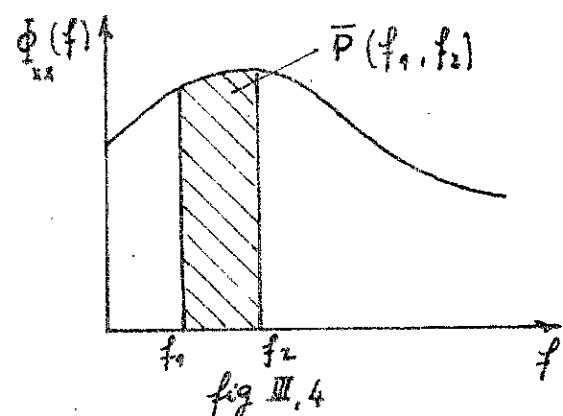


fig III.4

Ainsi en pratique des mesures des composantes d'un spectre de fréquences, on exploite des filtres pour leur pouvoir d'exclusion de toutes les fréquences à l'exception de celles contenues dans une bande  $B = \Delta f$  limitée autour de leur fréquence centrale  $f_c$  (voir figure III.5).

La fréquence centrale est déterminée par :

$$f_c = \sqrt{f_b \cdot f_h}$$

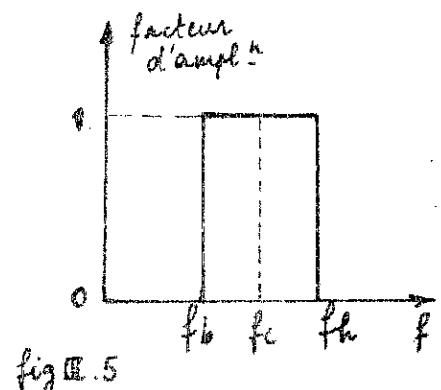


fig III.5

un tel filtre laisse passer dans les affidir toutes les courantes se trouvant dans sa bande passante  $B$  et atténue totalement toutes les courantes se trouvant en dehors de sa bande passante.

Suivant la bande d'analyse  $B = \Delta f$ , on distingue :

1. Les analyses à bandes de largeur relative constante ; dont les plus usuelles sont les suivantes

- octave :  $\frac{f_h}{f_b} = 2$  et  $\log_2 \frac{f_h}{f_b} = 1$

$$\frac{\Delta f}{f_c} = B \approx 70,71\% ;$$

-  $\frac{1}{2}$  d'octave :  $\frac{f_h}{f_b} = \sqrt{2}$  et  $\log \frac{f_h}{f_b} = \frac{1}{2}$

$$\frac{\Delta f}{f_c} = B \approx 34,83\% ;$$

-  $\frac{1}{3}$  d'octave :  $\frac{f_h}{f_b} = \sqrt[3]{2}$  et  $\log \frac{f_h}{f_b} = \frac{1}{3}$

$$\frac{\Delta f}{f_c} = B \approx 23,16\% ;$$

pour les analyses plus fines, par exemple les quarantièmes d'octaves  $\log \frac{f_h}{f_b} = \frac{1}{40}$ . L'octave est donc l'échelle logarithmique de base 2 du rapport des fréquences.

2. Les analyses à bandes de largeur constante,  $\Delta f = 100, 20, 10 \text{ Hz}$  ou moins,

on a :  $\frac{\Delta f_k}{\Delta f_{k+1}} = \text{cte}$  et  $\frac{\Delta f}{f_c} = -\text{cte}$ .

Mais dans la pratique un filtre réel diffère d'un filtre idéal comme le montre la figure III.6. Pour ce filtre réel, la bande passante est définie à "3 dB" et ceci en raison de la considération de la largeur du filtre 3 dB en dessous de son amplification de crête pour éviter les ondulations.

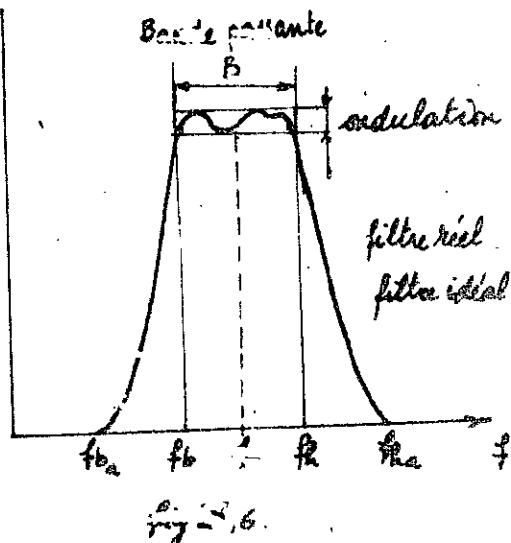


fig III.6.

Le facteur de sélectivité du filtre est défini par :

$$m = \frac{f_{h_a} - f_{b_a}}{f_h - f_b}$$

Il détermine le rapprochement du filtre idéal au filtre réel. Pour un filtre réel  $m < 1$ , pour un filtre idéal  $m = 1$ .

### III.2 Dispositif et appareils de mesure :

#### III.2.1. But de la mesure :

Le but essentiel de la mesure est d'obtenir le spectre d'énergie pour toute l'étendue des fréquences que nous permettent les appareils. Il faudra ensuite déterminer à quelles fréquences correspondent les plus grandes amplitudes. Grâce à la connaissance de ces différentes fréquences, on pourra reconnaître les sources qui ont généré ces vibrations. Comme on aura à mesurer les vibrations durant l'opération d'usinage, on a donc affaire à des signaux aléatoires stationnaires comme on l'a déjà indiqué.

#### III.2.2. Grandeur à mesurer :

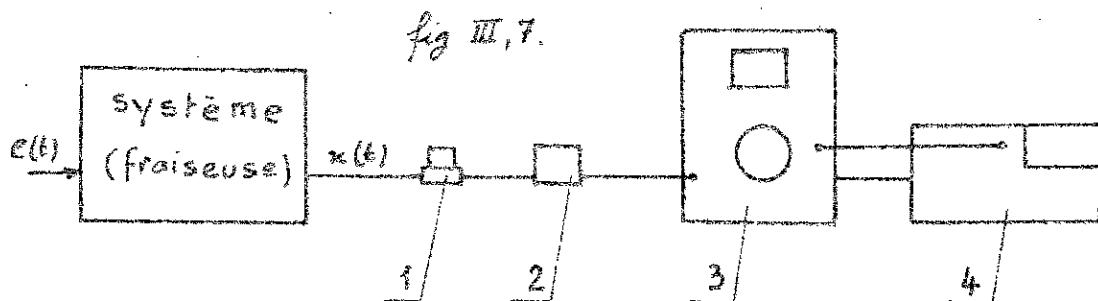
Il existe trois paramètres principaux pour décrire une vibration : le déplacement, la vitesse et l'accélération. Le déplacement est proportionnel à la contrainte dans le matériau et l'accélération à la force appliquée sur l'objet. Pour les basses fréquences, on utilise la mesure du déplacement, pour les hautes fréquences la mesure de l'accélération.

Dans notre cas où les appareils permettent d'aller de 20 Hz jusqu'à 20 kHz et où les sources les plus bruyantes se situent au niveau des fréquences élevées, on procède à la mesure de l'accélération.

Comme les vibrations qu'on peut rencontrer n'ont pas la forme d'ondes purement harmoniques, on mesure alors la valeur efficace.

## I.2.3. Chaîne de mesure :

Le schéma du dispositif de mesure est indiqué à la figure ci-dessous :



avec : 1 - capteur de vibrations ; 2 - préamplificateur ; 3 - analyseur de fréquence ; 4 - enregistreur de niveau ;  $e(t)$  - signal d'entrée ;  $x(t)$  - signal de sortie .

## II.2.4. Le capteur :

Il a le rôle de transformer la variation de la grandeur mécanique en variation correspondante d'une grandeur électrique. Comme on mesure des accélérations, le capteur est dit accéléromètre. On utilise un accéléromètre piezoelectrique type MMF.KD3.05363. Son principe de fonctionnement repose sur le fait que les matériaux cristallins qu'il comporte, donnent naissance à une charge électrique à leur surface tandis qu'une polarisation électrique se produit à l'intérieur, lorsqu'ils sont soumis à une action mécanique. La charge électrique disparaît en même temps que l'action mécanique. Ils sont dits piezoelectriques. Des fréquences propres des matériaux piezoelectriques sont très élevées; grâce à cette propriété, sont réalisés les transducteurs piezoelectriques des capteurs.

Ce capteur présente l'avantage d'être très léger et n'altère pas ainsi la fréquence de vibration de l'élément sur lequel il est fixé, de résister aux températures élevées et de disposer d'une gamme étendue de fréquence de travail. Il est aussi autogénérateur.

Il a été fixé aux différents points de mesure à l'aide d'une mince couche de cire .

Né possédant pas la fiche des caractéristiques de ce capteur, on considère qu'il est étaloné et on l'assimile à un accéléromètre de la société Brüel et Kjaer (type 4366) de même type et dont les caractéristiques sont les suivantes :

- poids : 26 g. ;
- sensibilité : en charge  $\sim 4,5 \text{ pC}/\text{m}^2$ , en tension  $\sim 4 \text{ mV}/\text{m}^2$  ;
- fréquence de résonance : 27 kHz ;
- Gamme de fréquence :  $0,2 \div 3000 \text{ Hz}$  avec une erreur  $< 1 \text{ dB}$  ;
- Sensibilité transversale maximale :  $< 4 \%$  ;
- faible sensibilité aux influences extérieures (température, radiations, ...).

### III.2.5. Le préamplificateur :

La puissance du signal générée par un accéléromètre est très faible et son impédance de sortie très grande. Ceci réduit sa sensibilité et limite sa fréquence limite inférieure. Pour palier à cela, on utilise un préamplificateur afin de convertir la grande impédance de sortie de l'accéléromètre en une valeur plus basse mieux adaptée. Pour cela on utilise un préamplificateur de tension Brüel et Kjaer type 2623. Il a une gamme de fréquence de 0,13 Hz à 500 kHz, un gain fixe de 0,05 dB et peut supporter de sévères conditions d'environnement. Il est alimenté en un courant continu de 28 V par un circuit extérieur.

Il est nécessaire pour ce type de préamplificateur d'utiliser un câble d'accéléromètre assez court afin d'avoir une faible capacité due au câble et préserver ainsi le signal.

### III.2.6. L'analyseur de fréquence :

On dispose pour la mesure d'un analyseur Brüel et Kjaer type 2107. C'est un analyseur séquentiel à filtre de bande passante à pourcentage constant qui balaye une bande de fréquence de 20 à 20000 Hz.

Le schéma fonctionnel d'un tel analyseur est donné à la figure III.8.

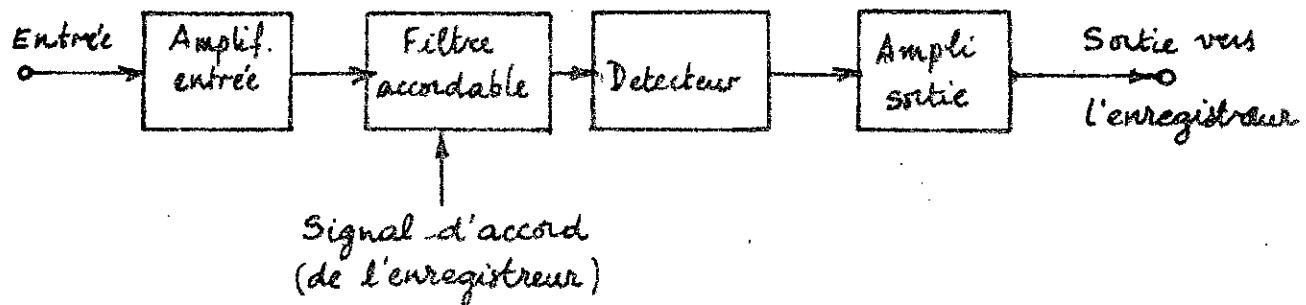


fig III.8.

Le filtre change couramment de fréquence centrale et a une largeur accordable pour chaque bande de fréquence en prenant le signal d'accord sur l'enregistreur. Le signal de sortie du filtre est appliquée au détecteur où il est élevé au carré et intégré. La racine carrée est ensuite extraite, et la valeur efficace est appliquée à l'enregistreur.

Les caractéristiques de l'analyseur utilisé sont les suivantes :

- mesures sélectives entre 20 Hz et 20 kHz ;
- gamme linéaire de 2 Hz à 40 kHz ;
- largeur de bande relative constante réglable entre 6 et 29 % ;
- balayage automatique commandé par l'enregistreur ;
- caractéristiques d'amortissement "Fast" et "Slow" du galvanomètre ;
- indication de valeur efficace, moyenne et crête .

### III.2.7 - L'enregistreur de niveau :

C'est un enregistreur (x-t) Brüel et Kjaer type 2305. Il est utilisé pour l'enregistrement des estimateurs des signaux. L'échelle du temps est déterminée par la vitesse du déplacement du papier d'enregistrement. L'amplitude du signal et la fréquence sont transformées en échelles logarithmiques. Le moteur électrique qui commande le déroulement du papier commande aussi le changement de la fréquence centrale du filtre, ce qui nous permet d'obtenir un diagramme de l'amplitude en fonction de la fréquence.

### III.2.8. Echelle des mesures :

Les fréquences, sur le spectre obtenu par l'enregistreur de niveau, sont données suivant une échelle logarithmique. Sur un tel graphique, une octave - ainsi qu'une décade (multiple décimal de la fréquence), a une largeur constante à toutes les fréquences.

On utilise aussi une échelle logarithmique pour tracer les amplitudes des vibrations. Cela donne une échelle en décibel (dB). Le décibel est défini par :

$$1 \text{ dB} = 10 \log_{10} \left( \frac{a^2}{a_{\text{ref}}^2} \right) = 20 \log_{10} \left( \frac{a}{a_{\text{ref}}} \right)$$

où  $a^2$  est la puissance mesurée ;

$a_{\text{ref}}^2$  est la puissance de référence ;

$a_{\text{ref}}$  est exprimé en terme d'amplitude. D'habitude elle est prise égale à  $1 g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

### III.3. Préparation de la pièce à usiner :

Durant l'opération d'usinage deux sources principales d'excitation coexistent : les sources intrinsèques à la machine qui représentent les propriétés dynamiques de la fraiseuse, et d'autre part le processus de coupe en lui-même (Voir figure III.9)

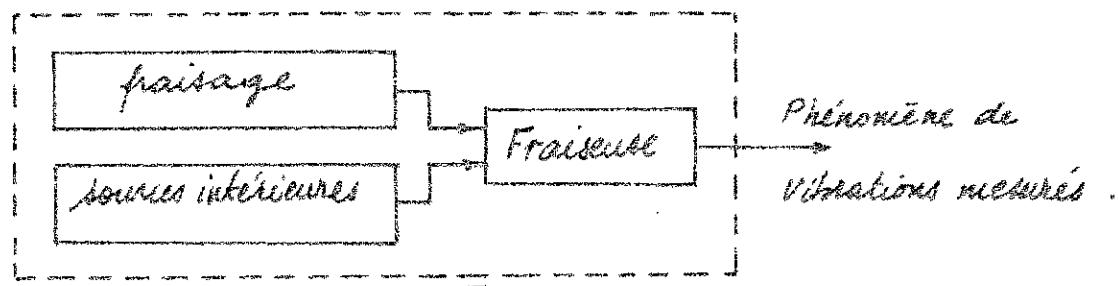


fig III.9.

Le signal mesuré est donc formé d'une composante utile pour nous (relative aux propriétés dynamiques de la machine) et d'une composante inutile (due au fraîssage) voir § I.4. On suppose que le signal issu du fraîssage est la somme de signaux quasi-harmoniques du fait de la

répartition uniforme des dents de la fraise, de l'avance de la pièce et de la rotation de l'outil régulières. Les maximums locaux du fonctionnement de la fraiseuse enregistrés dans le spectre de fréquence seront alors mélangés avec ce signal d'usinage. Il faut alors que le signal initial ne donne pas de maximums dans le spectre obtenu.

Pour résoudre ce problème, on prépare les mesures de façon à minimiser l'influence du signal de fraisage sur le spectre du signal recherché. Pour cela il faut que le spectre du signal dû à la coupe soit à peu près identique à celui d'un bruit blanc (qui a une amplitude du spectre de puissance constante sur toute l'étendue des fréquences, figure III, 10).

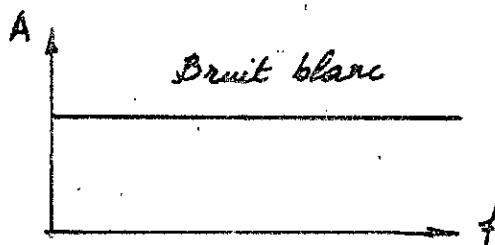


fig III, 10

Afin d'obtenir un tel signal, on prépare une pièce qui possède des rainures longitudinales espacées et de largeurs de dimensions aléatoires. Une coupe transversale d'une telle pièce est donnée à la figure III, 11.

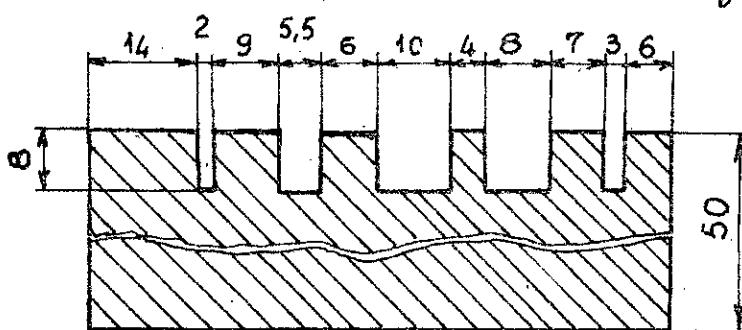


fig III, 11.

Les valeurs des dimensions des rainures ont été tirées d'une table de nombres au hasard et arrondies afin d'en faciliter l'usinage.

Lors de l'usinage en bout de ces rainures par toute la fraise selon le sens longitudinal, il y a production d'une série de chocs (impulsions) à l'entrée et à la sortie de chaque dent de la fraise dans la matière.

chaque rainure. Les dents de la fraise sont espacées régulièrement et la vitesse de rotation est constante, mais la suite des temps  $t_1, t_2, \dots$  entre les chocs est aléatoire. La suite des chocs provoqués par une dent est déplacée par rapport à celle de la dent précédente d'une valeur  $T = \omega/\varphi$ ; où  $\omega$  est la vitesse de rotation de la fraise et  $\varphi$  l'angle entre les deux dents. On peut espérer que le résultat de la coupe pour l'ensemble des dents forme alors une suite dense de chocs aléatoires avec une distribution d'énergie environ constante.

Ceci nous amène à considérer le signal d'excitation provenant du fraisage de cette pièce comme un bruit blanc.

### III.4. Conditions de la mesure :

#### III.4.1. Endroits des mesures :

Comme on est intéressé à l'étude des propriétés dynamiques afin de déterminer leur impact sur la qualité d'usinage, on est alors occupé aux vibrations qui arrivent au niveau de l'outil et de la pièce à usiner. Pour cette raison, le capteur est fixé le plus près de ces points; il est donc fixé au porte-broche et à la table.

En outre, les vibrations des différentes pièces se font dans l'espace, ceci nous amène alors à prendre les mesures dans les trois directions de l'espace afin de relever les différentes composantes de la vibration. Les différents points de mesure sur la machine sont indiqués sur la figure III.12.

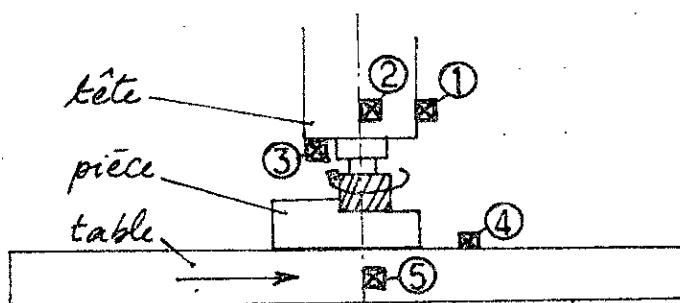


fig III.12. Emplacements du capteur  
■ capteur.

### III.4.2 Préparation de la machine

La fraiseuse n'ayant jamais servi, j'ai procédé moi-même à son installation et à sa mise en marche. Conformément aux notices du constructeur la machine a été graissée et rodée le temps nécessaire. L'eau a été monté au milieu de la table afin d'éviter la flexion de la table et changer ainsi la rigidité.

Le régime d'usinage a été le suivant :

- vitesse de rotation de la broche	125 tr/mn
- vitesse d'avance de la table	14 mm/mn
- profondeur de passe	1 mm
- fraise à deux taillants de diamètre	50 mm
- nombre de dents de la fraise	8
- métal usiné	Acier doux.

### III.4.3. Paramètres de réglage des appareils :

#### III.4.3.1. Analyseur:

RMS - Slow

Meter Range : 100 mV

Range Multiplier : 1

Input potentiometer : 10

Weighting Network : lin. 20-40 000 Hz

Frequency analysis

Octave selectivity : 30 dB

Function selector : Auto.

#### III.4.3.2. Enregistreur :

Potentiometer Range : 50 dB

Rectifier Response : RMS

Lower Limiting Frequency : 20 Hz

Writing Speed : 4 mm/s

Drive shaft speed : 12 tr/jmn

Input Potentiometer : 6 ; Input Attenuator : 0 dB ;

Logarithmic Potentiometer : 50 dB ; 10 mV - 3,16 V .

**CH 4**

# **ANALYSE DES MESURES**

## Ch.IV. ANALYSE DES MESURES

### IV.1 Enregistrement des mesures :

Les enregistrements ont été exécutés selon les positions de fixation du capteur indiquées à la figure III, 14. Les différents essais sont :

- 1<sup>er</sup> essai : essai à vide de la machine sans usinage pour avoir une idée de l'influence de celui-ci sur le spectre d'amplitude, cet essai est donné à la figure IV, 1 (Capteur fixé en ①);
- 2<sup>er</sup> essai : enregistrement des vibrations pendant l'usinage de l'échantillon préparé, le capteur étant fixé en ③ (voir fig IV, 2);
- 3<sup>er</sup> essai : enregistrement des vibrations pendant l'usinage, avec le capteur fixé dans la position ② (fig IV, 3);
- 4<sup>er</sup> essai : répétition du 3<sup>e</sup> essai pour vérifier s'il y a un changement dans le spectre de l'amplitude, cette vérification s'avère satisfaisante car elle redonne exactement la même chose pour les deux spectres, pour cette raison, il n'est pas donné ici dans le polycopié;
- 5<sup>er</sup> essai : enregistrement des vibrations durant l'usinage avec le capteur fixé en ③ afin de mesurer les vibrations dans le sens vertical, voir fig IV, 4.
- 6<sup>er</sup> essai : le capteur fixé en ④, on mesure les vibrations sur la table; le spectre obtenu est donné à la figure IV, 5.

### IV.2. Seuil des vibrations

Pour tous les enregistrements, les amplitudes des vibrations sont assez faibles, et même pour les maximums locaux, leurs valeurs demeurent faibles et ne dépassent pas 10 dB par rapport aux amplitudes correspondant aux fréquences environnantes.

seuil limite admissible des vibrations des machines. Des formules empiriques ainsi que des valeurs existent dans ce sens, mais les plus utilisées sont les abaques (voir [3]). Dans tous les spectres l'amplitude n'excède pas 40 dB, selon l'étalonnage pris, ceci correspond à 80 mV. Comme la sensibilité du capteur est de  $4 \text{ mV}/\text{m}^2$ , on peut conclure alors que l'amplitude des accélérations a un seuil de  $20 \text{ m}/\text{s}^2$  ce qui correspond d'après les différents tableaux et abaques à des vibrations modérées pour cette vitesse de rotation.

D'autre part on remarque pour les différents spectres que le niveau de l'amplitude spectrale est plus élevé pour les hautes fréquences que pour les basses (à partir de 630 Hz), le niveau élevé qui arrive à atteindre 40 dB, redescend à partir de 5000 Hz pour devenir de l'ordre de 10 dB à 20 kHz. Ceci est le cas des spectres enregistrés sur la tête ainsi que sur la table. Ceci est expliqué par le fait qu'il y a amplification des vibrations et résonance de la machine aux fréquences élevées.

#### IV.3. Interprétation des différents résultats :

Dans ce travail nous sommes intéressés à la détermination des sources des vibrations faibles mais qui sont amplifiées par suite de résonance de certains organes de la machine et des sources très énergétiques donc à grandes amplitudes malgré qu'elles ne correspondent pas à des fréquences de résonance.

La fréquence à laquelle apparaît une variation dans le spectre donne une information fondamentale sur la source probable, qui est souvent par exemple liée à la fréquence de rotation.

Le principe de l'identification des sources des plus grandes amplitudes repose sur la comparaison des fréquences de rotation et d'impulsions des différents éléments, obtenues par calcul avec les maximums locaux qu'on constate

dans le spectre d'amplitude. Le calcul n'est fait que pour les arbres, les engrenages et les roulements qui sont les sources les plus probables d'une part, et, d'autre part sont faciles pour la détermination de leurs fréquences. Il faut aussi espérer qu'il y a apparition de pics à une harmonique supérieure (en général la deuxième) ou une sous harmonique. Un tel calcul a été fait pour les éléments cités au tableau II, 2 en ce qui concerne la chaîne cinématique moteur principal - broche. Au tableau IV, 3 est donné le calcul des fréquences des éléments de la chaîne des avances.

Pour simplifier cette reconnaissance des sources probables de vibrations, beaucoup de constructeurs d'appareils de mesures vibro-acoustiques donnent des tableaux d'identification des différentes sources probables. Nous donnons ici (tableau IV, 4) une carte de diagnostic de l'IRD Mechanalysis qui produit du matériel de mesures pour l'évaluation des états des machines tournantes par les mesures des vibrations. En comparant les caractéristiques obtenues par les mesures et les calculs, avec la carte de diagnostic, on peut distinguer les sources possibles des différentes vibrations qui peuvent être originaires des roulements, engrenages, embrayages, arbres, systèmes hydrauliques, etc. La fréquence, le sens et la localisation des vibrations sont données selon les sources probables avec une probabilité qui va de 1 à 10. Ainsi le déséquilibrage d'un arbre ne donne qu'une fréquence dominante qui correspond à la vitesse de rotation, ces vibrations ne sont localisées que sur les roulements. Pour les autres sources, on voit une distribution des vibrations selon la fréquence, le sens et la localisation. Un tableau moins complet proposé par la société Brüel et Kjaer a été aussi utilisé.

#### IV.3.1. Mesures effectuées sur la broche:

En comparant les différentes mesures effectuées sur la tête, on

N°	Fréquences																		Direction	Localisation
	0 - 40 %	40 - 50 %	50 - 100 %	1 x tr/min	2 x tr/min	hautes fréquences	1/2 x tr/min	1/4 x tr/min	basses fréquences	fréquences additionnelles	très hautes fréquences									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	Déséquilibrage	Initial (introduit par fabrication)																		
		Déchets																		
2	Décentrages	Décentrage																		
		Jeux mécaniques																		
		Jeux sources de vibration																		
		Inclinaison de fondation																		
		Inclinaison du Carter																		
		Organe d'équilibrage "genou"																		
		Épanchemet axial d'un arbre																		
		Charge d'un écoulement																		
3	Roulements et logements defectueux	Manque de continuité du rouleau et logement																		
		Endommagement d'un roulement radial																		
		" " " axial																		
		Vibration d'un roulement (rouleau sourcé)																		
		Inégalité de rigidité d'un roulement																		

Tableau IV,1 - Tableau d'identification de vibrations de l'IRD Mechanalysis.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
4	Engrangages et assemblages	Inexactitude d'engrenages d'assemblages		1	2					2	6	5	3	2	8	1	1						
5	Conditions critiques	Vitesse critique			1	8	1						4	3	3	7	2						
		Vitesse critique d'un système couplé entre d'un assemblage				10							5	4	1	6	4						
		Flexion critique				10							5	4	1	7	3						
6	Resonance	Vibration de resonance				10							4	4	2	2	2	2	3	2			
		Resonance harmonique											3	3	4	2	2	2	2	2			
		" harmonique											4	4	2	2	1	1	3	2			
		d'un carter											5	4	1	4	4	1	1	1			
		d'un assemblage											5	4	1	2	5	2	1	1			
		de fondation											4	3	3	1	4	4	1	1			
		de friction											4	2	2		2		1	1			
7	Autres causes	Erreurs de guidage																					
		Forces de réactions											3	5	2								
		Forces aérodynamiques											2	5	4	1	4	3	2				
		Turbulence à cause d'une friction				8	1	1					5	4	1	6	2						
		" " " de l'huile				10							5	4	1	8	2						
		" " " d'une resonance				10							5	4	1	2	2	2	2	2	2		
		" " " d'un fonctionnement											4	3	3	4	2	2	2	1	1		
		Gradient de l'anémomètre											5	4	1	9	9	1					
8	Sources électriques	Entrage à un rotor et d'un stator											4	3	3	8	2						
		Graduation d'un stator											5	4	1	8	8	2					
		Fluide endommagé											5	4	1	9	9	1					
		Figure de rotor déformé											3	2	5	9	1						
		Rotor déformé électriquement											3	2	5	6	4	1	1	1			

Tableau II. Suite - Carte d'identification de l'IRD Mechanalysis.

	<i>n</i> [tr/min]	Rotation des arbres						Engrenages		Rendements	
		$f = \frac{n}{60}$	25%	40%	50%	2x f	3x f	4x f	$f = \frac{n}{60}$ [Hz]	2x f [Hz]	$f = \frac{2n}{60}(1 - \frac{d_1}{D})$ 2x f [Hz]
Arbre du moteur	1435	23,9	5,97	9,56	19,95	47,8	71,7	95,6	A 717,5	1435	143,15 286,3
											143,15 286,3
Arbre I	1025	17,08	4,27	6,83	8,54	34,16	51,24	68,32	I <sub>D</sub> 717,5	1435	63,96 127,9
									I <sub>C</sub> 341,6	683	48,69 97,38
Arbre II	512,5	8,54	2,13	3,49	4,27	17,08	25,62	34,16	II <sub>D</sub> 341,6	683	24,34 48,68
									II <sub>C</sub> 298,9	597,8	24,34 48,68
Arbre III	512,5	8,54	2,13	3,49	4,27	17,08	25,62	34,16	III <sub>D</sub> 298,9	597,8	32,29 64,58
									III <sub>A</sub> 153,7	307,4	28,14 56,28
Arbre IV	125	2,083	0,52	0,83	1,04	4,16	6,249	8,332	IV <sub>A</sub> 454,14	308,28	27,25 54,5
										46,38	92,76
Arbre V	125	2,083	0,52	0,83	1,04	4,16	6,249	8,332	B 50	100	33,57 67,14
Arbre VI	115,3	1,92	0,48	0,76	0,96	3,84	5,76	7,68	C 50	100	10,15 20,3
									C'		10,15 20,3
Arbre VII	125	2,083	0,52	0,83	1,04	4,16	6,249	8,332	B' 50	100	19,01 22,04
											22,37 44,74

Tableau IV,2 . Calcul des fréquences et de leurs harmoniques pour les différents éléments.

constate que dans les différents spectres enregistrés avec le capteur fixé sur la tête, il y a apparition de maximums locaux aux fréquences suivantes en environ : 50 - 55 Hz ; 63 Hz ; 70-75 Hz ; 90 Hz ; 110 Hz ; 200 Hz ; 230 Hz - 250 Hz ; 360 Hz ; 600 Hz ; 750-900 Hz ; 3600 Hz. On remarque qu'il y a parfois des différences notables selon la direction. Ainsi pour les mesures faites selon le sens vertical, on a une très grande amplitude pour les fréquences de 200 - 250 Hz,

alors qu'il y a en même temps une diminution d'amplitude pour les hautes fréquences de l'ordre de 3 kHz.

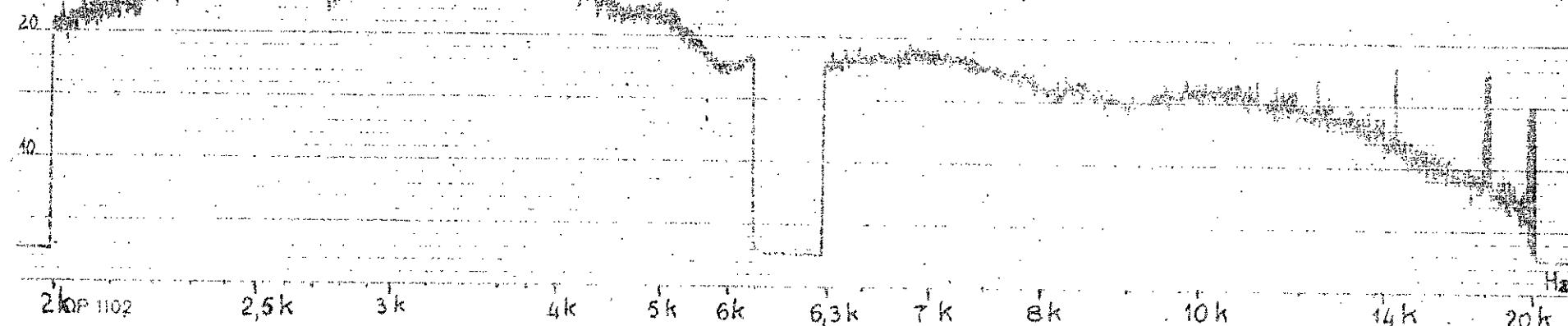
Avant de comparer les valeurs des fréquences des spectres locaux, avec les valeurs du tableau IV,2 trouvées par calcul, il faut remarquer que ceux-ci ne sont qu'approximatifs du fait de la connaissance imparfaite des caractéristiques constructives des différents éléments (surtout pour le calcul des fréquences des roulements). Ainsi par exemple le diamètre des billes des roulements ainsi que même parfois leur nombre ne sont qu'approximatifs. Pour cette raison, ces calculs ne peuvent donner que des informations très succinctes.

Dans le spectre de l'essai à vide (fig IV,1), on remarque que la bande de fréquence qui va jusqu'à 200 Hz est instable par suite de perturbations. En superposant ce spectre à celui obtenu avec la même position du capteur mais pendant l'essai on remarque qu'il n'y a de différence notable que pour la bande de fréquence de 20 à 1000 Hz. Au-dessus de 1 kHz, cette différence est pratiquement négligeable et on peut conclure alors que les caractères recherchés se situent aux basses fréquences (inférieures à 1 kHz). C'est sur cette partie que portera alors notre analyse.

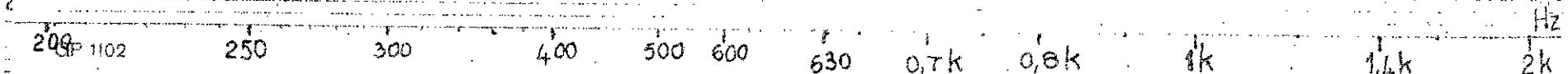
Dans les différentes figures de l'analyse spectrale, les valeurs obtenues par calcul sont indiquées au-dessus du spectre. Les valeurs d'environ 230 et 630 se retrouvent dans toutes les figures et correspondent aux fréquences des roulements d'après les tableaux. On constate que tous les maximums locaux correspondent soit aux roulements (cas de 143,15; 63,96; 48,69; 27,25; 33,57; 44,74; 48,68 Hz ... en 1<sup>ère</sup> et 2<sup>ème</sup> harmoniques) soit aux engrenages (153,7; 50; 683; 1435... Hz en 1<sup>ère</sup> et 2<sup>ème</sup> harmonique) ou aux jeux et correspondent alors à deux, trois ou quatre fois la rotation de l'arbre. Le niveau global de l'amplitude ainsi que l'amplitude d'un maximum local dépend d'un spectre à l'autre.

30 dB

fig IV.1. Essai à vide, capteur fixé en ④



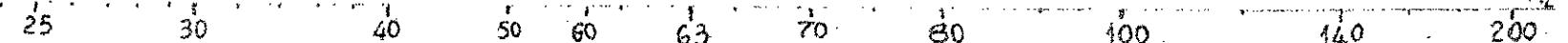
20 dB



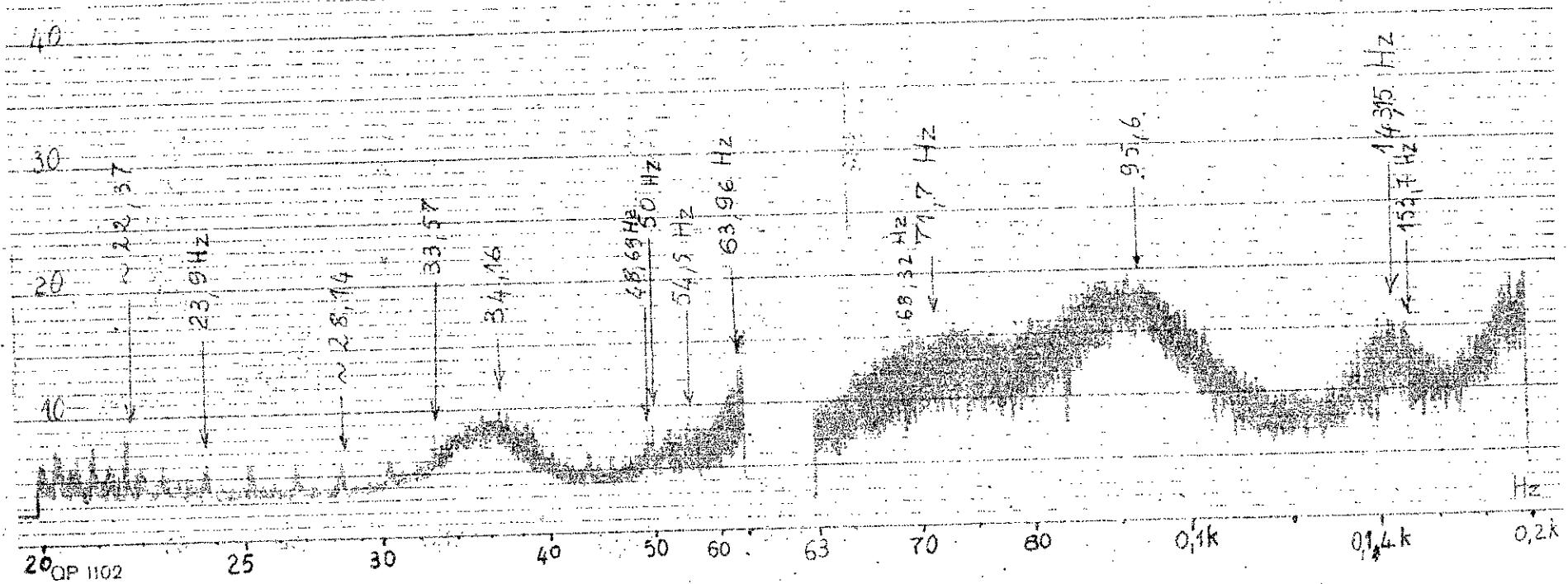
40.

5

20 QP 1102



2a

Brüel & Kjaer  
50dB

89

fig IV, 2 a - 2<sup>e</sup> essai : enregistrement des mesures avec le capteur fixé en la position ①,  
pendant l'écriture. Fréquences de 20 à 200 Hz

2<sub>b</sub>

Boggs & Kjaer

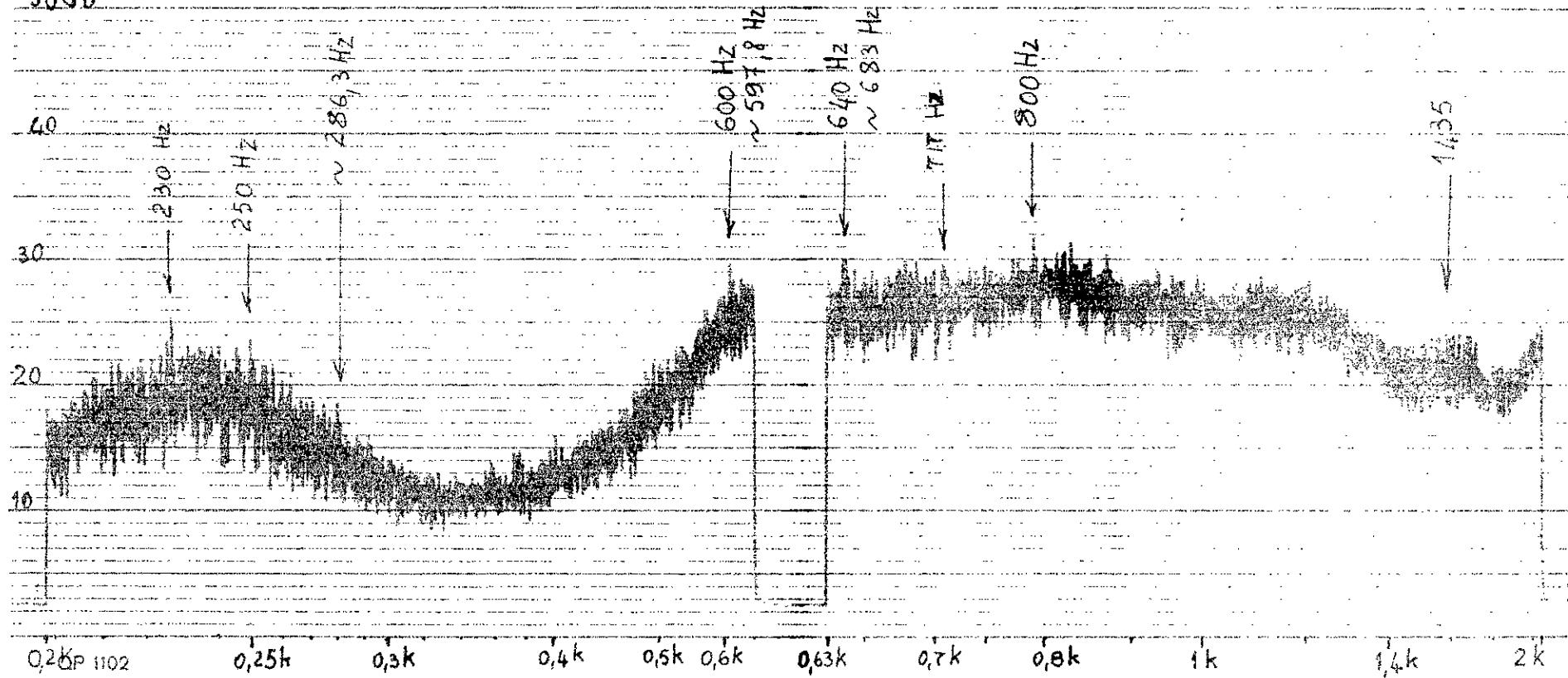


fig IV, 2<sub>b</sub> . 2<sup>e</sup> essai (suite) . fréquences de 0,2 à 2 kHz .

Briel & Kjær

50dB

40

30

20

10

2k<sub>AP 1102</sub>

2,5k

3k

4k

5k

6k

63k

7k

8k

10k

14

20k

Hz

70

fig IV,2c - 2<sup>e</sup> essai (suite) - fréquences de 2 à 20 kHz

3a

Brüel & Kjaer  
50

40

30

20

10

20P.1102

24,95 Hz

33,54 Hz

44,74 Hz

~50 Hz

95,6 Hz

143,15 Hz

153,7 Hz

Hz

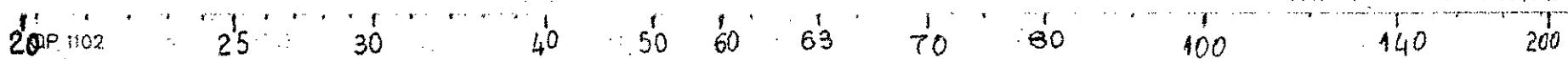
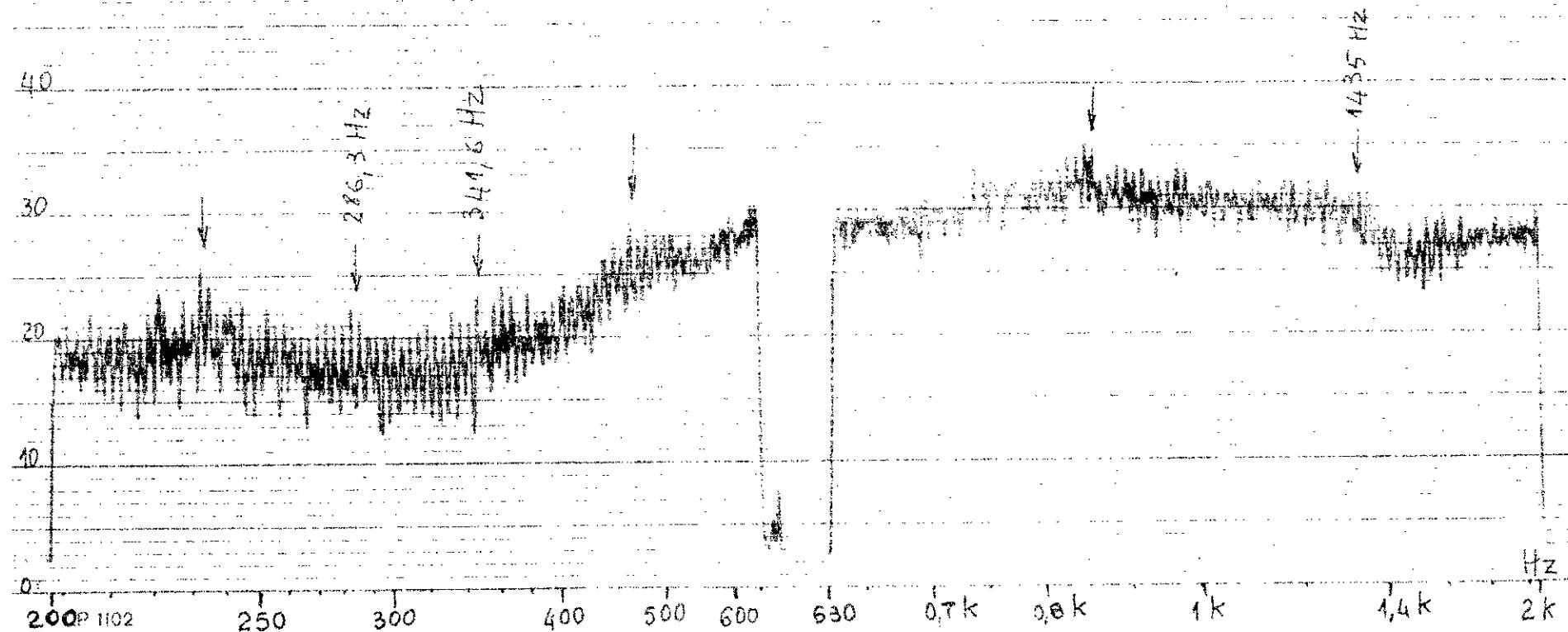


fig. IV,3a. 3<sup>e</sup> essai : Spectre des vibrations mesurées selon la position ② du capteur pendant l'usinage de l'échantillon préparé à cet effet, fréquence de 20 à 200 Hz.

3b

50 dB  
Bogol & Kier



- 72 -

fig IV,3 b . 3<sup>e</sup> essai (suite 1) . Spectre des vibrations mesurées selon la position ② du capteur pendant l'usinage de l'échantillon préparé, fréquence de 0,2 à 2 kHz .

3c

Budøl & Kjær  
50 dB

40

30

20

10

2 kOP 1102

2,5k

3k

4k

5k

6k

6,3k

7k

8k

10k

14k

20k

— 73 —

Hz

fig IV, 3c . 3<sup>e</sup> essai (suite 2) - Fréquence de 2 à 20 kHz

Vruel & Kjaer  
50 Hz

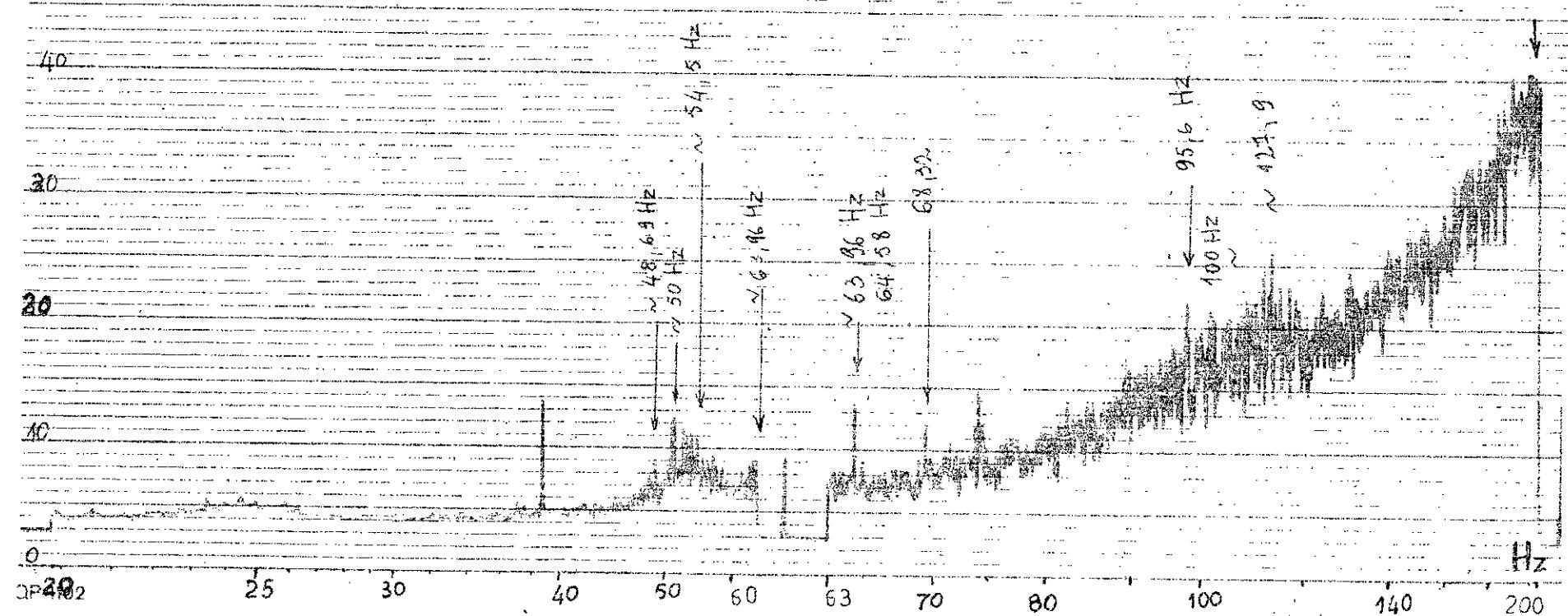


fig IV, 4 a. 4<sup>e</sup> essai : Spectre des amplitudes des vibrations mesurées pendant l'usinage de la pièce préparée, le capteur étant fixé en ③. Fréquences de 20 à 200 Hz.

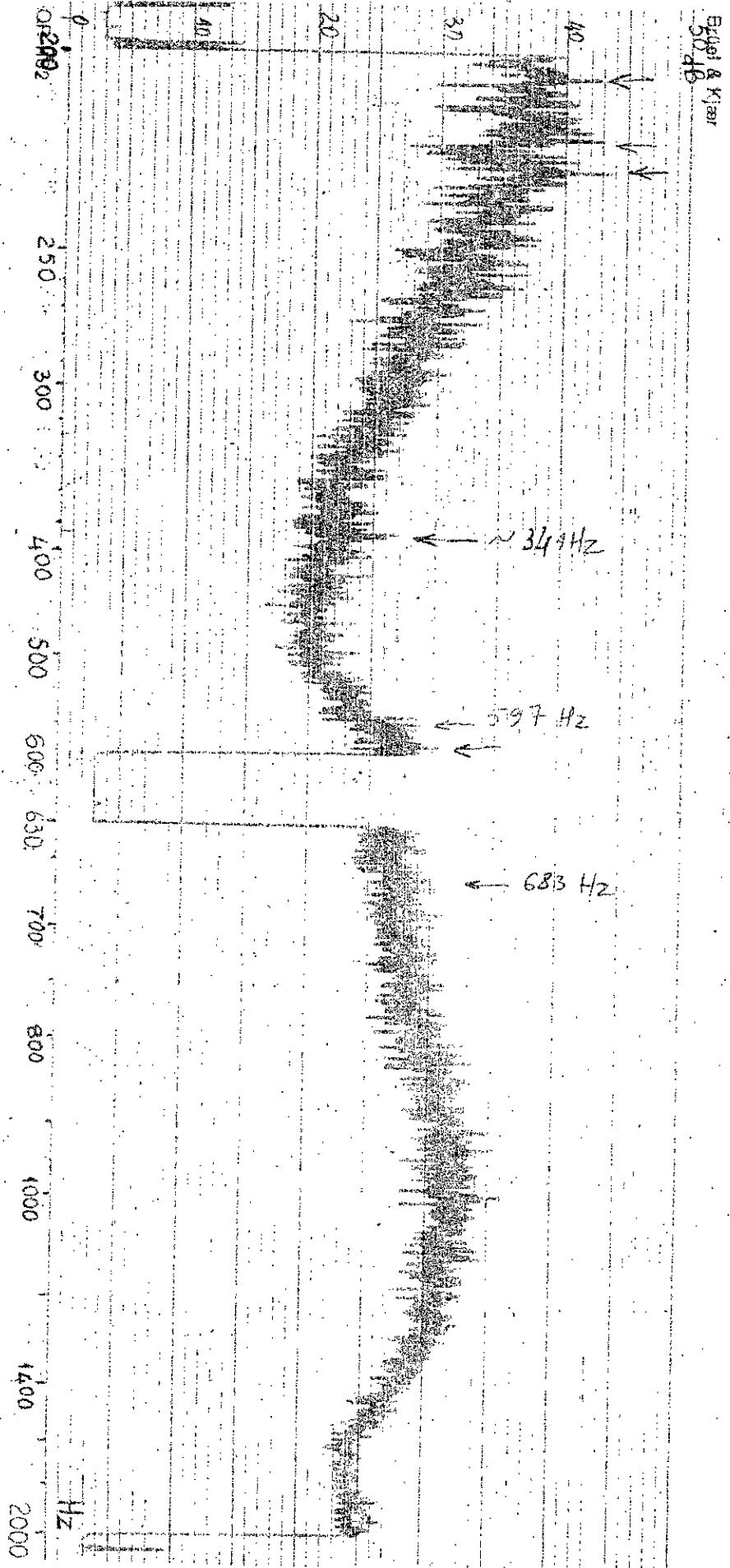


Fig. IV-4 b - Jirafa ensai (Suite 1) - Frecuencias de 200 a 2000 Hz.

Brodé & Kjaer

50 dB

40

30

20

10

0

QP 2000

2500

3000

4000

5000

6000

6300

7000

8000

10 000

12 000

20 000

Hz

76

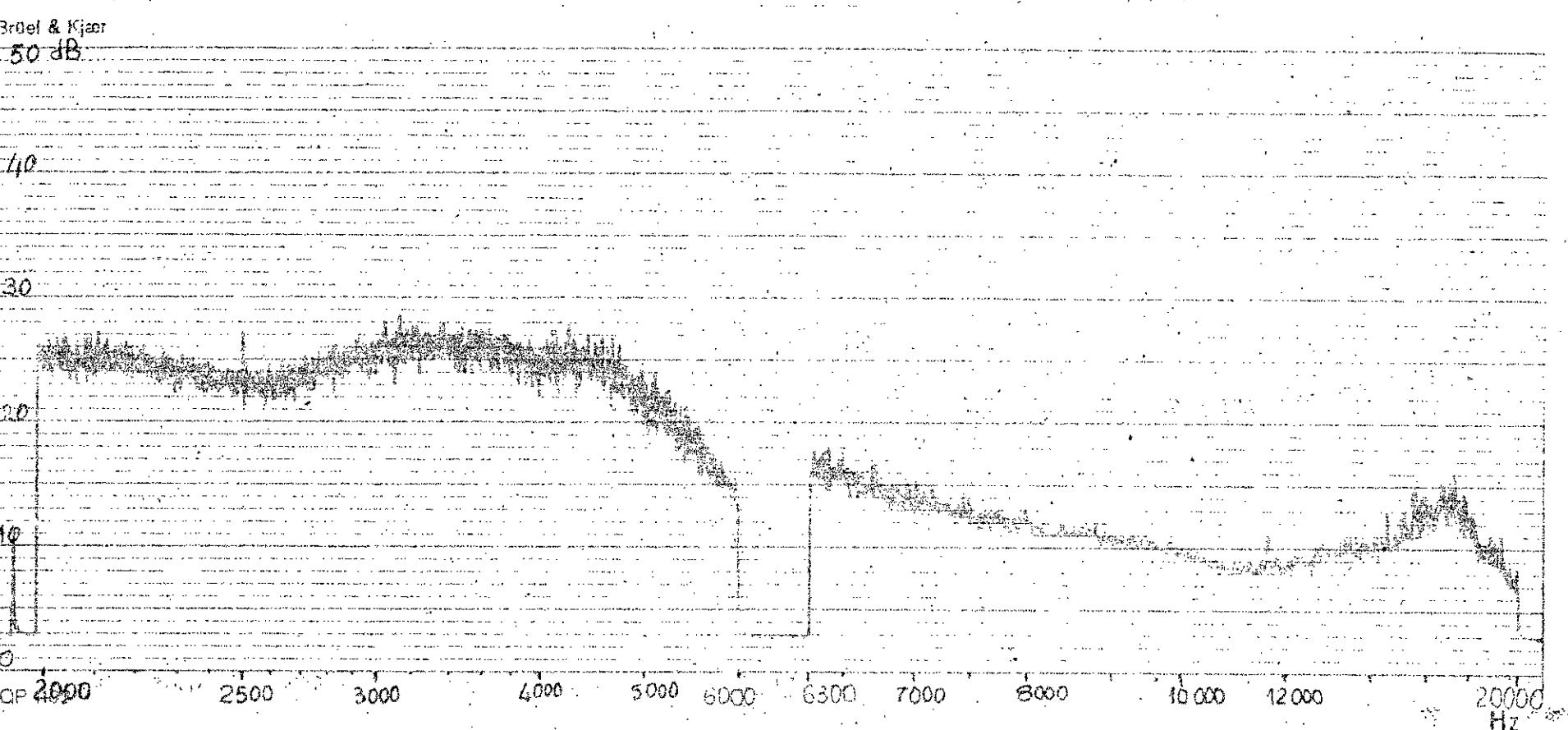


fig IV, 4, c - 4<sup>e</sup> essai (suite 2). Fréquences de 2 à 20 kHz.

#### IV.3.2 Mesures effectuées sur la table

Il n'a été possible de mesurer que les vibrations verticales, c'est à dire avec le capteur fixé sur la face horizontale de la table pour raison de paix de l'analyseur de fréquence. Mais on peut considérer que pour les autres directions il y a appariation de maximums locaux avec mêmes fréquences cette hypothèse est faite. D'après les mesures effectuées sur la table universelle. On considère donc que c'est seulement l'amplitude de ces maximums qui varie d'une direction à l'autre.

Il faut avoir tendance à ce que pour la reconnaissance des sources, les calculs ne sont qu'approximatifs, en raison que les caractéristiques constructives des différents éléments pour la table sont encore moins connues. Ces calculs sont donnés au tableau II,3.

Le niveau global des vibrations est enroul plus bas que pour la tête, cela s'explique par le fait que le mouvement de la table est beaucoup plus long que celui de la tête et les efforts qu'elle subit sont plus courts et par la suite plus réduits.

En comparant les valeurs des taux et les maximums, on retrouve dans le tableau les valeurs : 46, 67, 92, 134, 439 et 598 Hz qui apparaissent à quelques unités près dans le spectre. On remarque qu'on aussi ici des maximums pour 53 et 230 Hz.

Rotation des arbres							Engrenages		Roulement		
n	$f = \frac{n}{30}$	$\frac{1}{2}f$	$2f$	$3f$	$4f$	roues	$f = \frac{n}{60}$	$2f$	$\frac{1}{2}f$	$f = \frac{n}{260}$	$\frac{1}{2}f$
Arbre du moteur	1400	23	46	69	92	$M_A$	598	1196	-	-	-
Arbre I	1400	23	46	69	92	$I_A$	598	1196	75,6	631,2	
Arbre II	875	14,58	7,23	29,16	43,75	$I_B$	437	874	57	434	
Arbre III	125	2,08	1,04	4,16	6,25	$III_A$	437	874	47,25	32,5	
Arbre IV	fixe	-	-	-	-	$IV_A$	49,6	83,2	-	-	
Arbre V	fixe	-	-	-	-	$V_A$	49,6	83,2	-	-	
Arbre VI	fixe	-	-	-	-	$VI_A$	49,6	83,2	-	-	
Arbre VII	fixe	-	-	-	-	$VII_A$	49,6	83,2	-	-	
Arbre VIII	3,58	0,053	0,029	0,119	0,179	$VIII_A$	1,18	2,36	0,95	0,3	
Arbre IX	3,17	0,053	0,026	0,104	0,156	$VIII_B$	1,56	3,12			
Arbre X	3,17	0,053	0,026	0,104	0,156	$X_A$	1,56	3,12	0,14	0,25	
Arbre XI	3,17	0,053	0,026	0,104	0,156	$X_B$	1,42	2,84	0,13	0,66	
Arbre XII	3,17	0,053	0,026	0,104	0,156	$X_A$	1,42	2,84			
Arbre XIII	3,17	0,053	0,026	0,104	0,156	$X_B$	1,116	2,222			
Vis V <sub>1</sub>	2,53	0,038	0,019	0,076	0,116	$V_1 A$	1,116	2,13	0,21	0,02	
Vis V <sub>2</sub>	1	-	-	-	-	$V_1 B$	0,93	1,86	0,14	0,28	
									0,12	0,24	
									0,14	0,28	

Tableau IX.3. Calcul des fréquences et de leurs harmoniques pour les différents éléments de la chaîne des avances.

5a

50 dB

G. Jel R. K. 67

40

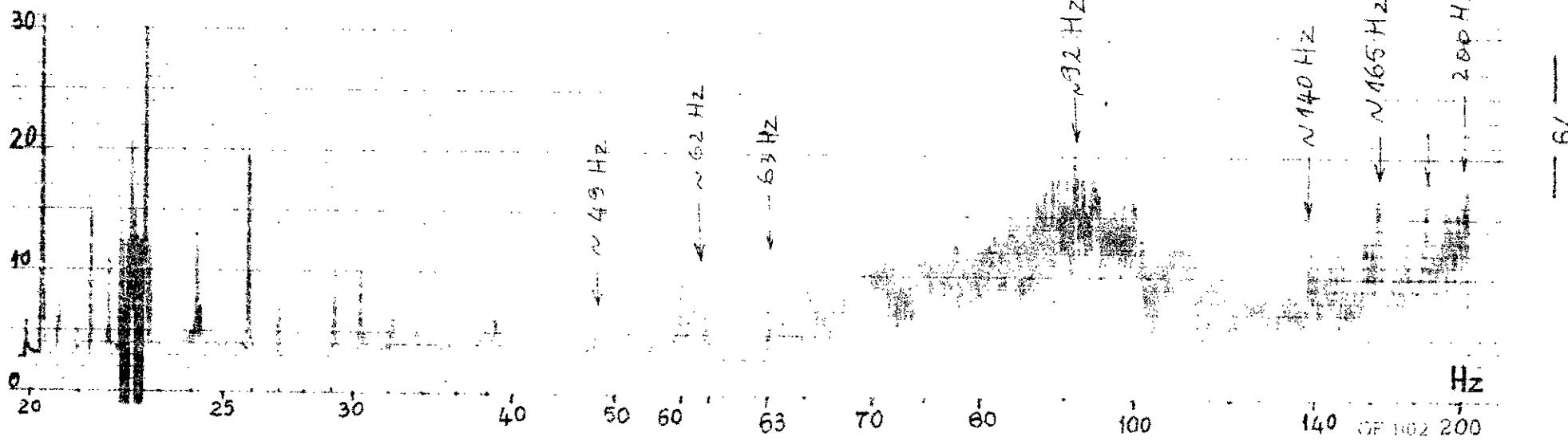


fig IV 5a . 5<sup>e</sup> essai : spectre des amplitudes avec capteur fixé sur la table dans la position ④. Fréquences de 20 à 200 Hz .

5b

50 dB

Brüel &amp; Kjaer

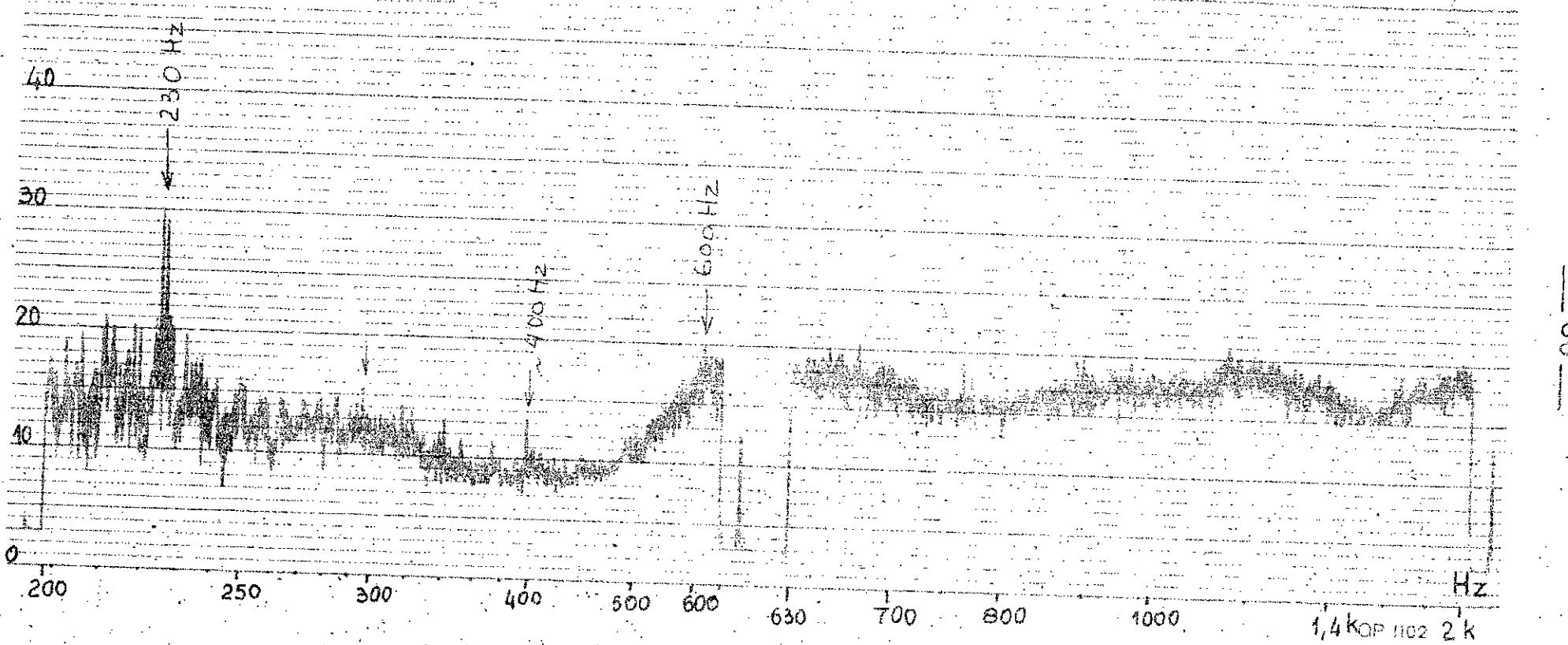


figure IV,5,6 . 5<sup>e</sup> essai (suite 1) . Fréquences de 0,2 à 2 kHz.

SC

50 dB

Brüel & Kjaer

40

30

20

10

0

2k

2,5k

3k

4k

5k

6k

6,3k

7k

8k

10k

14k OP 1102 20k

Hz

fig IV,5,c . 5<sup>e</sup> essai (suite 2) . Fréquences de 2 à 20 kHz.

## CONCLUSION

D'après les résultats obtenus, on s'aperçoit que la machine est bien conçue du point de vue vibratoire ; le constructeur s'étant attaché lors de l'étude à éviter les solutions constructives pouvant provoquer des vibrations de grandes amplitudes.

Mais cette étude demeure toutefois une entrée à un domaine très vaste qui prend de plus en plus d'importance et qui est celui de la recherche vibroacoustique des machines. Ainsi cette étude pourra être plus poussée avec l'étude des vibrations en divers points du batî, des palier, ... et pour différents régimes. Ceci ne saurait être fait sans un équipement nécessaire adéquat, il serait donc d'une grande utilité pour le département de mécanique, l'acquisition de ce minimum nécessaire et l'aménagement d'un laboratoire de mesures vibroacoustiques.

Je ne saurais terminer sans évoquer le débâlement total qui existe à l'atelier, le manque de documentation et de catalogues des machines existantes à l'atelier ; ce qui nous a occasionné une grande perte de temps. Le travail a aussi compris l'installation et la mise en marche de la fraiseuse, travail qui n'était pas initialement prévu.

## BIBLIOGRAPHIE

- [ 1 ] . Jerzy Wicher - CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE OBRABIAREK  
METODA GĘSTOŚCI WIDMOWYCH  
39/1972 . Warszawa
- [ 2 ] . Cours de M<sup>c</sup> KUROWSKI : Vibrations acoustiques des machines  
et mécanismes .
- [ 3 ] . G. BUZDUGAN . La mesure des vibrations mécaniques .  
Eyrolles . Paris 1964 .
- [ 4 ] . Y. JULIEN . Vibration des systèmes élastiques .  
Ed. Naturalia et Biologia . 1971 .
- [ 5 ] . P. LIENARD et P. FRANÇOIS . Acoustique industrielle . Eléments  
fondamentaux et métrologie .  
Ed. Naturalia et Biologia . 1972 .
- [ 6 ] . V. DOBROVOLSKI, K. ZABLONSKI . Eléments de machines  
Ed. MIR - MOSCOU 1974
- [ 7 ] . R. WEILL . Technologie d'usinage . Données de base et mise en œuvre .  
Dunod . Paris 1964
- [ 8 ] . Applications des mesures et de l'analyse des vibrations à la  
maintenance des machines - Sté Brüel & Kjaer . 18-196 . 1978 .
- [ 9 ] . P. LEFEVRE . Théorie du signal .  
Université de Paris . 1967 .

