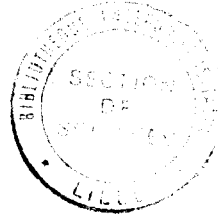


N° d'ordre : 245

50376
1988
81



50376
1988
81

THÈSE DE DOCTORAT

présentée par

Patrick FAVIER

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ

DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE

FLANDRES-ARTOIS

Discipline : **ELECTRONIQUE**

**CONTRIBUTION A LA CONCEPTION ET A LA
COMMANDE DE MACHINES A RELUCTANCE
VARIABLE LINEAIRES DESTINEES A
L'AMORTISSEMENT ET AU CONTROLE DES SYSTEMES
MECANIQUES VIBRANTS**



Soutenu le 24 Juin 1988 devant la Commission d' Examen

Présidents :

**G. SEGUIER
P. GLEESON**

Rapporteurs :

**F. NOTELET
H. SCHOORENS**

Examineurs :

**A. FOGGIA
J. LESENNE**

AVANT PROPOS

Le présent mémoire présente les travaux de recherche menés sur une utilisation originale des machines à réluctance variable permettant de contrôler les vibrations d'un système mécanique. Ces travaux ont été effectués au sein de l'équipe doctorale dirigée par Monsieur le Professeur G. SEGUIER. Nous exprimons à Monsieur SEGUIER notre profonde reconnaissance pour nous avoir accueillis dans son équipe de recherche de l'Université des Sciences et Techniques de Lille Flandres-Artois.

Nous remercions très vivement Monsieur le Professeur J. LESENNE, Directeur de l'Institut Universitaire de Technologie de Béthune, qui nous a permis d'effectuer nos travaux expérimentaux dans le département Génie Electrique et Informatique Industrielle et nous a toujours facilité nos démarches au sein de son établissement.

Nous exprimons notre très profonde reconnaissance à Monsieur le Professeur H. SCHOORENS, de l'Institut Industriel du Nord, qui nous a confié cette étude, d'abord au Laboratoire "Actionneurs Electromagnétiques" de l'I.U.T. de Béthune puis au Laboratoire d'Electronique Industrielle et d'Electrotechnique du Nord, lors de son rattachement à l'Institut Industriel du Nord. Il a toujours été pour nous un guide bienveillant et attentif.

Nous remercions très vivement Monsieur le Professeur P. GLEESON, Professeur au Middlesex Polytechnic de Londres, pour l'honneur qu'il nous fait en acceptant de présider le Jury auquel nous soumettons le compte rendu de nos travaux.

Nous remercions vivement Monsieur le Professeur A. FOGGIA de l'Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs Electriciens de Grenoble de l'Institut National Polytechnique de Grenoble qui a bien voulu juger notre travail en faisant partie du Jury de notre thèse.

Nous exprimons notre profonde gratitude à Monsieur le Professeur F. NOTELET de l'Institut Universitaire de Technologie de Béthune qui a bien voulu lire notre mémoire et qui a accepté d'être le rapporteur de nos travaux.

Nous remercions particulièrement tous nos collègues Enseignants et Techniciens du département Génie Electrique de l'I.U.T. de Béthune pour l'aide précieuse et efficace qu'ils m'ont toujours apportée.

Nous remercions beaucoup Monsieur A. DELOBEL, technicien au Département Génie Mécanique et Productique de l'I.U.T. de Béthune pour la qualité de la réalisation pratique de notre machine et de son banc d'essai.

Nous remercions le Service Général de l'I.U.T. de Béthune et particulièrement Madame B. BOITEL qui ont toujours traité nos commandes avec diligence et facilité nos démarches administratives et comptables.

Nous exprimons notre gratitude à Madame M-C. BLOUIN qui a assuré la frappe et la mise en page du texte et Messieurs D. RAVAUX et G. CORDIER pour la réalisation pratique de ce mémoire.

INTRODUCTION

Le principe des machines à réluctance variable est différent de celui des machines de l'Electrotechnique classique. Les efforts ne sont pas créés par l'action d'un flux sur un courant mais par la minimisation de la réluctance d'un circuit magnétique déformable excité par une bobine. Pour une machine linéaire, la déformation est obtenue par le déplacement rectiligne d'une pièce du circuit magnétique et une géométrie d'entrefer à surfaces dentées qui assure la variation de la réluctance. Cette technique permet de construire des actionneurs robustes à déplacements rectilignes qui développent des forces importantes. Les convertisseurs de l'électronique de puissance permettent d'alimenter et de commander ces machines, d'usage récent, avec souplesse et précision.

Le travail présenté propose d'utiliser une machine à réluctance variable dans le but de contrôler un système mécanique susceptible de vibrer.

Les phénomènes vibratoires fréquents en mécanique, concernent des structures déformables (masses, liaisons) soumises à des sollicitations dynamiques créées par des forces ou des déplacements. Ce sont des mouvements périodiques, souvent préjudiciables, dont l'amplitude des mouvements peut être grande devant l'amplitude des sollicitations dans le cas de régimes de résonance. Les contraintes importantes qui en découlent, peuvent entraîner des ruptures.

Certains systèmes mécaniques peuvent nécessiter un contrôle du régime vibratoire. La solution étudiée ci-après a pour principe de modifier les caractéristiques du système vibrant afin d'éviter les régimes destructifs. Deux concepts de machines sont proposés : l'un permet de changer la raideur de la structure par un actionneur monophasé qui travaille autour de la position dents alignées, l'autre absorbe une partie de l'énergie de vibration grâce à un actionneur diphasé dont les dentures sont décalées d'un demi pas dentaire.

L'étude théorique globale utilise des modèles simplifiés pour simuler les propriétés du système mécanique et de l'actionneur. Le recours à un logiciel de calcul de champs permet de tester la validité des modèles utilisés pour les deux concepts de machine. La simulation du modèle global montre que l'actionneur du premier concept est équivalent à un ressort à raideur programmable par la valeur du courant d'alimentation, et assure un déplacement des fréquences de résonance hors de la zone critique. L'actionneur du deuxième concept travaille à la manière d'un amortisseur de caractéristiques ajustables par la valeur des courants d'alimentation. Le fonctionnement a été simulé pour plusieurs types d'excitation du système et pour plusieurs lois de commande de l'actionneur.

Un banc d'essai a été construit, une machine diphasée à réluctance variable a été calculée et usinée spécialement pour cette application ; certaines caractéristiques ont été vérifiées par le logiciel de C.A.O. Les réponses aux différents types d'excitation ont été enregistrées pour les deux concepts de machine.

PLAN DU MEMOIRE

Le premier chapitre est un rappel sur la théorie des machines à réluctance variable et sur la mécanique des vibrations.

Le second chapitre présente les principes d'action des deux concepts de machine et les lois de commande des courants d'alimentation. La réponse en régime vibratoire est simulée à partir du modèle mathématique global. L'étude montre qu'il faut choisir un des deux concepts de machine en fonction de la durée de l'excitation et du niveau de vibration admissible du système à contrôler.

Le troisième chapitre est consacré à la vérification expérimentale de l'étude théorique. Chaque élément du banc d'essai est décrit, le calcul de l'actionneur prototype est présenté et ses caractéristiques sont relevées. Les réponses sont enregistrées pour les deux concepts de machines et comparées avec les résultats de la simulation.

Les photographies du banc d'essai et les schémas de l'électronique d'alimentation et de commande sont présentés en annexe.

La bonne concordance des différents résultats entre eux valide les principes retenus et permet de proposer une démarche pour concevoir la machine adaptée à un cahier des charges.

CHAPITRE I

MACHINE A RELUCTANCE VARIABLE

ET

VIBRATIONS

I.1. ACTIONNEURS A RELUCTANCE VARIABLE

I.1.1. Principes des machines à réluctance variable

I.1.1.1. Généralités

L'actionneur à réluctance variable est un transducteur électromécanique, l'ouvrage de M. JUFER [1] est consacré à ce type de machine.

Le fonctionnement d'une machine à réluctance variable est basé sur la déformation de son circuit magnétique excité par un champ magnétique et possédant un ou plusieurs degré de liberté. En effet, des efforts se développent dans la machine de façon à rendre le flux maximum dans le circuit magnétique.

I.1.1.2. Mode d'action

La figure 1.1 représente deux machines à réluctance variable. Chacune possède un seul degré de liberté : déplacement rectiligne en translation suivant une seule direction ou déplacement angulaire en rotation autour d'un axe.

Pour chaque actionneur, une source d'énergie électrique fait circuler un courant i dans un bobinage de n spires entourant un circuit magnétique formé d'une partie fixe et d'une partie mobile.

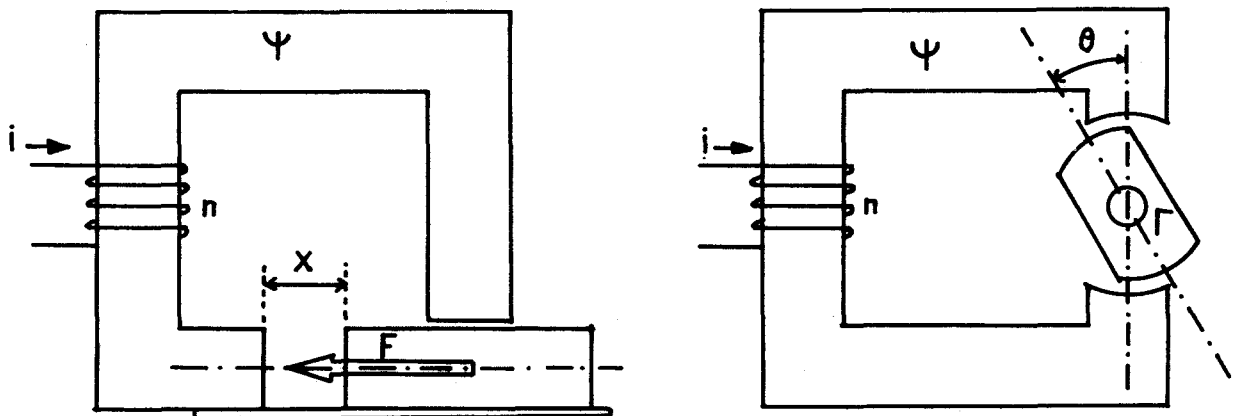


Fig.1.1. : Mode d'action des machines à réluctance variable

Si la bobine est alimentée et si la pièce mobile est libre de se mouvoir, celle-ci se déplace vers une position particulière qui donne le flux maximum.

I.1.2. Théorie des machines à réluctance variable

I.1.2.1. Relations générales

Soit ψ le flux d'induction magnétique totalisé établi dans le circuit magnétique, sa valeur dépend à la fois de la force magnétomotrice de la bobine et de la géométrie du circuit magnétique ; Le flux ψ est donc fonction des variables : courant i et position de la pièce mobile :

$$\psi = \psi(i, x) \quad (1)$$

x position de la pièce mobile d'un actionneur à déplacement rectiligne

$$\psi = \psi(i, \theta)$$

θ position angulaire du rotor pour une machine en rotation.

La suite de l'étude traitera uniquement des actionneurs linéaires, c'est-à-dire avec des déplacements rectilignes de la partie mobile repérée par la position x . Par analogie entre les systèmes en translation et en rotation, il est possible de retrouver les résultats correspondant à une machine rotative [1].

Dans un transducteur électromécanique, l'énergie transformée passe par une forme intermédiaire stockée dans le champ magnétique, elle est appelée énergie magnétique et définie ainsi :

l'énergie magnétique

$$W_m = \int_0^\psi i \cdot d\psi$$

On définit aussi la coénergie magnétique :

$$W'_m = \int_0^i \psi \cdot di \quad (2)$$

Le principe de la conservation de l'énergie pendant la conversion donne deux expressions de la force créée par un système électromagnétique :

$$F = - \frac{\delta W_m(\psi, x)}{\delta x}$$

$$F = \frac{\delta W'_m(i, x)}{\delta x} \quad (3)$$

Comme il est plus simple de contrôler un courant dans un bobinage que d'imposer un flux, l'expression (3) relative à la coénergie est d'un usage beaucoup plus généralisé.

Par les relations (2) et (3), la force développée est :

$$F = \int_0^i \frac{\delta \Psi}{\delta x} di$$

$$F = \int_0^i \frac{\delta (L \cdot i)}{\delta x} di \quad (4)$$

C'est l'expression de la force généralisée dans le cas d'un milieu quelconque. Avec L l'inductance du circuit défini par :

$$\Psi = L \cdot i$$

Chaque circuit électrique d'un transducteur peut être caractérisé par une équation de tension induite, dans le cas d'un seul bobinage.

$$U = R \cdot i + d\Psi/dt$$

Ceci donne :

$$U = R \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} + i \cdot \frac{\delta L}{\delta x} \cdot \frac{dx}{dt} + i \cdot \frac{\delta L}{\delta i} \cdot \frac{di}{dt} \quad (5)$$

la tension aux bornes du circuit électrique se compose de :

$R \cdot i$ la chute de tension ohmique

$L \cdot \frac{di}{dt}$ la tension induite par la variation de courant ou tension de transformation

$i \cdot \frac{\delta L}{\delta x} \cdot \frac{dx}{dt}$ la tension induite de mouvement

$i \cdot \frac{\delta L}{\delta i} \cdot \frac{di}{dt}$ la tension induite de saturation

La tension induite de mouvement est liée à la vitesse de translation du transducteur.

I.1.2.2. Notion de réluctance [3]

La notion de réluctance permet de caractériser un circuit magnétique en établissant une relation entre le flux et la différence de potentiel magnétique.

Soit un tube de champ d'induction magnétique B s'appuyant sur un contour fermé, limité par deux sections SA et SA' , perpendiculaires aux lignes de champ, dans un milieu de perméabilité μ .
cf. Fig. (1,2)

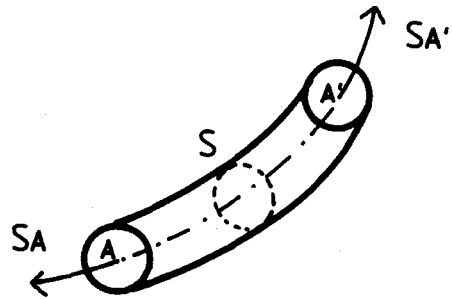


Fig. 1.2 - Surfaces limitant un tube de champ

En l'absence de courant, le théorème de la conservation du flux s'applique : le flux à travers une section S quelconque est égal au flux à travers la surface SA (ou SA') :

$$\Phi = \int_{S_A} \vec{B}_{SA} \cdot d\vec{S} = \int_S \vec{B}_S \cdot d\vec{S}$$

Si les surfaces SA et SA' sont perpendiculaires au champ d'induction, elles constituent des surfaces équipotentielles. La différence de potentiel magnétique entre ces deux surfaces s'obtient en intégrant la circulation du champ magnétique H sur une ligne joignant un point SA à un point de SA' :

$$\theta_{A'} - \theta_A = \int_{AA'} \vec{H} \cdot d\vec{s}$$

La réluctance du domaine est la quantité positive définie par :

$$R = \left| \frac{\theta_{A'} - \theta_A}{\Phi} \right| = \frac{\int_{AA'} \vec{H} \cdot d\vec{s}}{\int_S \vec{B}_s \cdot d\vec{S}} \quad (6)$$

Si on suppose le tube de champ suffisamment étroit, on peut choisir comme ligne AA' la ligne moyenne du tube, elle-même ligne de champ, de sorte que sur cette ligne :

$$\vec{H} \cdot d\vec{s} = Hs \cdot dl$$

Les lignes de champ sont perpendiculaires à la section S (aire S supposée équipotentielle).

$$\int_S \vec{B}_s \cdot d\vec{S} = B_s \cdot S$$

avec B_s l'induction moyenne dans S .

L'expression de la réluctance du domaine devient :

$$R = \int_A^{A'} \frac{H_s \cdot dl}{B_s \cdot S}$$

soit μ la perméabilité magnétique :

$$B_s = \mu \cdot H_s$$

donc

$$R = \int_A^{A'} \frac{H_s \cdot dl}{\mu H_s \cdot S} = \int_A^{A'} \frac{dl}{\mu \cdot S} \quad (7)$$

La notion de réluctance s'applique à des circuits magnétiques fermés.

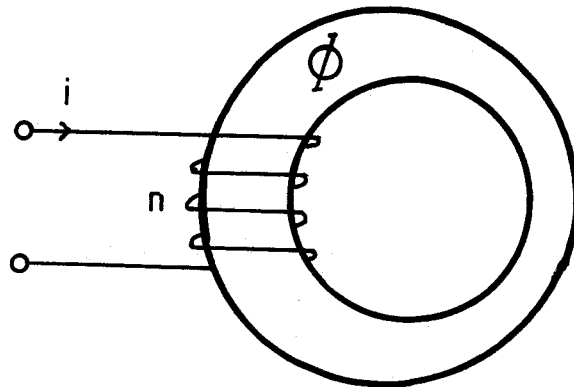


Fig. 1.3 - Représentation schématique d'un circuit magnétique

Le comportement électromagnétique du circuit de la figure 1.3 est décrit par le théorème d'Ampère :

$$\int \vec{H} \cdot d\vec{l} = N.I$$

et par l'hypothèse de la conservation du flux :

$$\phi = B.S. = \mu.H.S$$

ce qui donne

$$\phi \int \frac{dl}{\mu S} = R.\phi = NI$$

La réluctance exprimée en Henry⁻¹, ne dépend que de la géométrie du circuit magnétique et de sa perméabilité magnétique.

La perméance est l'inverse de la réluctance :

$$P = 1/R$$

On peut démontrer pour les circuits magnétiques, des relations analogues à celles des circuits électriques.

La réluctance de deux circuits magnétiques en série est égale à la somme des réluctances des deux circuits.

La perméance de deux circuits magnétiques en parallèle est égale à la somme des perméances des deux circuits.

Le calcul de la réluctance est simplifié si la perméabilité magnétique est constante, c'est le cas des tubes de champ dans les entrefers des machines.

L'utilisation de la notion de réluctance est donc particulièrement judicieuse lorsque les phénomènes d'entrefers sont prépondérants, ce qui est le cas pour les machines à réluctance variable.

I.1.2.3. Cas des circuits linéaires

Un circuit magnétique est dit linéaire quand il est non saturable, c'est-à-dire réalisé par des éléments de perméabilité magnétique constante. Dans ce cas, le flux totalisé ψ est proportionnel au courant i pour une position donnée de la partie mobile.

L'énergie magnétique W_m est égale à la coénergie magnétique W'_m .

L'inductance propre L du bobinage ne dépend que du paramètre de position géométrique.

$$\psi = L(x) . i$$

Si R est la réluctance du circuit magnétique et P sa perméance, on peut écrire dans ce cas :

$$L(x) = \frac{n^2}{R(x)} = n^2 \cdot P(x)$$

On remplace $L(x)$ dans la relation (4) :

$$F = \int_0^i n^2 \frac{dP(x)}{dx} \cdot i \cdot di$$

pour un système linéaire $dP(x) / dx$ ne dépend pas de i , donc l'expression de la force peut se mettre sous la forme simplifiée suivante :

$$F = \frac{1}{2} \cdot n^2 \cdot i^2 \cdot \frac{dP(x)}{dx}$$

Cette relation montre qu'il apparaît une force généralisée d'origine électromagnétique dès qu'un système est le siège de courant et qu'une déformation magnétique produit une variation de perméance.

Un tel convertisseur électromécanique est alors appelé système réluctant ou à réluctance variable. De nombreux systèmes fonctionnent suivant ce principe : électroaimant, relais pousseurs, moteurs pas à pas.

Pour l'étude des circuits magnétiques, siège de saturation magnétique, la démarche est identique mais plus compliquée à cause de la non-linéarité.

I.1.3. Actionneurs à entrefer denté

I.1.3.1. Fonctions caractéristiques de l'entrefer

Cette étude générale montre que pour qu'un actionneur développe une force, il faut qu'il y ait variation de la réductance de son circuit magnétique liée au déplacement de l'armature mobile. Un moyen de réaliser cette variation est d'usiner des dentures sur les surfaces métalliques délimitant l'entrefer [4].

L'étude se ramène alors à celle d'une structure à pas dentaire unique, l'effort exercé étant proportionnel au nombre N de pas dentaires actifs. L'effort total F est égal à l'effort développé par un pas dentaire $F\lambda$ multiplié par le nombre N de pas dentaires, s'il n'y a pas d'effets de bords.

$$F = N \cdot F\lambda \quad (10)$$

La figure 1.4 représente une coupe transversale de l'entrefer. La grandeur x repère la position relative de deux dentures de même pas dentaire λ

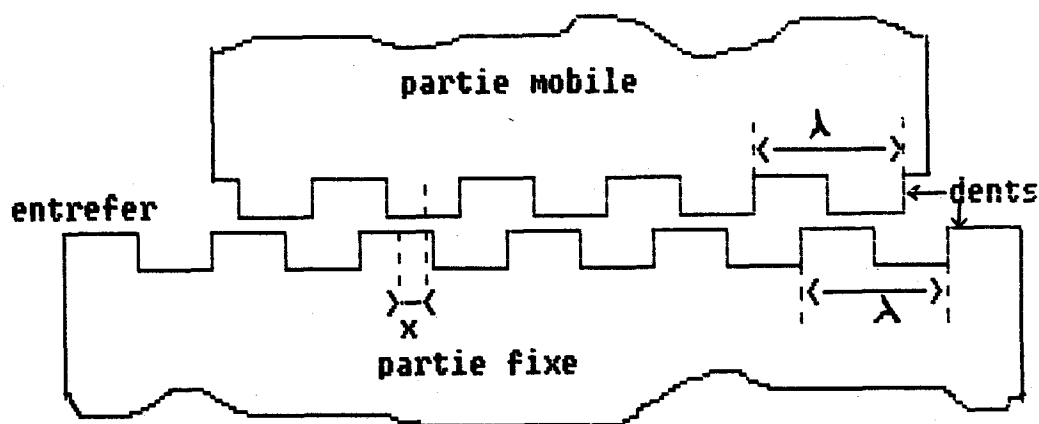


Fig. 1.4. - Entrefer d'une machine à réductance variable $N = 5$

Pour un déplacement de la partie mobile par rapport à la partie fixe, il y a variation de la réductance de l'entrefer, en effet, la réductance est minimale pour une position des dents alignées ($x = 0$) et maximale pour une position des dents en quinconce ($x = \lambda/2$). Un actionneur avec un tel entrefer développe une force périodique de période égale à un pas dentaire λ .

Les perméances de l'entrefer $P\lambda_A$ en position dents alignées et $P\lambda_Q$ en position dents en quinconce sont appelées les fonctions caractéristiques de l'entrefer.

I.1.3.2. Effort exercé par pas dentaire

Dans le cas général d'une machine alimentée par un courant constant i , l'effort développé par un pas dentaire est :

$$F\lambda = \frac{\delta W'_{\lambda m}(i, x)}{\delta x}$$

où $W'_{\lambda m}$ est la coénergie magnétique emmagasinée par pas dentaire,

$$W'_{\lambda m} = \int_0^i \psi \cdot di = \int_0^i n^2 \cdot P\lambda(i, x) \cdot i \cdot di$$

avec $P\lambda$ la perméance par pas dentaire.

On en déduit :

$$F\lambda = n^2 \int_0^i \frac{\delta P'_{\lambda}(i, x)}{\delta x} \cdot i \cdot di$$

Dans le cas où le courant d'alimentation i est donné, l'effort instantané par pas dentaire peut s'écrire :

$$F\lambda_i = \frac{1}{2} \cdot n^2 \cdot i^2 \cdot \frac{\delta P_{\lambda}(i, x)}{\delta x}$$

La perméance $P\lambda(i, x)$ est une fonction périodique de x , de période égale au pas dentaire λ .

La perméance est minimale quand les dents sont en quinconce ($x = \lambda/2$), on pose :

$$P\lambda_{iQ} = P\lambda(i, \lambda/2)$$

Elle est maximale pour la position des dents alignées ($x = 0$)

$$P\lambda_{iA} = P\lambda(i, 0)$$

La figure 1.5 donne l'allure de la courbe de perméance $P\lambda(i, x)$, elle est symétrique par rapport à l'axe d'abscisse 0.

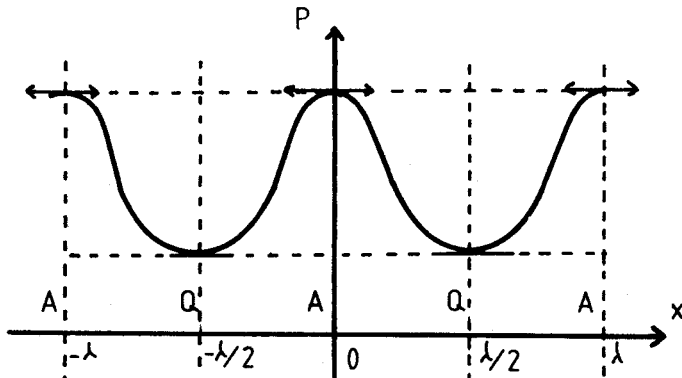


Fig.1.5 : Perméance par pas dentaire à i constant

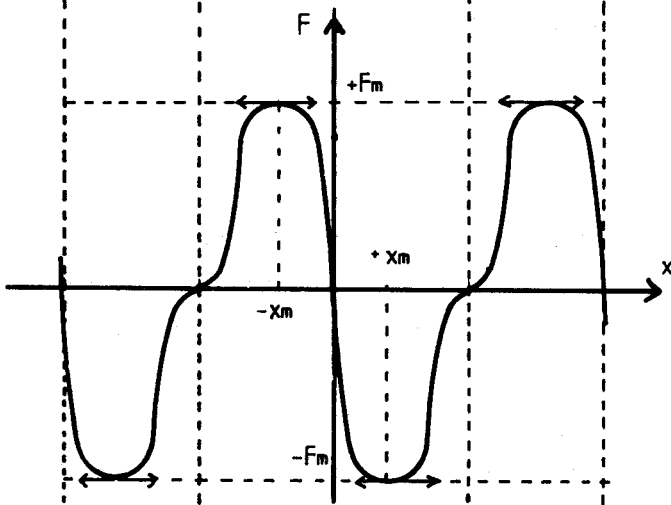


Fig.1.6 : Force par pas dentaire à i constant

La courbe de l'effort à courant constant se déduit de la courbe de la perméance par dérivation. La figure 1.6 donne l'allure de la courbe $F\lambda_i$. [5]

La variation de l'effort instantané $F_i(x)$ pour un courant donné est fonction de la géométrie de la denture usinée sur chaque face de l'entrefer. Par construction, il est donc possible de réaliser un actionneur avec une courbe de force donnée [6].

Comme toute fonction périodique, la perméance $P\lambda(i, x)$ peut être décomposée en série de Fourier formée d'un terme moyen $P\lambda_0$ et d'une somme d'harmoniques d'amplitude $P\lambda_k$.

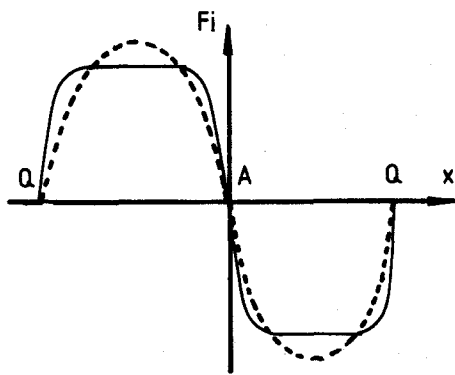
$$P\lambda(i, x) = P\lambda_0 + \sum_{k=1}^{\infty} P\lambda_k \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot k \cdot \pi}{\lambda} \cdot x\right)$$

On en déduit par dérivation

$$F\lambda_i = \frac{1}{2} \cdot n^2 \cdot i^2 \cdot \sum_{k=1}^{\infty} - \frac{2 \cdot k \cdot \pi}{\lambda} \cdot P\lambda_k \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot k \cdot \pi}{\lambda} \cdot x\right)$$

La courbe $F\lambda_i$, de la figure 1.6 correspond à une sinusoïde de période le pas dentaire λ , elle est déformée par la présence d'harmonique.

Dans la pratique, la courbe de force est souvent aplatie à cause de la forme des dents. cf. figure 1.7.



----- hypothèse du premier harmonique

_____ exemple de force réelle.

Fig.1.7 - Courbe force déplacement

Si la machine est soumise à un effort résistant constant par pas dentaire $F\lambda_r$, le point d'équilibre stable est donné par :

$$F\lambda_i = - F\lambda_r \quad \text{avec} \quad \frac{\delta(F\lambda_i + F\lambda_r)}{\delta x} < 0$$

Il correspond à l'intersection de la courbe $F\lambda_i$ avec la droite $F\lambda_r$, dans l'intervalle $[-Xm, Xm]$.

I.1.3.3. Les simplifications envisagées

Pour l'application faite ici, nous prendrons deux hypothèses simplificatrices :

- La perméabilité du fer est grande devant celle de l'entrefer,
- le milieu magnétique n'est pas saturable.

La première est très souvent vraie dans les systèmes réalisés, en effet une très grande partie de la force magnétomotrice de la bobine sert à faire circuler le flux dans l'entrefer de réluctance élevée devant le reste du circuit magnétique.

Dans le cas de la deuxième hypothèse, la perméance du circuit magnétique est indépendante du courant, c'est le cas des circuits magnétiques linéaires du paragraphe 1.1.2.3. Le fait de ne pas saturer le circuit magnétique permet d'utiliser des modèles simples pour étudier l'action des machines proposées. Dans l'étude expérimentale, l'hypothèse de non saturation sera vérifiée par une mesure de flux au niveau de la denture.

A partir de ces deux hypothèses, l'effort se réduit à :

$$F_{\lambda} = \frac{n^2 \cdot i^2}{2} \cdot \frac{dP_{\lambda_e}(x)}{dx} \quad (11)$$

où $P_{\lambda_e}(x)$ est la perméance de l'entrefer à x donné.

Pour de très nombreuses applications, ces simplifications seront valables et permettront une étude simplifiée des systèmes à réluctance variable.

1.1.3.4. Calcul de l'effort moyen

On calcule la valeur moyenne de l'effort sur un demi-pas dentaire :

$$\overline{F_{\lambda}} = \frac{1}{\lambda/2} \int_0^{\lambda/2} F_{\lambda} \cdot dx$$

$$\overline{F_{\lambda}} = \frac{2n^2}{\lambda} \cdot \int_0^{\lambda/2} \left[\int_0^i \frac{\delta P_{\lambda}(i, x)}{\delta x} \cdot i \cdot di \right] \cdot dx$$

Dans le cas d'une alimentation à courant constant :

$$\overline{F_{\lambda_i}} = \frac{n^2 i^2}{\lambda} \cdot \int_0^{\lambda/2} \frac{\delta P_{\lambda}(i, x)}{\delta x} \cdot dx = \frac{n^2 \cdot i^2}{\lambda} \cdot (P_{\lambda_{iA}} - P_{\lambda_{iQ}})$$

Il apparaît que les forces moyennes développées à courant constant ne dépendent que des perméances en position dents alignées et dents en quinconce.

Pour un circuit magnétique non saturé, les perméances sont indépendantes du courant, d'où :

$$\overline{F\lambda}_i = \frac{n^2 i^2}{\lambda} \cdot (P\lambda_A - P\lambda_Q) \quad (12)$$

Si la perméabilité du fer est supposée infinie, seules les perméances d'entrefer interviennent.

$$\overline{F\lambda}_i = \frac{n^2 i^2}{\lambda} \cdot (P\lambda_{eA} - P\lambda_{eQ})$$

S'il n'y a pas d'effet de bords :

$$\overline{F}_i = N \cdot \overline{F\lambda}_i = N \cdot \frac{n^2 i^2}{\lambda} \cdot (P\lambda_{eA} - P\lambda_{eQ}) \quad (13)$$

Plus la différence entre les perméances en position dents alignées et en position dents en quinconce est grande, plus la force moyenne développée est importante. Lors de la conception d'un actionneur, ceci peut être réalisé par une faible épaisseur d'entrefer. [7]

I. 2. CINEMATIQUE DES VIBRATIONS

I.2.1. Définitions

Dans son sens le plus général, une vibration est un mouvement périodique, c'est-à-dire qui se répète exactement après un certain temps T appelé la période de la vibration [8].

Si l'on porte les déplacements x en fonction du temps, on obtient une courbe comme celle représentée à la figure 1.8.

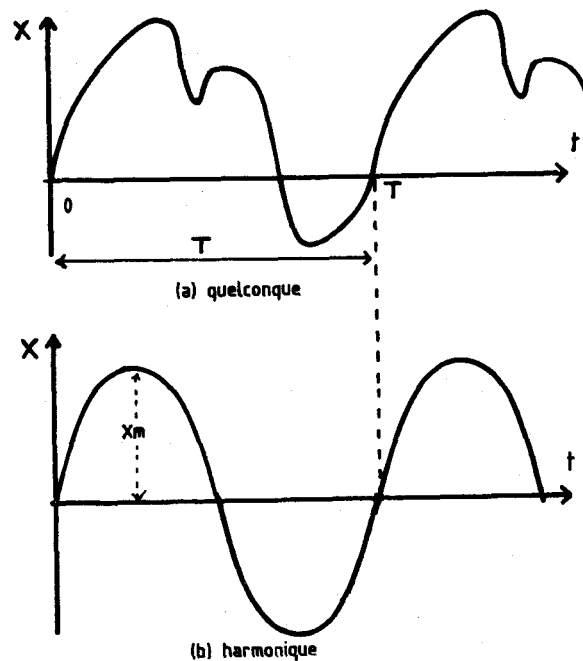


Fig. 1.8. Représentation d'un mouvement vibratoire

Le plus simple des mouvements périodiques est le mouvement harmonique. Dans ce mouvement, la relation entre x et t est sinusoïdale

$$x = x_m \cdot \sin \omega t$$

Dans ce cas, x_m est l'amplitude du mouvement. Par dérivation, on obtient les valeurs maximales de la vitesse et de l'accélération qui valent respectivement $\omega \cdot x_m$ et $\omega^2 \cdot x_m$.

Par application du théorème de Fourier, il est toujours possible d'étudier une vibration quelconque au moyen d'un fondamental et d'une suite d'harmoniques.

1.2.2. Applications aux structures mécaniques

1.2.2.1. Systèmes à un seul degré de liberté

On dit qu'un système mécanique possède un seul degré de liberté quand, à chaque instant, sa position géométrique peut être définie par un seul paramètre.

Une masse guidée en translation et suspendue par un ressort, un pendule rigide en rotation constituent des systèmes à un seul degré de liberté. cf. figure 1.2.

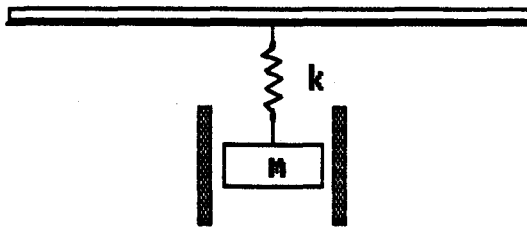


Fig. 1.9. - Système type à un seul degré de liberté

1.2.2.2. Modèle d'un système à un seul degré de liberté

Les systèmes à un seul degré de liberté en déplacement rectiligne peuvent être représentés par le système illustré sur la figure 1.10. La masse m repose sans frottement sur une table horizontale, elle est accrochée à une des extrémités d'un ressort de masse négligeable et dont l'autre extrémité est fixée au point E du bâti solide de la table.

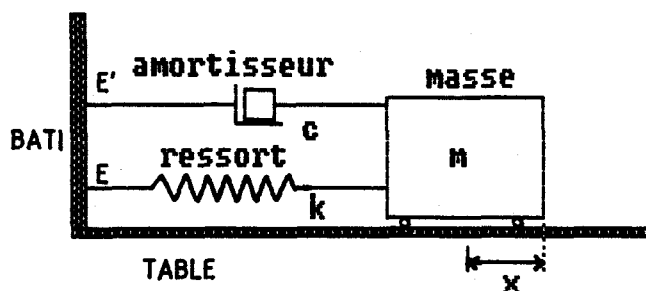


Fig. 1.10. - Système mécanique vibrant

Le ressort est caractérisé par sa raideur k , intensité de la force qu'il faut lui appliquer pour l'allonger d'une unité de longueur, elle s'exprime en N/m .

Le ressort exerce sur la masse mobile une force qui tend à la ramener à sa position d'équilibre. Cette force, appelée force de rappel, est, pour le ressort parfait, proportionnelle à l'allongement x et est donnée par la formule [9]

$$F_r = -k.x \quad (14)$$

Entre le bâti (point E') et la masse, il y a en plus un mécanisme amortisseur. Celui-ci s'oppose aux déplacements de la masse m en exerçant sur celle-ci une force d'amortissement opposée à la vitesse [10]. En première approximation, dans le cas d'un amortissement visqueux, la force d'amortissement est donnée par la formule :

$$F_c = -c \cdot \frac{dx}{dt}$$

La quantité constante c s'appelle le coefficient de résistance visqueuse ou coefficient d'amortissement visqueux.

On étudie le mouvement de la masse sous l'influence des forces extérieures qui agissent sur elle. La variable x est la distance entre la position instantanée et la position d'équilibre de la masse.

Pour étudier un régime harmonique, la force extérieure d'excitation agissant sur la masse est supposée être une force alternative de la forme $F_0 \cdot \sin \omega t$.

Par convention, les forces sont comptées positivement quand elles sont dirigées suivant l'axe des x .

On appelle généralement :

$$F_c = -c \cdot \frac{dx}{dt} \text{ la force d'amortissement ou de frottement}$$

$$-m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \text{ la force d'inertie}$$

$$F_r = -k.x \text{ la force élastique ou de rappel}$$

$$F_0 \sin \omega t \text{ la force extérieure}$$

L'ensemble des éléments (masse mobile, ressort de raideur k , amortisseur de coefficient c) modélise un système mécanique susceptible de vibrer sous l'action d'une force d'excitation périodique.

1.2.2.3. Equation du mouvement

L'application du théorème de la résultante cinétique donne :

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = Fr + Fc + Fo \cdot \sin \omega t \quad (15)$$

ou

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = Fo \cdot \sin \omega t \quad (16)$$

C'est l'équation d'un oscillateur harmonique à 1 degré de liberté [11]

1.2.2.4. Etude du mouvement en régime libre

Le régime libre correspond à un système mécanique isolé, c'est-à-dire sans force d'excitation extérieure, $Fo = 0$.

L'équation du mouvement se réduit à :

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = 0 \quad (17)$$

Les solutions de cette équation différentielle linéaire à coefficients constants peuvent être recherchées sous la forme :

$$x = A \cdot e^{rt}$$

En résolvant l'équation caractéristique :

$$m \cdot r^2 + c \cdot r + k = 0$$

Les solutions r_1 et r_2 de cette équation sont :

$$r_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\frac{-c}{m} \mp \sqrt{\left(\frac{c}{m}\right)^2 - \frac{4k}{m}} \right] \quad (18)$$

d'où

$$X = A_1 e^{r_1 \cdot t} + A_2 e^{r_2 \cdot t} \quad (19)$$

On définit :

$$w_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (20)$$

$$\alpha = \frac{c}{c_c} \quad (21)$$

c_c est le coefficient d'amortissement critique tel que le discriminant intervenant dans (18) soit nul.

$$\left(\frac{c}{m}\right)^2 - \frac{4 \cdot k}{m} = 0$$

alors

$$c_c = 2 \cdot m \cdot w_0$$

ce qui entraîne

$$c = 2 \cdot m \cdot \alpha \cdot w_0$$

La relation (18) devient :

$$r_{1,2} = -\alpha \cdot w_0 \pm w_0 \sqrt{\alpha^2 - 1} \quad (22)$$

La forme des solutions de l'équation différentielle (17) dépend du signe du discriminant, donc change suivant la valeur de α .

1er cas : $\alpha < 1$

La relation (22) devient :

$$\text{avec } j = \sqrt{-1} \quad r_{1,2} = -\alpha \cdot w_0 \pm j \cdot w_0 \cdot \sqrt{1 - \alpha^2}$$

La solution générale (19) s'écrit :

$$X = A_1 e^{-\alpha \cdot w_0 \cdot t + j \cdot w_0 \cdot \sqrt{1 - \alpha^2} \cdot t} + A_2 e^{-\alpha \cdot w_0 \cdot t - j \cdot w_0 \cdot \sqrt{1 - \alpha^2} \cdot t}$$

qui peut se mettre sous la forme :

$$X = A.e^{-\alpha \cdot \omega_0 t} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varnothing) \quad (23)$$

avec

$$\omega = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \alpha^2} \quad (24)$$

Les constantes A et \varnothing de (23) sont déterminées par les conditions initiales de position x_0 et de vitesse v_0 à l'instant initial $t = 0$.

La figure (1.11) représente le mouvement libre du système avec comme conditions initiales $t = 0 : x = x_0, v_0 = 0$ et un facteur d'amortissement de valeur $\alpha = 0,1$.

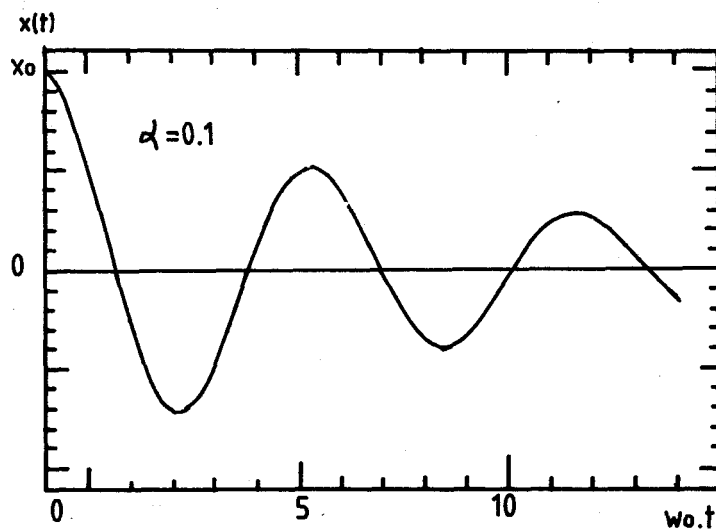


Fig. 1.11 - Mouvement pseudo-périodique amorti, $v_0 = 0$

Le mouvement est pseudo-périodique de pseudo-période $T = 2\pi/\omega$ mais l'amplitude $A \cdot e^{-2\omega_0 t}$ décroît avec le temps. La décroissance est une caractéristique du système. En effet, la mesure de α peut se faire par la mesure du décrément logarithmique δ , logarithmique népérien du rapport de deux amplitudes maximales consécutives.

$$\delta = \text{Ln} \left(\frac{X_p}{X_{p+1}} \right) \sim \frac{2\pi\alpha}{\sqrt{1-\alpha^2}}$$

Dans les cas pratiques, α est très souvent petit devant 1, on a :

$$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \alpha$$

Le cas $\alpha < 1$ est celui le plus souvent rencontré en pratique, il correspond aux systèmes mécaniques faiblement amortis, donc avec des forces de frottement visqueux, faibles.

2ème cas : $\alpha = 1$

Dans ce cas, les racines de l'équation caractéristique sont doubles :

$$r_{1,2} = -\omega_0$$

Le mouvement est dit apériodique critique, avec :

$$x(t) = (A_1 + A_2 t) \cdot e^{-\omega_0 t}$$

où A_1 et A_2 sont déterminés d'après les conditions initiales, cf. figure 1.12

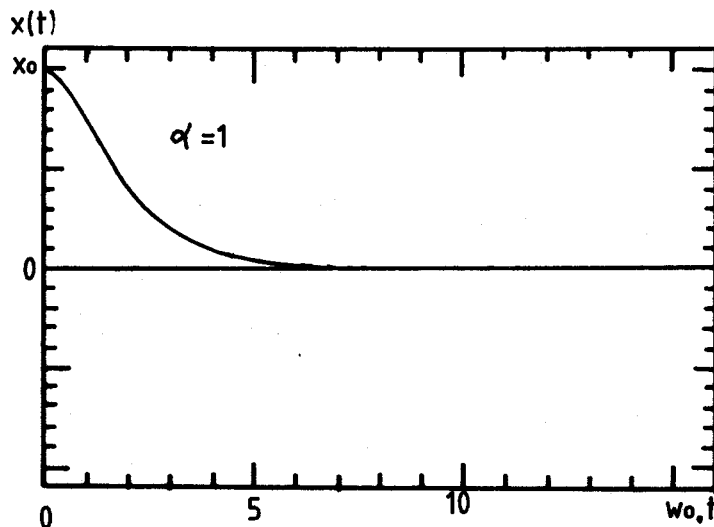


Fig.1.12 - Mouvement apériodique critique, $v_0 = 0$

C'est dans ce cas que la masse m retourne à sa position de repos le plus rapidement possible sans oscillation.

3ème cas : $\alpha > 1$

Ce cas ne se présente que rarement. Les deux racines de l'équation caractéristique r_1 et r_2 sont toujours négatives, donc le mouvement est une combinaison linéaire de deux exponentielles décroissantes, cf. figure 1.13.

$$X(t) = A_1 \cdot e^{(-\alpha \cdot \omega_0 + \omega_0 \cdot \sqrt{\alpha^2 - 1}) \cdot t} + A_2 \cdot e^{(-\alpha \cdot \omega_0 - \omega_0 \cdot \sqrt{\alpha^2 - 1}) \cdot t}$$

Le mouvement est dit apériodique.

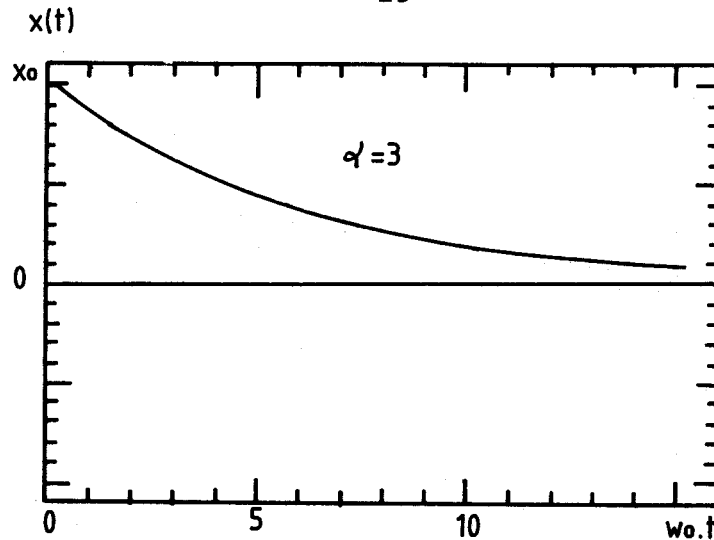


Fig. 1.13 - Mouvement aperiodique, $\nu_0 = 0$

Dans les trois types de mouvement, x tend vers zéro, ce qui justifie en régime permanent l'abandon de la solution transitoire.

I.2.2.5. Etude du mouvement en régime forcé sinusoïdal

Le système mécanique est excité par une force extérieure sinusoïdale $F_0 \sin \omega t$. La solution générale de l'équation (16) est égale à la somme de la solution générale de l'équation sans second membre du régime libre et d'une solution particulière de l'équation totale.

La solution en régime permanent est de la forme :

$$x = X \sin(\omega t - \varnothing) \quad (25)$$

car le mouvement périodique de la masse a la même pulsation ω que l'excitation.

En reportant (25) dans (16) :

$$(k - m \cdot \omega^2) \cdot X \sin(\omega t - \varnothing) + c \cdot \omega \cdot X \cos(\omega t - \varnothing) = F_0 \sin \omega t$$

On obtient :

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m \cdot \omega^2)^2 + c^2 \cdot \omega^2}} = \frac{X_{st}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(2 \cdot \alpha \cdot \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (26)$$

avec $X_{st} = F_0/k$

$$\operatorname{tg} \varnothing = \frac{c w}{k - m \cdot w_o^2} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{w}{w_o}\right)}{1 - \left(\frac{w}{w_o}\right)^2} \quad (27)$$

X_{st} est le déplacement du système soumis à une force statique constante d'intensité F_o .

L'amplitude est maximale pour :

$$w = w_o \cdot \sqrt{1 - 2\alpha^2} \quad (28)$$

de valeur

$$X = \frac{X_{st}}{2 \cdot \alpha \sqrt{1 - \alpha^2}} \quad (29)$$

de déphasage

$$\operatorname{tg} \varnothing = \frac{\sqrt{1 - \alpha^2}}{\alpha} \quad (30)$$

C'est le phénomène de résonance d'amplitude.

En pratique, les systèmes sont faiblement amortis ($\alpha < 0,1$), ce qui permet de simplifier les formules pour la résonance d'amplitude.

$$w \approx w_o$$

$$\operatorname{tg} \varnothing \approx \frac{1}{\alpha}$$

$$X \approx \frac{X_{st}}{2 \cdot \alpha}$$

Les courbes de la figure 1.14 a. représentent X / X_{st} en fonction de w/w_o pour différentes valeurs du taux d'amortissement α .

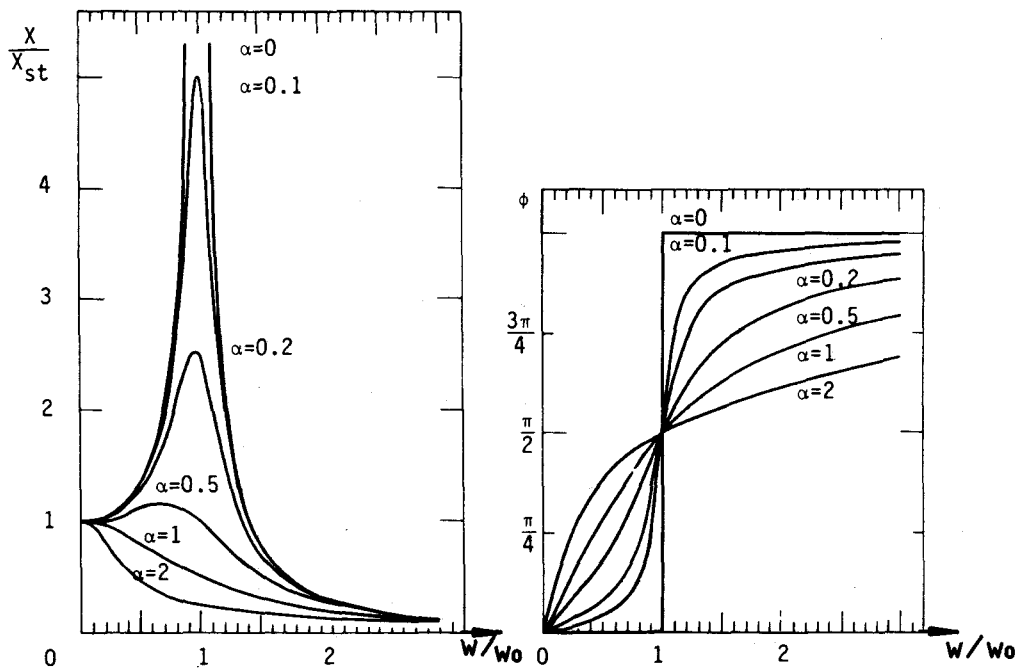


Fig. (1.14). - Amplitude et phase en fonction de la pulsation d'excitation

A la résonance, l'amplitude des vibrations devient très grande si le système est faiblement amorti ; ceci entraîne l'existence de forces et contraintes d'intensité importante. En particulier au point d'attache du ressort, il y a une force d'amplitude :

$$Fr = k \cdot x = \frac{k \cdot X_{st}}{2 \cdot \alpha} = \frac{F_0}{2 \cdot \alpha}$$

Donc, une fréquence de travail, proche de la fréquence de résonance peut se traduire par un régime de fonctionnement dangereux et éventuellement destructif.

En exerçant une force de direction opposée au déplacement, l'amortisseur freine le mouvement et limite l'amplitude de la vibration. En effet, il apparaît sur la figure (1.14a) que, plus le taux d'amortissement α augmente, plus l'amplitude des vibrations X diminue pour une fréquence d'excitation donnée. L'action de l'amortisseur apparaît clairement dans les considérations énergétiques du paragraphe suivant.

Lorsque le système mécanique est excité, les oscillations qui ont lieu, et qui sont appelées oscillations forcées, ont la même fréquence que la force appliquée, mais elles ont un retard de phase ϕ . La figure (1.14.b) représente les variations de la phase ϕ en fonction des variations de la pulsation de l'excitation. Pour des pulsations petites devant la pulsation de résonance, le déplacement est en phase avec l'excitation à cause de la faible intensité des forces d'inertie. Pour la pulsation de résonance, le déphasage ϕ est caractéristique et égal à $\pi/2$. Pour des

pulsations plus grandes le déphasage tend vers π , les déplacements sont en opposition de phase avec l'excitation.

1.2.2.6. Les échanges d'énergie

Les vibrations sont caractérisées par un échange entre l'énergie cinétique et l'énergie potentielle. Cet échange est accompagné d'un apport d'énergie venant de l'extérieur et d'une déperdition d'énergie transformée et perdue par le système vibrant.

Pour qu'il y ait vibration, il faut un échange d'énergie de formes diverses :

- énergie cinétique, liée à la notion de masse :

$$\epsilon_m = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (31)$$

v vitesse de déplacement de la masse

- énergie élastique ou potentielle liée à la notion de ressort :

$$\epsilon_r = \int_0^x |Fr| dx = \int_0^x + kx dx = \frac{kx^2}{2} \quad (32)$$

pour une élongation x du ressort

- énergie dissipée liée à la notion d'amortisseur :

$$\epsilon_c = \int_0^{\frac{2\pi}{w}} Fc \cdot \frac{dx}{dt} \cdot dt = - \pi \cdot c \cdot w \cdot X^2 \quad (33)$$

pendant un cycle de vibration d'amplitude X et de pulsation w

- Energie apportée liée à la notion d'excitation :

$$\epsilon_e = \int_{x_{initial}}^{x_{final}} F(t) dx$$

En régime libre avec une position initiale x_0 , et une vitesse initiale v_0 , l'énergie initiale apportée par l'excitation est l'énergie potentielle stockée par le ressort

$$\epsilon_e = + \frac{k x_0^2}{2}$$

puisque le système est isolé.

En régime forcé, l'énergie est apportée par la force sinusoïdale d'excitation permanente d'amplitude F_0 et de pulsation w

$$\epsilon_e = \int_0^{2\pi} \frac{1}{w} F(t) \cdot \frac{dx}{dt} \cdot dt = \pi \cdot X \cdot F_0 \cdot \sin \varnothing$$

pendant un cycle d'excitation.

A un instant donné, l'énergie totale ϵ d'un oscillateur harmonique est la somme de l'énergie potentielle du ressort et de l'énergie cinétique de la masse.

$$\epsilon = \epsilon_r + \epsilon_m \quad (34)$$

Un système au repos est caractérisé par une énergie totale nulle.

Pour le système vibrant, lorsque l'amplitude est maximale, la vitesse est nulle, l'énergie est alors contenue dans le ressort sous forme d'énergie potentielle, l'énergie cinétique étant nulle. Un quart de période plus tard, la position est nulle et la vitesse est maximale, il y a eu échange d'énergie qui se présente sous forme d'énergie cinétique contenue dans la masse en déplacement, l'énergie potentielle est nulle pour cette position.

Régime libre

En régime libre, c'est-à-dire sous forme d'excitation, il n'y a pas d'apport continu d'énergie venant de l'extérieur, le système vibrant perd de l'énergie ϵ_c dissipée par cycle par l'amortisseur (voir relation 33). Ceci se traduit par une diminution de l'amplitude des vibrations qui caractérise une diminution de l'énergie totale du système.

Régime forcé

Pour maintenir un système dans un état vibratoire donné, il faut donc apporter au système une énergie qui compense les pertes. Cette énergie est fournie par l'excitation vibratoire. En régime permanent par période, l'excitation compense exactement les pertes.

1.2.2.7. Les différentes excitations [12]

L'effet de l'excitation est d'apporter au système mécanique de l'énergie qui se transforme en énergie de vibration caractérisée par un mouvement. Cet apport d'énergie peut être d'origines diverses :

Régime libre

Des conditions initiales de position ou de vitesse différentes de zéro pour un système mécanique peuvent être considérées comme une excitation à $t = 0$. Par exemple, en imposant une position initiale x_0 différente de la position de repos et en lâchant le système, celui-ci est soumis au régime libre avec pour énergie de départ l'énergie emmagasinée dans le ressort.

Régime forcé harmonique

* Excitation à la masse $F(t)$

C'est le type d'excitation qui a servi à l'étude théorique des chapitres précédents. Une force périodique sinusoïdale $F(t)$ d'intensité F et de pulsation w est appliqué sur la masse, cf. Fig.(1,15).

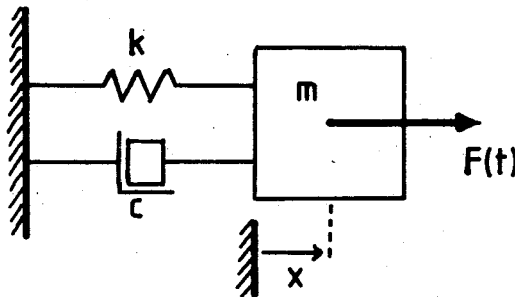


Fig. (1.15) - Excitation à la masse $F(t)$

$$m \cdot \frac{dx}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + kx = F(t)$$

c'est l'équation différentielle du modèle mathématique.

* *Excitation géométrique à la base du ressort $u(t)$*

Le point d'attache du ressort n'est pas fixé au bâti, mais est soumis à un déplacement périodique $u(t)$, cf. fig. (1.16).

$$u(t) = U_0 \cdot \sin \omega t$$

L'élongation du ressort est $x - u$, donc la force de rappel a pour valeur :

$$Fr = -k \cdot (x - u)$$

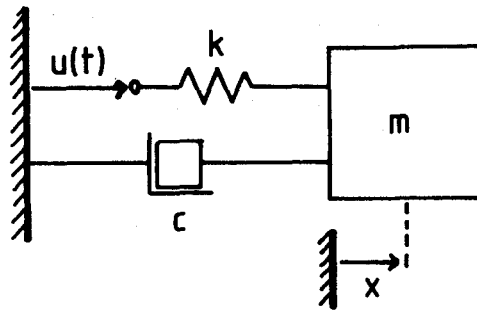


Fig. (1.16) - *Excitation géométrique à la base du ressort*

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = -c \cdot \frac{dx}{dt} - k \cdot (x - u)$$

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = k \cdot u(t) = k \cdot u_0 \cdot \sin \omega t$$

Ce cas est identique au cas précédent, avec comme force d'intensité la valeur $k \cdot u_0$, égale à la force statique qu'il faut appliquer au ressort pour l'allonger d'une distance U_0 . U_0 est donc assimilé à la grandeur X_{st} du paragraphe 1.2.2.5. relation (26)

$$U_0 = X_{st}$$

$$k \cdot U_0 = F_0$$

Les relations relatives à l'excitation à la masse peuvent être utilisées directement pour l'étude du mouvement avec excitation à la base du ressort.

* *Excitation par une accélération à la fonction ressort-amortisseur*

Cette excitation crée un mouvement relatif δ à la base, cf. Fig.(1.17)

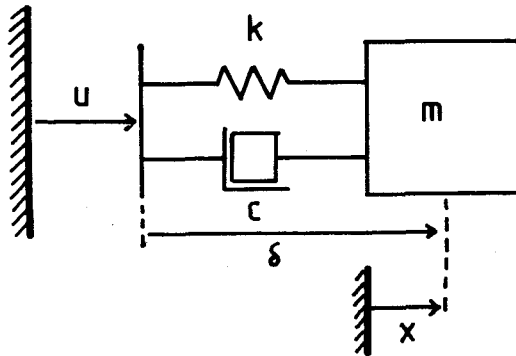


Fig. (1.17) - Accélération à la base

$$m \cdot \frac{d^2 \delta}{dt^2} + c \cdot \frac{d\delta}{dt} + k \cdot \delta = -m \cdot \frac{d^2 u}{dt^2}$$

La force d'excitation est ici fonction de l'accélération de l'excitation géométrique.

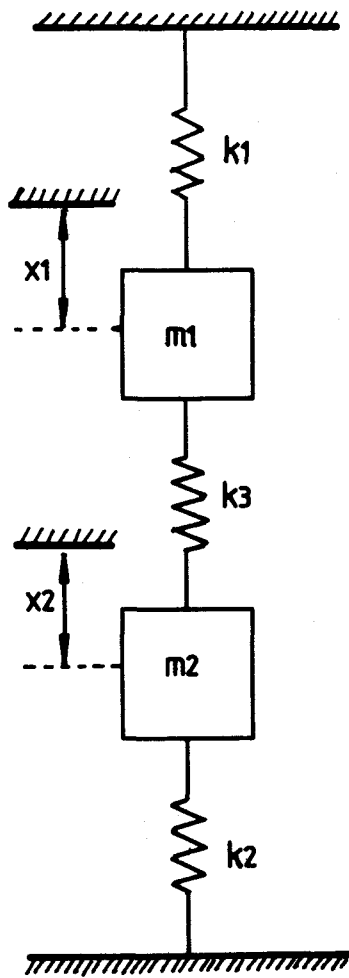
Pour chaque type d'excitation harmonique, le modèle mathématique apparaît toujours sous forme de l'équation différentielle habituelle :

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = F(t)$$

Il est donc possible de généraliser les résultats trouvés au paragraphe 1.2.2.5. Tout système mécanique, vibrant suivant un degré de liberté, est caractérisé par un taux d'amortissement et une fréquence de résonance.

1.2.2.8. Système à plusieurs degrés de liberté

Le nombre de degrés de liberté est égal au nombre de paramètres indépendants qui repèrent complètement la position d'un système mécanique à un instant donné [13].



La figure (1.18) représente un système à deux degrés de liberté repérés par les coordonnées x_1 et x_2 qui sont la position des masses m_1 et m_2 guidées en translation suivant l'axe des x .

Le modèle mathématique du système est obtenu en faisant le bilan des forces appliquées sur chaque masse.

Fig. (1.18) Système non amorti à deux degrés de liberté

$$m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -k_1 \cdot x_1 - k_3 \cdot (x_1 - x_2)$$

$$m_1 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (k_1 + k_3) \cdot x_1 - k_3 \cdot x_2 = 0$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + (k_2 + k_3) \cdot x_2 - k_3 \cdot x_1 = 0$$

En régime permanent, on suppose que les masses ont des mouvements harmoniques de même fréquence et d'amplitudes différentes. Le système d'équations différentielles doit être vérifié à chaque instant. L'étude conduit à deux valeurs possibles de pulsation propre du système à deux degrés suivant les conditions initiales du régime libre.

Chaque système à plusieurs degrés de liberté peut prendre une forme de mouvement appelée le mode propre, avec une fréquence propre. Il y a autant de modes et fréquences différentes que de degrés de liberté. Pour chacun des modes propres le système peut être considéré comme un oscillateur simple, avec une masse équivalente, une raideur équivalente constante et un bilan énergétique propre.

Le chapitre suivant propose d'utiliser une machine à réluctance variable pour contrôler les échanges d'énergie des systèmes vibrants.

CHAPITRE II

CONCEPTS DE MACHINE

2.1. INTRODUCTION

On se propose, dans cette étude, d'utiliser un actionneur à réluctance variable pour protéger les systèmes mécaniques contre les effets des vibrations. Un système mécanique susceptible de vibrer selon un degré de liberté a pour modèle une masse libre sur un axe, un ressort et un amortisseur.

Chaque type d'excitation correspond à un état vibratoire particulier.

* Une excitation fugitive entraîne des oscillations en régime libre dont l'amplitude diminue selon le degré d'amortissement du système mécanique. C'est le cas d'un déséquilibre en position qui apporte une énergie initiale.

* Une excitation harmonique continue entraîne des oscillations en régime forcé. Quand le régime permanent est établi, l'amortisseur dissipe l'énergie apportée par l'excitation.

Suivant le type d'excitation et les caractéristiques de solidité du système mécanique vibrant, il est possible de rechercher des résultats différents. L'action de l'actionneur commandé peut être simplement une surveillance du système mécanique vibrant en évitant les régimes de fonctionnement destructifs. Dans le cas d'un système plus fragile ou soumis à une excitation continue le but recherché peut être un étouffement total des oscillations.

Le tableau I montre les différentes actions que l'actionneur devra être capable d'exercer en fonction du type d'excitation et du degré de solidité du système mécanique.

Deux modes de fonctionnement apparaissent dans ce tableau.

- Le **MODE 1** évite les régimes de fonctionnement destructifs, il protège simplement le système mécanique contre les effets des phénomènes de résonance.
- Le **MODE 2** consiste à amortir l'état vibratoire, c'est-à-dire à diminuer l'amplitude des vibrations. Par son action, l'actionneur retire l'énergie de vibration jusqu'à une amplitude acceptable des vibrations.

EXCITATION

		FUGITIVE	CONTINUE
SYSTEME MECANIQUE	FRAGILE	<ul style="list-style-type: none"> * surveiller et agir immédiatement * éviter les régimes destructifs MODE 1 * Amortir totalement * retirer toute l'énergie de vibration jusque $x = 0$ MODE 2 	<ul style="list-style-type: none"> * Amortir totalement * retirer toute l'énergie de vibration jusque $x = 0$ MODE 2
	SOLIDE	<ul style="list-style-type: none"> Eviter les régimes destructifs MODE 1 avec seuil 	<ul style="list-style-type: none"> * retirer une partie de l'énergie de vibration jusqu'à une amplitude limite admissible et éviter les régimes destructifs - MODE 2 avec seuil

Tableau I - Les différents modes de fonctionnement

Lorsque le système mécanique solide tolère des vibrations d'amplitude petite, la commande de l'actionneur peut être rendue active au-dessus d'un seuil d'amplitude juste acceptable. L'actionneur agit jusqu'à ce que l'amplitude des oscillations devienne inférieure à ce seuil limite.

A un problème de vibrations posé par un système mécanique, il faudra choisir un de ces modes d'action selon le système lui-même et le type d'excitation auquel il est soumis. L'application d'une machine à réluctance variable demande de concevoir cette machine avec des caractéristiques en relation avec le taux d'efficacité désiré.

La suite montrera qu'à chaque mode correspond une machine à réluctance variable particulière avec une commande d'alimentation spécifique. En effet le nombre de phases est différent pour les deux modes : actionneur à une phase pour le premier mode, à deux phases pour le deuxième.

Pour les modes d'action avec seuil d'amplitude limite, la machine est la même que celle avec commande sans seuil, mais le système devient non linéaire car les paramètres de l'équation différentielle du modèle mathématique sont

variables. Par contre la réalisation pratique ne demande qu'une fonction électronique de comparaison avec un seuil de tension réglable par l'utilisateur.

On cherche à concevoir un actionneur, avec sa commande spécifique qui soit en mesure d'être efficace sur des systèmes mécaniques de taille comparable et commandé suivant le même mode.

2.2. PREMIER CONCEPT DE MACHINE

2.2.1. Principe d'action

Le but est d'éviter les phénomènes de résonance mécanique qui ont lieu lorsque la fréquence d'excitation est proche de la fréquence de résonance du système mécanique. Pour un système mécanique faiblement amorti, la fréquence de résonance ω_0 dépend surtout de la masse de la partie mobile m et de la rigidité k du système mécanique, cf. § 1.2.2.5.

$$\omega_0 \approx \sqrt{k/m}$$

Le système actionneur avec commande spécifique doit être auto adaptatif, c'est-à-dire que les phénomènes de résonance doivent être évités pour toutes les fréquences d'excitation possibles.

Le principe d'action proposé est de modifier la rigidité globale de l'ensemble, système mécanique et machine à réluctance variable. Par la commande de l'actionneur, la rigidité globale de l'ensemble sera variable.

2.2.2. Utilisation d'une machine à réluctance variable monophasée

Pour réaliser ce premier principe d'action, une machine à réluctance variable est utilisée comme un ressort capable de travailler en compression et en traction. Pour un actionneur à un seul entrefer denté, la courbe de force passe par zéro pour une position nulle qui correspond aux dents alignées. cf. fig.(2.1).

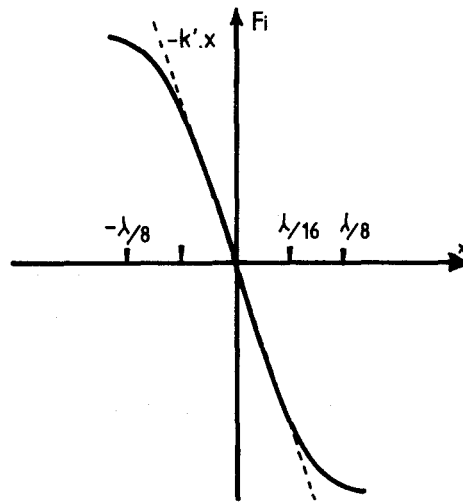


Fig. (2.1) : Courbe de force autour de la position dents alignées

Autour de cette position, la force peut être considérée comme fonction linéaire de la position pour de petits déplacements à courant i d'alimentation donné.

$$F_i(x) = -k'x$$

Pour des déplacements faibles (ex $x < \lambda/16$), l'actionneur à une phase peut être considéré comme un ressort, en effet, il exerce une force de rappel vers la position dents alignées de réluctance minimale pour l'entrefer.

La force développée étant fonction du carré du courant pour les systèmes non saturés (cf. § 1.2.2.3), le contrôle du courant permet de faire varier la constante de raideur k' . Pour les petits déplacements, l'actionneur est équivalent à un ressort de raideur commandable.

2.2.3. - Modèle mathématique du système global

Dans une réalisation pratique, l'armature mobile de l'actionneur monophasé est reliée mécaniquement à la partie mobile du système vibrant. Dans cette étude, le système mécanique réel est remplacé par un modèle équivalent, à éléments discrets (masse, ressort, amortisseur) soumis à une excitation. La liaison modélisée est intégrée entre l'armature mobile et la masse ponctuelle cf. fig. (2.2). Pour la position naturelle de repos du système mécanique ($x = 0$), les dents de l'actionneur sont alignées.

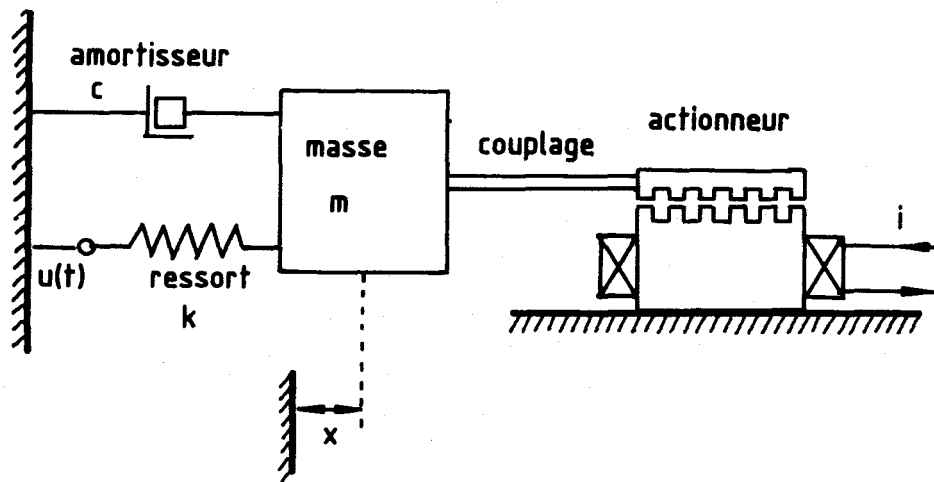


Fig.2.2. - Modèle du système global avec excitation géométrique à la base du ressort

Bilan des forces :

$$\vec{F}_r \text{ force de rappel du ressort} \quad F_r = -k.(x-u(t))$$

$$\vec{F}_c \text{ force de frottement de l'amortisseur} \quad F_c = -c . dx/dt$$

$\vec{F}_i(x)$ force développée par l'actionneur pour un courant d'alimentation donné i

$$\text{dans l'hypothèse de linéarité} \quad F_i(x) = -k'.x$$

La masse de l'armature mobile de l'actionneur est considérée comme négligeable devant la masse du système mécanique. Ainsi la liaison ne modifie pas la valeur de m de la masse totale en déplacement.

Le guidage de l'actionneur introduit un frottement lié à l'attraction sur l'armature qui renforce la force de frottement. Néanmoins la qualité de la réalisation mécanique expérimentale a prouvé que la correction pouvait souvent être négligée. Nous n'en tiendrons pas compte dans la suite.

Le principe de la dynamique, donne l'équation du mouvement :

$$m. \frac{d^2x}{dt^2} + c. \frac{dx}{dt} + (k + k'). x = k . u(t) \quad (2)$$

La grandeur $(k + k')$ représente la rigidité globale du système mécanique couplé à l'actionneur monophasé alimenté à courant constant.

2.2.4. Etude du mouvement

On pose :

$$w_1 = \sqrt{\frac{k + k'}{m}} \quad \text{et} \quad \alpha_1 = \frac{c}{2m \cdot w_1} \quad (3) \quad (4)$$

w_1 pulsation propre, α_1 taux d'amortissement du système global.

On a toujours :

$$w_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{et} \quad \alpha = \frac{c}{2m \cdot w_0}$$

caractéristiques du système mécanique seul.

Ce qui donne :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2 \cdot \alpha_1 \cdot w_1 \cdot \frac{dx}{dt} + w_1^2 \cdot x = w_0^2 \cdot u(t) \quad (5)$$

L'étude harmonique sera menée ici avec une excitation sinusoïdale à la base du ressort.

$$u(t) = u_0 \cdot \sin wt$$

Dans le cas le plus critique où $\alpha < 1$, on a :

$$x(t) = \Lambda \cdot e^{-\alpha_1 w_1 t} \cdot \sin(w_1 \cdot \sqrt{1 - \alpha_1^2} \cdot t + \varnothing) + (\text{solution particulière de l'équation totale})$$

La solution du régime permanent est de la forme :

$$x = X \cdot \sin(wt + \varnothing_1) \quad (6)$$

En remplaçant dans la relation (5), on trouve :

$$X = \frac{u_0 \cdot w_0^2}{\sqrt{(w_1^2 - w^2)^2 + 4 \cdot \alpha_1^2 \cdot w_1^2 \cdot w^2}} \quad (7)$$

Ceci montre que l'amplitude est fonction linéaire de l'amplitude de l'excitation u_0 et dépend aussi de la fréquence w de l'excitation. En effet, pour certaines valeurs de w , la valeur du dénominateur décroît et des phénomènes de résonance apparaissent.

La recherche de la pulsation de la résonance d'amplitude w_r s'effectue par l'étude du passage par un maximum de X .

Pour $\alpha l < 1/\sqrt{2}$, on trouve :

$$w_r = w_1 \cdot \sqrt{1 - 2\alpha_1^2} \quad (8)$$

La valeur de la pulsation de résonance d'amplitude est donc proche de la pulsation naturelle w_1 du système global.

On en déduit la valeur de l'amplitude à la résonance X_r :

$$X_r = \frac{u_0}{2 \cdot \left(\frac{w_1}{w_0}\right)^2 \cdot \alpha_1 \cdot \sqrt{1 - \alpha_1^2}} \quad (9)$$

Quand l'actionneur n'est pas alimenté, ($i = 0$), la force $F_i(x)$ développée est nulle, la raideur équivalente k' est nulle, on peut définir l'amplitude de résonance sans commande :

$$X_{r_0} = \frac{u_0}{2 \cdot \alpha \cdot \sqrt{1 - \alpha^2}}$$

Pour un courant i d'alimentation donné, l'actionneur correspond à une raideur k' positive ; la valeur de la pulsation naturelle w_1 devient supérieure à w_0 et l'amplitude à la résonance diminue.

Pour éviter les phénomènes de résonance pour une fréquence d'excitation donnée w , il suffit de réaliser w_r différent de w .

En fait pour les systèmes réels, on a couramment $\alpha < 0,1$. Dans ce cas, les formules précédentes se simplifient :

$$\alpha < 0,1. \text{ et } \alpha l < \alpha \Rightarrow \alpha^2 l \ll 1$$

ce qui entraîne :

$$w_r \approx w_1 = \sqrt{\frac{k + k'}{m}} \quad (10)$$

$$X_r = \frac{u_0}{2 \cdot \alpha_1} \cdot \left(\frac{w_0}{w_1} \right)^2 \quad (11)$$

A partir de ces deux relations, on peut trouver les variables réduites :

$$\frac{w_r}{w_0} = \sqrt{1 + \frac{k'}{k}} \quad (12)$$

$$\frac{X_r}{X_{r_0}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{k'}{k}}} \quad (13)$$

En utilisant une courbe type de $k'(i)$, d'allure parabolique, on trace les courbes de variation de l'état vibratoire en fonction du courant, cf. fig (2.3)

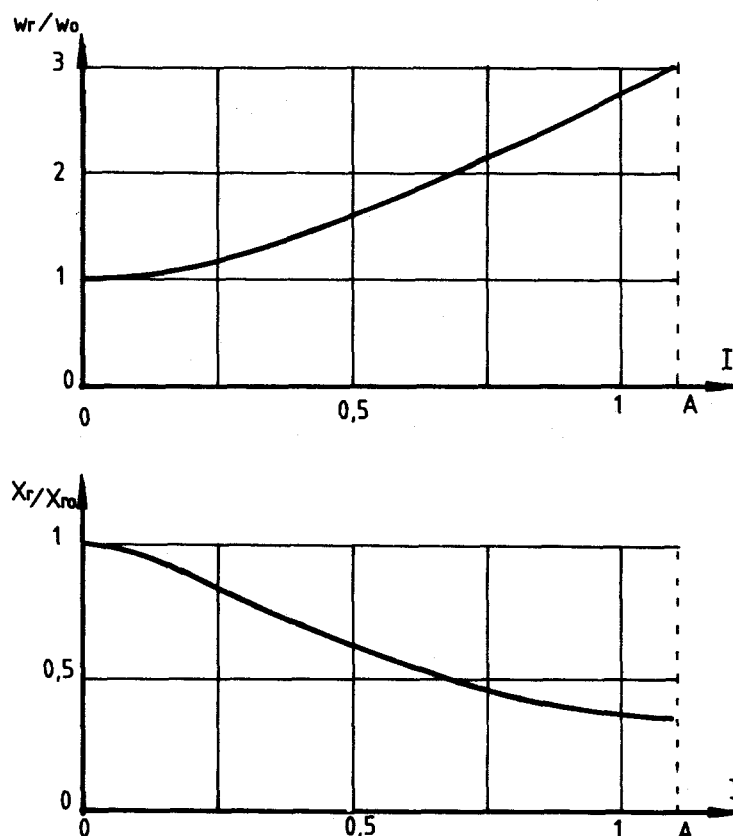


Fig.(2.3) - Pulsation et amplitude de résonance en fonction du courant

Ces courbes font apparaître un déplacement de la pulsation de résonance vers des valeurs plus élevées, accompagné d'une diminution de l'amplitude de résonance. L'évolution est favorable à double titre, d'une part l'amplitude diminue, d'autre part la fréquence de résonance se déplace dans le sens où elle ne peut plus être atteinte, quelle que soit l'excitation. Il n'y a que le phénomène de saturation magnétique qui peut limiter les possibilités de commande.

Il faut s'attendre dans la pratique à une accentuation favorable des variations à cause du frottement supplémentaire dû à l'attraction entre les armatures de l'actionneur alimenté et à cause de la raideur réelle équivalente à l'actionneur qui est d'autant plus élevée que les déplacements sont petits. Expérimentalement, c'est le deuxième phénomène qui apparaît comme prépondérant.

2.2.5. Lois de commande du courant d'alimentation

Pour une pulsation d'excitation w donnée, on cherche :

$$wr(i) > w$$

Plusieurs lois de commande du courant sont envisageables. Pour un fonctionnement optimal du point de vue énergétique, l'actionneur ne doit pas être alimenté tant que le système reste immobile. En pratique un capteur de position ou d'accélération donnera l'information sur l'existence d'une vibration. Deux lois de commande sont proposées et étudiées ci-après.

2.2.5.1. Loi de commande proportionnelle

2.2.5.1.1. Introduction

La première loi de commande aisément réalisable expérimentalement consiste à régler l'intensité du courant dans la bobine proportionnellement à la valeur absolue du déplacement instantané vibratoire.

Le déplacement de la zone de fréquence de résonance hors des limites de fréquence d'excitation possible constitue le critère de réglage du gain amplitude-intensité du système bouclé.

2.2.5.1.2. Simulation

La simulation du système global bouclé est réalisée sur un ordinateur numérique APPLE utilisant le logiciel de simulation TUTSIM [16]

Le modèle à simuler est sous forme de schéma-bloc (cf. fig. 2.4) faisant appel exclusivement aux modules définissables sur la machine (intégration, fonction arithmétique et logiques, ...) et déduit directement des équations du mouvement.

$$v(t) = \int_0^t \left\{ \frac{-c}{m} \cdot v(t) - \frac{k}{m} \cdot x(t) + \frac{k}{m} \cdot u(t) + \left[\frac{-k'(i)}{m} \right] \cdot x(t) \right\} dt + v_0$$

$$x(t) = \int_0^t v(t) \cdot dt + x_0$$

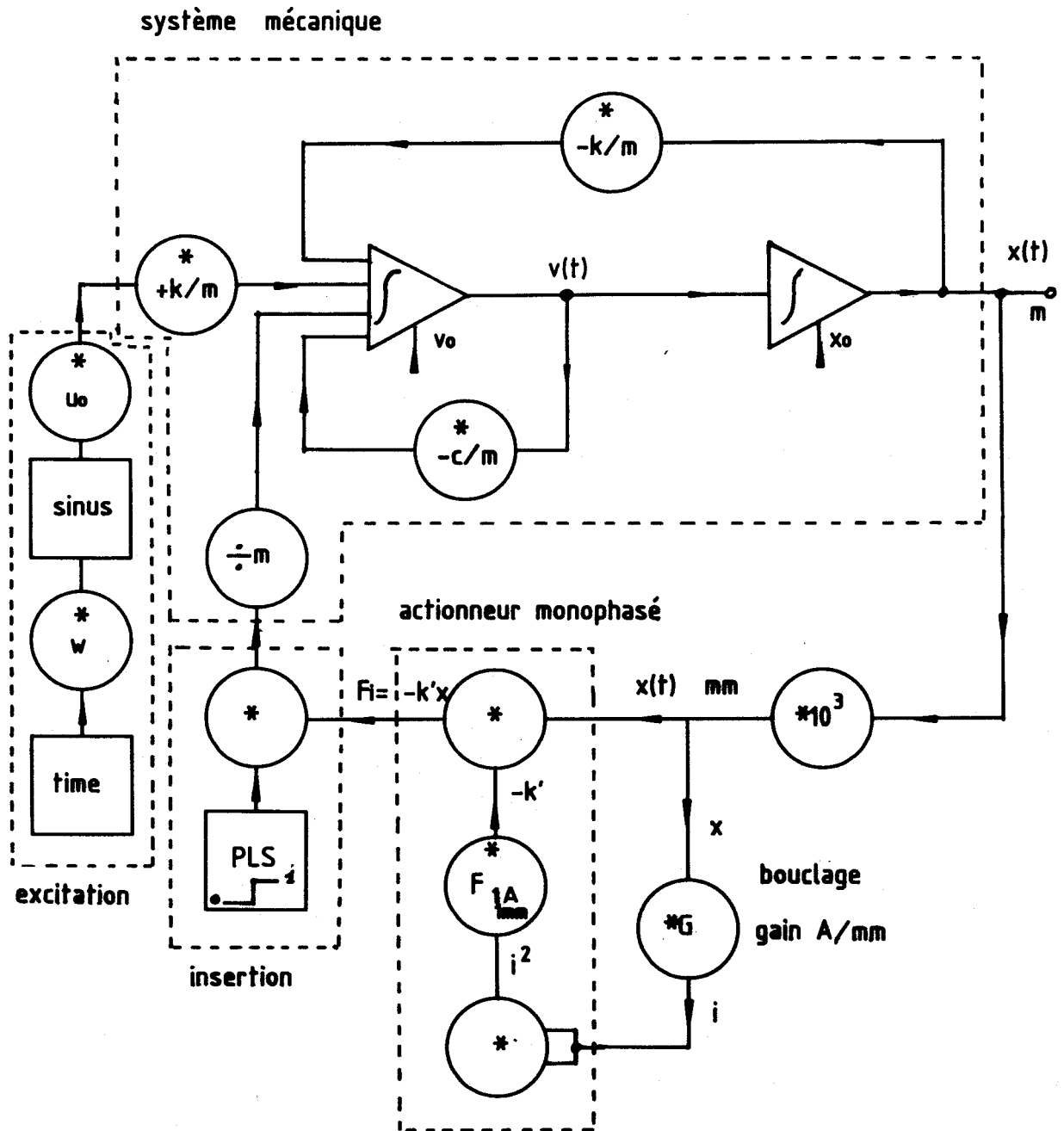


Fig. (2.4) - Schéma-bloc du système global bouclé selon une loi de commande du courant proportionnel au déplacement

L'excitation géométrique sinusoïdale $u(t)$ à la base du ressort est générée par les modules SINUS et TIME.

On a gardé l'hypothèse de raideur équivalente à l'actionneur (cf. § 2.2.2., $F_i(x) = -k'.x$).

L'actionneur monophasé est modélisé par un module multiplieur qui génère la grandeur $F_i(x)$ proportionnelle au carré du courant.

Le bouclage est réalisé par un gain position-courant à partir de la position $x(t)$ qui commande la valeur du courant d'alimentation.

Pour la facilité de l'étude de l'action de l'actionneur, la commande de celui-ci peut être retardée par une fonction (PLS).

2.2.5.1.3. Résultats de la simulation

La simulation est réalisée en introduisant les paramètres expérimentaux suivants :

Systeme mécanique	masse totale	$m = 7,49 \text{ kg}$
	raideur du ressort réel	$k = 2330 \text{ N/m}$
	frottements	$c = 9,33 \text{ N.s/m}$
Excitation	amplitude	$u = 0,3 \text{ mm}$
	pulsation	$w = 16,53 \text{ rd/s}$
Actionneur	force ($I = 1\text{A}$, $x = 1\text{mm}$)	$F = -15 \text{ N}$
Bouclage	gain	$0,3 \text{ A pour } x = 1 \text{ mm}$

La valeur du gain du bouclage est donnée par le meilleur fonctionnement expérimental.

La figure (2.5) est le résultat graphique de la simulation du mouvement. L'axe horizontal est l'axe des temps de 0 à 5 secondes, de 0 à 1s l'actionneur n'est pas alimenté. Grâce au choix des conditions initiales ($x_0 = -3 \text{ mm}$, $v_0 = 0$), le mouvement représenté par le début de la courbe (a) correspond au régime permanent.

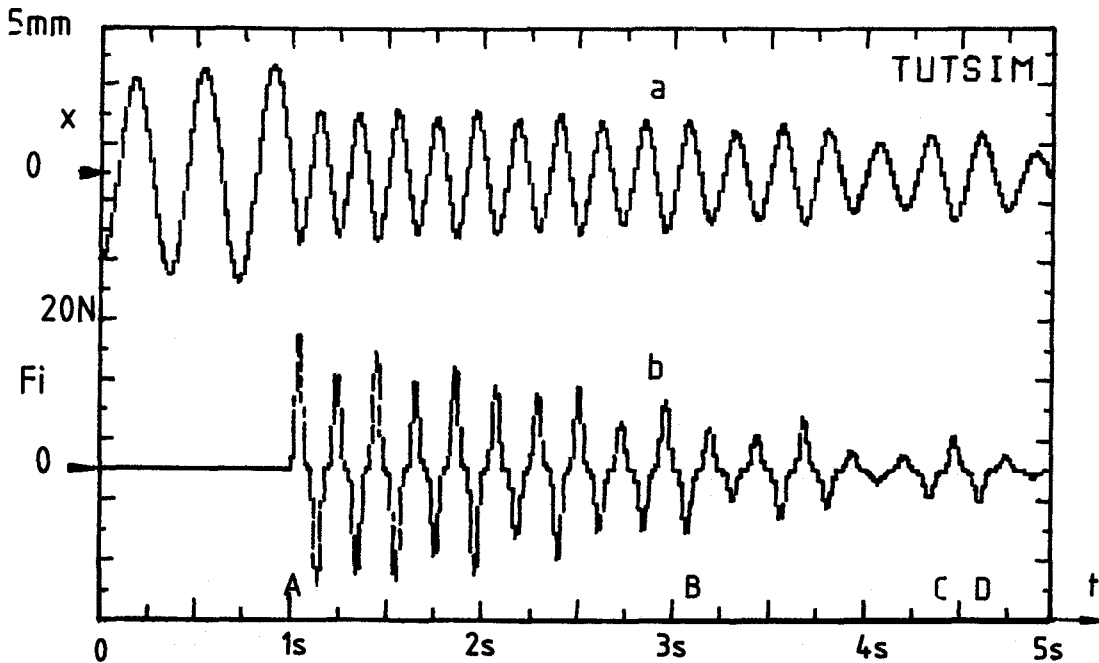


Fig.(2.5) mouvement (a) et force (b) résultats de la simulation

La pulsation d'excitation ($\omega = 17,09$ rd/s) choisie étant proche de la pulsation propre du système mécanique ($\omega_0 = 17,27$ rd/s.), l'amplitude du mouvement en régime permanent ($X = 3$ mm) est grande devant l'amplitude de l'excitation ($u_0 = 0,3$ mm), (résonance mécanique).

A $t = 1$ s, point A, l'actionneur est alimenté selon la loi de commande, la courbe b représente la force qu'il développe. Dès le début de la commande, on constate une diminution brutale de l'amplitude des oscillations.

Cette brusque diminution de l'amplitude peut s'expliquer par des considérations énergétiques en négligeant les frottements. Le mouvement vibratoire entretient l'échange entre l'énergie cinétique de la masse en mouvement et l'énergie potentielle du ressort. La somme à un instant donné de ces deux énergies correspond à l'énergie totale du système qui caractérise le régime vibratoire.

Comme il ne peut y avoir de discontinuité d'énergie totale, si la raideur du système global est augmentée brusquement d'une quantité k' (raideur équivalente à l'actionneur alimenté), l'amplitude de la vibration doit diminuer pour que toute l'énergie potentielle à $x = x_{\max}$ soit égale à l'énergie cinétique qu'il y avait à

$$v = v_{\max}.$$

Ensuite l'amplitude décroît lentement du point A au point B; La pulsation du mouvement $x(t)$ est supérieure à la pulsation de l'excitation, ceci confirme l'effet de la raideur k' qui décale la pulsation propre du système vers des valeurs supérieures. Ce mouvement rapide est un régime transitoire.

Le courant d'alimentation décroît lorsque l'amplitude du mouvement diminue. A partir du point B, l'actionneur n'est pratiquement plus alimenté, la force F_i est faible. Ceci est en accord avec les critères de fonctionnement optimal. L'actionneur joue alors un rôle de surveillance et agit seulement lorsque les vibrations apparaissent sous l'effet de l'excitation constante, par exemple aux points C et D.

Sur la figure (2.5), on constate que la force développée $F_i(t)$ par l'actionneur a une forme indiquant la présence d'un harmonique 3. En effet, dans l'hypothèse de non saturation du circuit magnétique, la raideur équivalente k' est proportionnelle au carré du courant inducteur qui est, lui-même, proportionnel à la position x par le bouclage de la commande. Le produit de la raideur par la position donne la force développée par l'actionneur équivalent à un ressort, cette force est donc proportionnelle au cube de la position, d'où la présence de l'harmonique de rang trois dans la décomposition de la force en fonction du temps pour une excitation sinusoidale.

La simulation de ce mode de fonctionnement montre la possibilité de surveiller un système mécanique, d'agir immédiatement et d'éviter des régimes de résonance destructifs.

2.2.5.2. Loi de commande en tout ou rien avec seuil

Une autre loi de commande est possible en comparant l'amplitude des oscillations à un seuil réglable selon la solidité du système mécanique, en effet, ce seuil de commande correspond à une limite à partir de laquelle les vibrations deviennent destructives.

Pour une amplitude d'oscillations supérieure à cette limite, l'actionneur monophasé est alimenté par un courant d'intensité constante pendant une durée déterminée. La valeur du courant correspond à une fréquence de résonance globale qui n'appartient pas au domaine des fréquences d'excitation possibles.

La commande est constituée, en outre, d'une fonction comparateur, d'une fonction monostable, et d'une fonction logique OU. cf. Fig.(2,6). Le rôle de la fonction logique OU est de maintenir la commande de l'actionneur dans le cas où l'amplitude des oscillations reste supérieure au seuil limite pendant l'impulsion de commande de la fonction monostable.

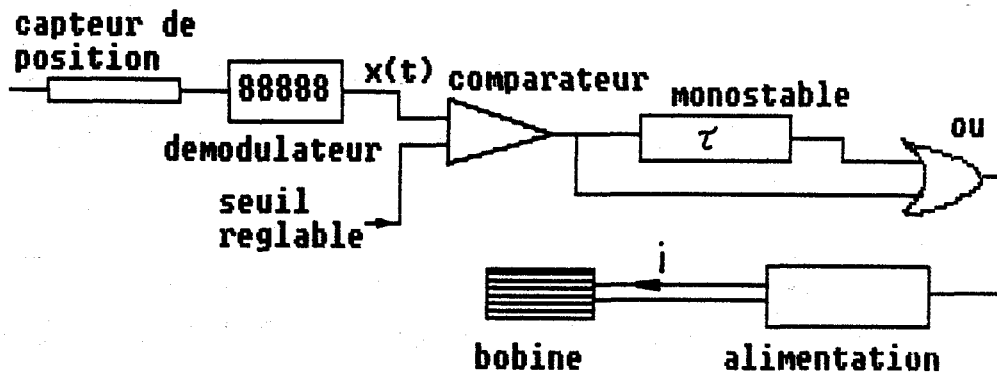


Fig. (2.6) - Les fonctions de la commande avec seuil

La réponse du système global est donnée par la simulation qui utilise les modules comparateur, impulsion et sommateur pour modéliser la commande. Le nouveau système mécanique, l'actionneur et l'excitation sont modélisés comme précédemment avec les valeurs de l'expérimentation.

Système mécanique	masse totale	$m = 3,49 \text{ kg}$
	raideur du ressort réel	$k = 10859 \text{ N/m}$
	frottements	$c = 13,96 \text{ N.s/m}$
Excitation	amplitude	$u_0 = 0,25 \times 10^{-3} \text{ m}$
	pulsation	$w = 51,75 \text{ rd/s}$
Actionneur	force ($I = 1 \text{ A}$, $x = 1 \text{ mm}$)	$F = -15 \text{ N}$
Commande	seuil du comparateur	1 mm
	durée de l'impulsion	$0,46 \text{ s}$
	I	$0,5 \text{ A}$

Le résultat de la simulation est donné sur la figure (2.7). Les conditions initiales de position et de vitesse sont nulles, l'excitation est générée à partir de $t = 0$, ainsi l'amplitude croît. Lorsque cette amplitude $x(t)$ dépasse le seuil de comparaison (Pt A de la courbe $x(t)$), la commande alimente la machine par un courant constant de $0,5 \text{ A}$ pendant une durée fixe. Pendant l'impulsion de courant, la raideur du système mécanique global augmente. Par l'éloignement de la fréquence de résonance globale par rapport à la fréquence d'excitation, l'amplitude des oscillations diminue.

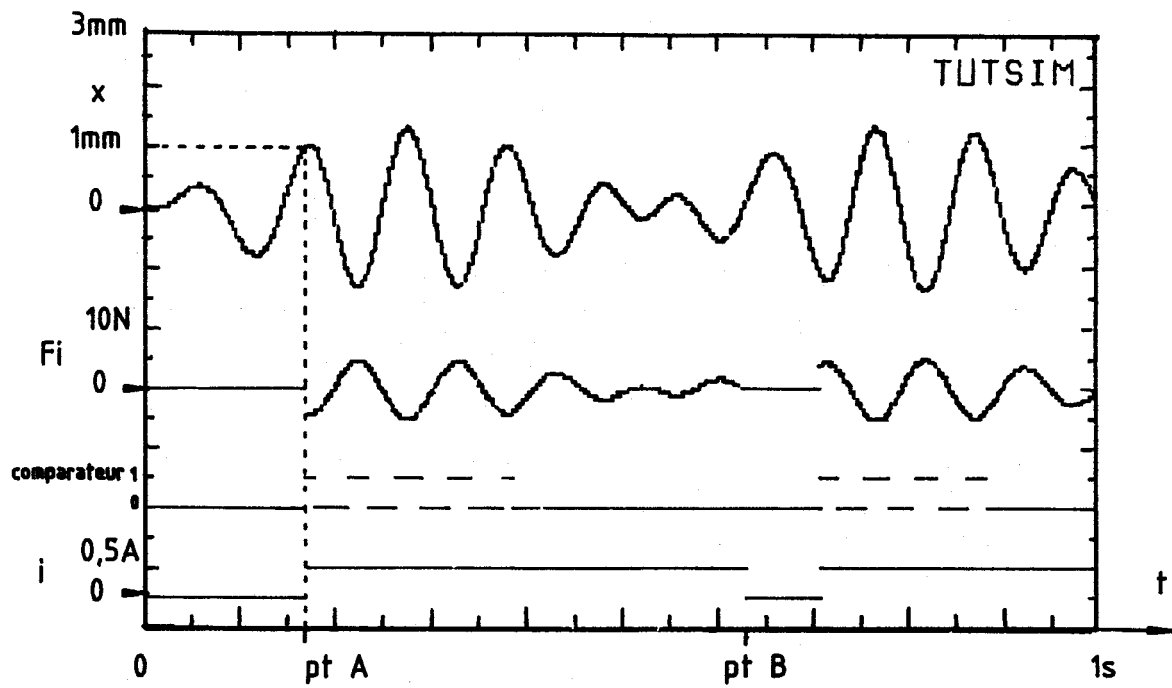


Fig.(2.7) Début de la simulation du mouvement

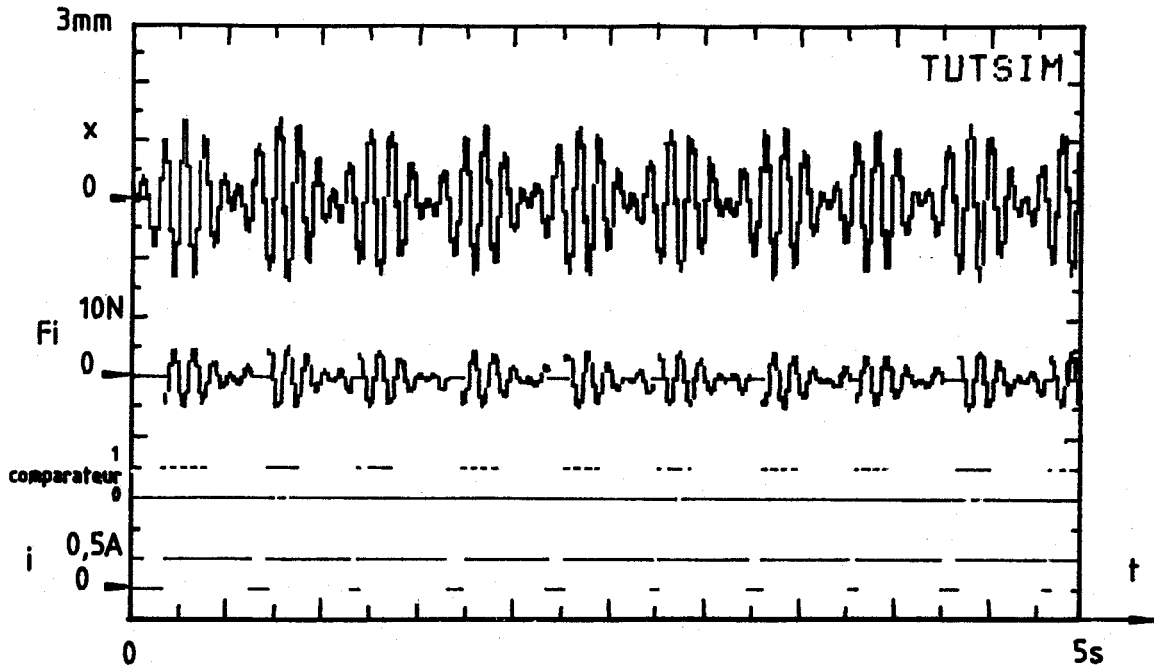


Fig.(2.8) - Simulation du mouvement

Le point B repère la fin de l'impulsion de courant, l'actionneur n'agit plus, l'amplitude augmente sous l'effet de l'excitation toujours maintenue. Lorsque l'amplitude dépasse une nouvelle fois le seuil de position, une nouvelle impulsion de commande alimente l'actionneur d'où une nouvelle diminution des amplitudes.

Tant que l'excitation est maintenue, le fonctionnement est un régime d'impulsions de commande qui limite l'amplitude maximale des oscillations à une valeur voisine du seuil de position réglé par l'utilisateur. La figure (2.8) montre ce régime pour une durée de 0 à 5 s.

Le réglage du seuil de commande par l'utilisateur dépend de l'amplitude des vibrations admissible par le système mécanique et doit donc correspondre à une amplitude non destructive. La durée de l'impulsion doit être un peu supérieure au temps de réponse du système global qui fonctionne en régime transitoire au début de l'impulsion à cause de la brusque variation de la raideur globale. Une impulsion beaucoup plus longue n'est pas profitable et équivaut à une dépense d'énergie électrique inutile.

Pour une excitation continue, le régime de fonctionnement est une suite de régimes transitoires et de chocs qui perturbent la vibration.

2.2.6. Conclusion sur l'usage de la machine (1er concept)

Lors de la construction d'une machine selon ce premier concept, un avantage est la simplicité de l'actionneur à réluctance variable, en effet il ne comporte qu'une seule phase avec des surfaces d'entrefer dentées facilement usinables. L'électronique de commande et l'alimentation unidirectionnelle ne présentent pas de difficultés de réalisation.

Comme l'actionneur exerce toujours une force de rappel vers la position naturelle de repos, aucune instabilité de position ne peut apparaître. Pour un fonctionnement optimum, la position naturelle de repos du système mécanique doit correspondre à une position dents alignées de l'unique entrefer de l'actionneur. Ce calage réalisé, l'actionneur travaille à la manière d'un ressort en traction et en compression.

L'actionneur alimenté consomme de l'énergie en pertes Joule dans la résistance du bobinage inducteur ; cette énergie est apportée par la source électrique unidirectionnelle. L'énergie de vibration est transformée par la machine à réluctance variable et par les frottements du système mécanique.

Ce mode de fonctionnement est surtout adopté dans le cas d'une excitation non continue donc à quantité d'énergie limitée dans le temps. Il convient pour la surveillance d'un système mécanique susceptible de vibrer, pour l'action dans le cas de chocs et pour éviter les effets destructifs d'un passage par un régime résonant.

Pour améliorer l'effet dans le cas d'excitation continue, il faut trouver un moyen de consommer rapidement l'énergie de vibration par la machine à réluctance variable qui doit, cette fois, fonctionner à la façon d'un amortisseur. D'où un deuxième concept de machine.

2.3. DEUXIEME CONCEPT DE MACHINE

2.3.1. Principe d'action

L'effet recherché ici est de retirer l'énergie de vibration d'un système mécanique par l'action d'une machine à réluctance variable à déplacement rectiligne. Cette conversion d'énergie du système mécanique vers le transducteur électromécanique est réalisée par le travail d'une force développée par l'actionneur.

Le principe d'action est de commander un actionneur à réluctance variable spécialement conçu de façon à pouvoir exercer sur la pièce vibrante une force opposée au mouvement pour des déplacements positifs et négatifs. Avec cette commande, l'action de l'actionneur est équivalente à un frottement qui consomme une partie de l'énergie de vibration pendant une oscillation.

Plus l'intensité de la force est importante, plus l'énergie convertie est grande pendant un cycle. Ainsi l'actionneur commandé sera équivalent à un amortisseur caractérisé par un coefficient d'amortissement ajustable par la valeur des courants d'alimentation des bobinages.

L'actionneur monophasé utilisé dans le premier concept de machine ne convient pas pour cette deuxième application. En effet avec son unique entrefer avec dents alignées, il ne peut exercer qu'une force vers la position d'équilibre naturel et non une force dans les deux directions quelle que soit la position.

2.3.2. L'actionneur à réluctance variable diphasé

Le principe est d'exercer une force opposée au mouvement, ainsi pour une position x donnée, l'actionneur doit exercer une force positive ou négative suivant le signe négatif ou positif de la vitesse. Il est évident qu'une seule phase ne peut réaliser cette action.

Un actionneur à réluctance variable, constitué de deux systèmes de denture décalés d'un demi pas dentaire et indépendants du point de vue magnétique, est capable de développer une force positive ou négative suivant que la commande alimente l'une ou l'autre des bobines inductrices, [17].

Cette machine spéciale diphasée est constituée de deux demi-machines monophasées identiques à celle utilisée dans le premier concept. Leurs armatures fixes, avec chacune une bobine inductrice, sont solidaires d'un même bâti tandis que leurs armatures mobiles sont assemblées de façon à être décalées d'un demi pas dentaire et reliées mécaniquement à la partie en déplacement du système mécanique vibrant. C'est-à-dire que pour la position $x = 0$ d'équilibre naturel, les dents de la phase 1 sont alignées (face à face) tandis que les dents de la phase 2 sont en quinconce (dent face à une encoche). voir fig. (2.9).

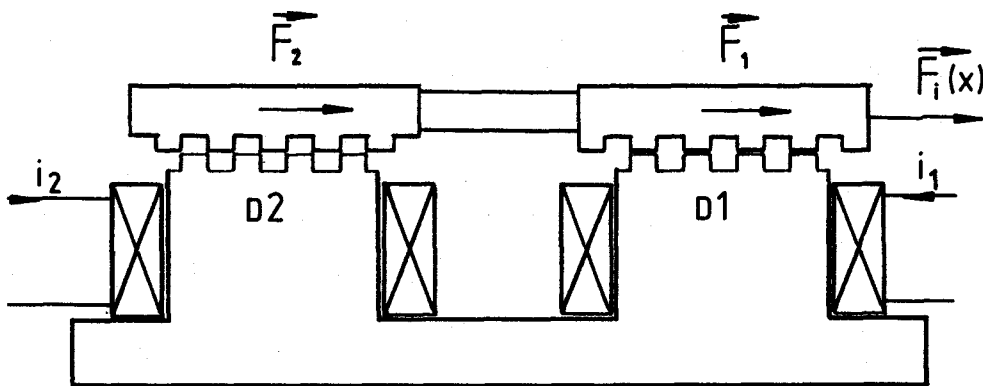


Fig.(2.9) - Coupe longitudinale de l'actionneur diphasé

La force totale développée selon l'axe longitudinal est la somme algébrique des forces F_1 et F_2 développées par chaque système denté.

Comme les deux demi-machines sont identiques, leurs courbes force - déplacements $F_1(x)$ et $F_2(x)$ ont même amplitude et même force pour des courants d'alimentation égaux, elles sont translatées l'une par rapport à l'autre d'un demi-pas dentaire sur l'axe Ox des positions. Cette translation correspond au décalage géométrique des deux dentures.

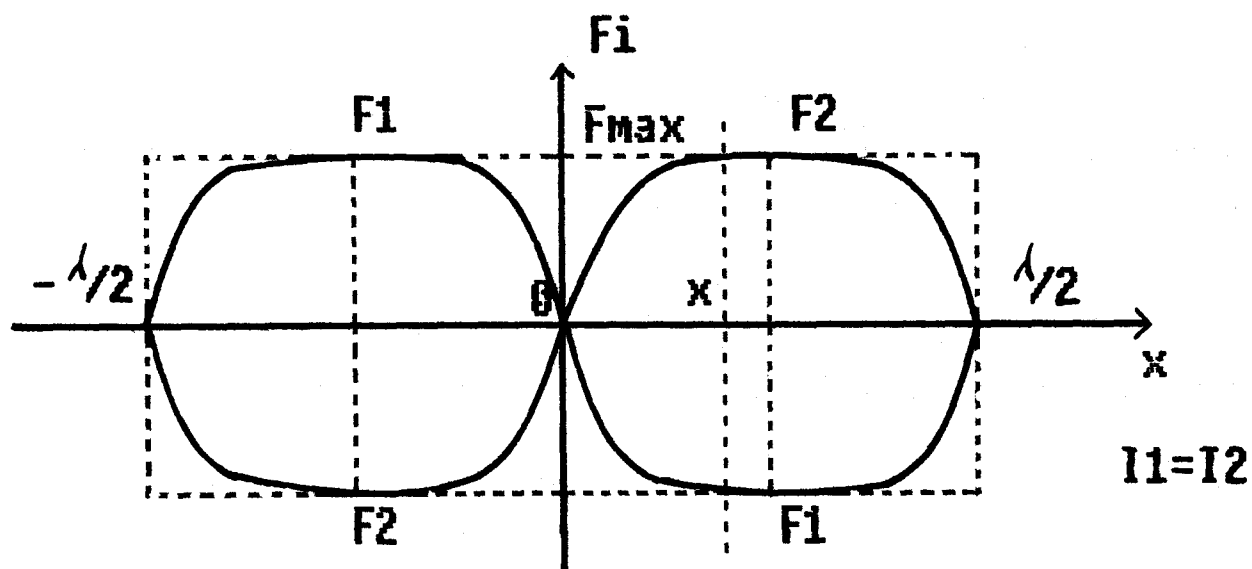


Fig.(2.10) - Forces développées par les deux phases de l'actionneur

A cause de la géométrie de l'entrefer de l'actionneur réel utilisé dans les essais expérimentaux, les courbes de force d'une denture sont d'allure trapézoïdale.

On suppose que les courbes sont symétriques par rapport à l'origine et décalées l'une par rapport à l'autre. Dans la pratique, un écart entre les forces maximales peut être annulé en modifiant les valeurs des courants ($I_1 \neq I_2$). Au moment de la conception de la machine il est possible de trouver une géométrie de denture qui donne des pentes voisines autour des positions dents alignées et dents en quinconce.

Par exemple pour la position repérée x sur la figure (2.10), la machine exerce une force négative de rappel $F_1 = -F_{\max}$, si la commande alimente la phase 1 par un courant continu i . Elle exerce une force positive $F_2 = +F_{\max}$ si la commande alimente la phase 2 par un courant continu i .

Cette machine est donc utilisable pour freiner un mouvement vibratoire en exerçant sur la pièce mobile une force de direction constamment opposée au mouvement.

2.3.3. Relations générales de la machine

Pour avoir un fonctionnement satisfaisant de la machine, c'est-à-dire une force développée maximale, la commande est conçue de façon à alimenter une seule phase à la fois. Dans le cas présent où il n'y a pas de couplage magnétique

entre les deux systèmes à réluctance variable, le fonctionnement de l'actionneur diphasé lié au système vibrant est régi par 3 équations :

- deux équations électriques du courant dans chaque phase. Chaque circuit électrique d'un transducteur peut être caractérisé par une équation de tension induite. Sans saturation magnétique :

Pour la phase 1 :

$$u_1 = R_1 \cdot i_1 + d\psi_1/dt$$

$$\text{avec } \psi_1 = L_1 \cdot i_1$$

$$u_1 = R_1 \cdot i_1 + L_1 \cdot \frac{di_1}{dt} + i_1 \cdot \frac{dL_1}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}$$

de même pour la phase 2 :

$$u_2 = R_2 \cdot i_2 + L_2 \cdot \frac{di_2}{dt} + i_2 \cdot \frac{dL_2}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}$$

- l'équation mécanique, déduite du principe de la dynamique, pour une masse animée d'un mouvement rectiligne.

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = \sum F_{\text{extérieures}} + F_i(x)$$

avec m la masse totale en mouvement.

Ces équations sont suffisantes pour décrire le comportement du système global.

2.3.4. Commande de l'actionneur diphasé

Dans cette application, l'actionneur commandé est équivalent à un amortisseur qui exerce sur une pièce mobile une force de direction opposée au mouvement. Donc la loi de commande des courants des deux bobines doit être définie à partir des caractéristiques du mouvement vibratoire à amortir.

L'étude d'un mouvement périodique sinusoïdal permet de faire apparaître les différents états de commande et leur succession dans le temps. Fig.(2.11). Sous la courbe de déplacement apparaissent les signes des grandeurs d'état qui caractérisent le mouvement (position et vitesse) et le signe de la force $F_i(x)$ que doit développer l'actionneur et qui doit être opposé au signe de la vitesse.

Comme la force développée par un système à réluctance variable s'inverse au passage des positions dents alignées ou dents en quinconce ($x = 0$ ou $x = \lambda/2$), cf. Fig. (2.10), il y a quatre états de commande pendant un cycle de mouvement vibratoire selon les signes de la position et de la vitesse.

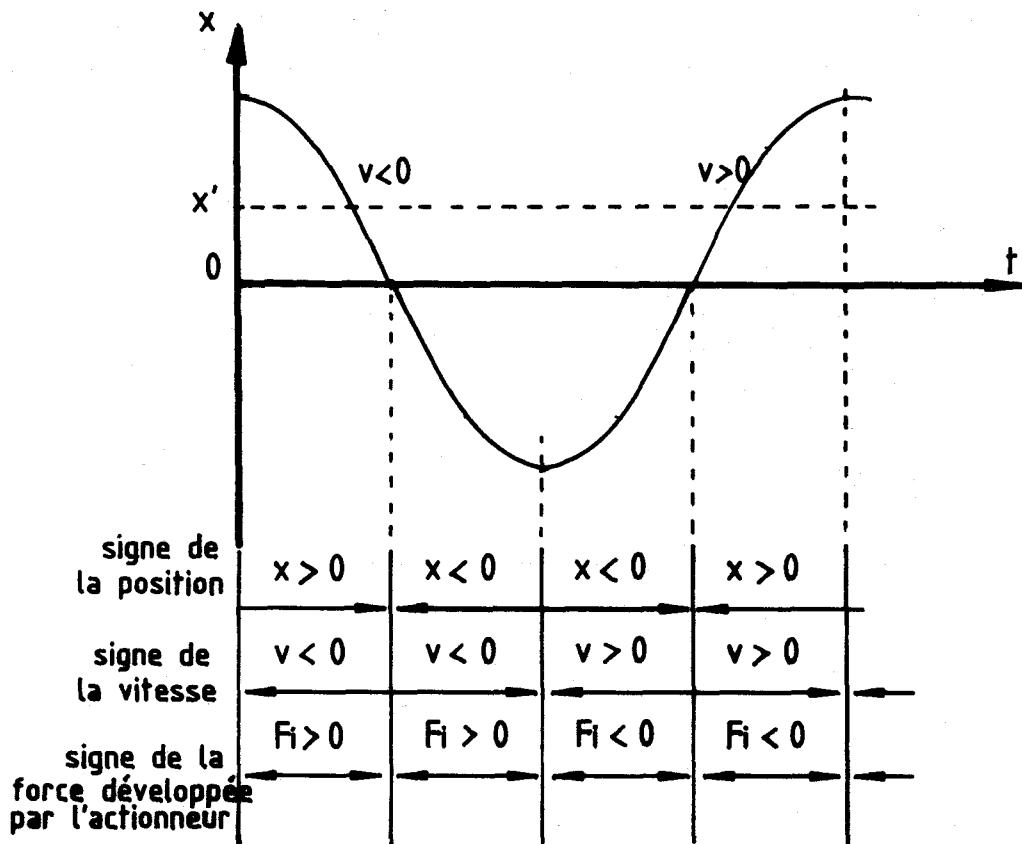


Fig. (2.11) - Décomposition du mouvement en quatre états

Pour une position x' donnée, deux états sont possibles suivant le signe de la vitesse v , en effet la pièce mobile peut s'éloigner ou se rapprocher de la position d'équilibre naturel $x = 0$. Pour exercer une force de direction opposée au mouvement, il faut alimenter la phase 1 si la pièce s'éloigne, la phase 2 si elle se rapproche de la position $x = 0$.

Le tableau (II) représente la logique de commande suivant les signes du couple position-vitesse.

état	1	2	3	4
$x(t)$	>0	<0	<0	>0
$v(t)$	<0	<0	>0	>0
denture excitée	D2	D1	D2	D1
i_1	0	I	0	I
i_2	I	0	I	0

Tableau (II) - Logique de commande position-vitesse

L'utilisation d'un actionneur diphasé avec deux dentures décalées d'un demi-pas dentaire est donc nécessaire et suffisante pour amortir les vibrations mécaniques.

L'étude suivante est limitée au cas des déplacements inférieurs au demi-pas dentaire $\lambda/2$. Pour des déplacements supérieurs, les courbes de force de chaque denture s'inversent et si l'on garde la même commande, l'effet n'est plus un freinage mais une augmentation du régime vibratoire.

Pour des déplacements plus importants que $\lambda/2$, l'utilisation d'un actionneur diphasé est possible, mais avec une logique de commande plus complexe qui permet de toujours exercer une force opposée au mouvement.

2.3.5. Modèle mathématique du système global

Le système global est réalisé par le couplage de l'actionneur diphasé à la partie mobile du système mécanique vibrant. La liaison mécanique est ajustée de façon à placer les dents de la première phase en position alignées et les dents de la deuxième phase en position en quinconce lorsque le système est en position d'équilibre naturel ($x = 0$).

Pour des déplacements compris entre $-\lambda/2$ et $+\lambda/2$, l'actionneur modélisé développe une force d'intensité maximale F_m qui dépend du courant d'alimentation des bobines. L'orientation de la force dépend de la position et de la phase alimentée par la commande.

Le principe de la dynamique donne l'équation du mouvement à partir du bilan des forces.

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = -k \cdot (x - u(t)) - c \cdot \frac{dx}{dt} + F_i(x, v) \quad (14)$$

$u(t)$ est l'excitation géométrique à la base du ressort qui peut être sinusoïdale pour une excitation continue ou impulsionnelle pour l'étude de la réponse à un choc.

Cette équation différentielle de mouvement fait apparaître un terme non linéaire, en effet le signe de la force $F_i(x)$ dépend du signe de la vitesse.

La résolution est faite sur calculateur numérique à l'aide du logiciel TUTSIM.

Trois types d'excitation seront simulés. Premièrement, un déséquilibre en position x_0 à vitesse initiale nulle pour tester la validité du principe et étudier l'efficacité du système ($u(t) = 0$). Une excitation sinusoïdale à la base du ressort traitera le cas de l'excitation continue ($u(t) = v_0 \sin wt$). Une excitation impulsionnelle donnera la réponse du système à un choc (impulsion de force extérieure sur la masse).

2.3.6. Simulation de la réponse du système commandé

2.3.6.1. Modèle de simulation

Pour la simulation numérique chaque élément est modélisé à l'aide des modules du logiciel TUTSIM. Les modèles du système mécanique et de l'excitation sont identiques à ceux du premier concept [18].

Comme l'amplitude du déplacement peut être plus importante que dans le premier concept, l'hypothèse de force proportionnelle au déplacement ne peut plus être utilisée pour l'actionneur.

En accord avec les relevés expérimentaux, la courbe de force développée par un système denté à réluctance variable est supposée de forme trapézoïdale sur un demi pas dentaire. cf. Fig. (2,12).

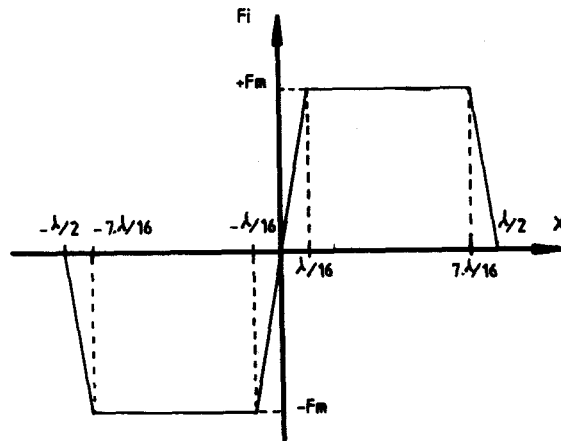


Fig. (2,12) - Modélisation de la courbe force-déplacement d'une phase de l'actionneur

Le modèle de l'actionneur diphasé commandé en fonction du couple position-vitesse est représenté figure (2.13). Il est valable pour des déplacements compris entre $-7 \lambda/16$ et $+7 \lambda/16$.

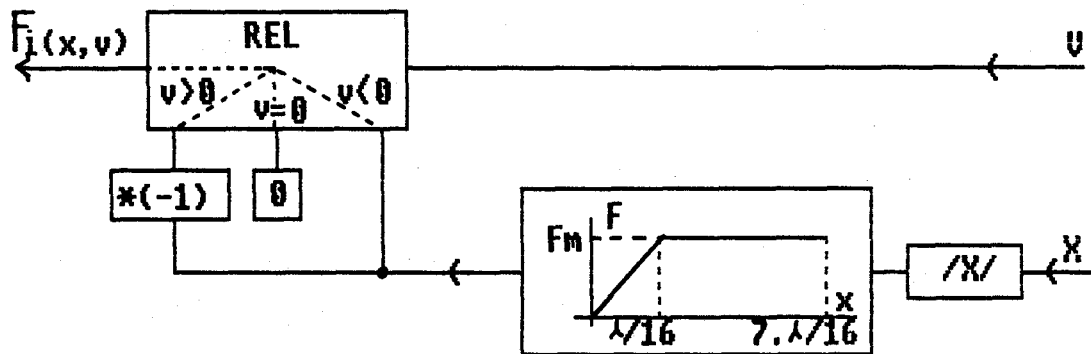


Fig.(2.13) - Modèle de l'actionneur diphasé commandé selon le couple position-vitesse

Ce modèle utilise un bloc de fonction prédéfinie par les coordonnées de 3 points de la courbe-déplacement et un bloc fonction relai(REL) qui génère la loi de commande selon le signe de la vitesse. Par changement de l'ordonnée F_m des points de la fonction prédéfinie, il est possible de faire varier l'intensité de la force développée par l'actionneur.

La modélisation du système global s'effectue toujours par intégration de l'équation de mouvement :

$$x(t) = \int_0^t v(t) \cdot dt + x_0$$

$$v(t) = \int_0^t \left[\frac{-k}{m} \cdot x(t) - \frac{c}{m} \cdot v(t) + \frac{F_i(x,v)}{m} + \frac{k}{m} \cdot u_0 \cdot \sin \omega t \right] \cdot dt + v_0$$

Le schéma bloc du système global est représenté par la figure (2.14). Un module retard (PLS) permet à l'état vibratoire d'atteindre son régime permanent sans action de l'actionneur.

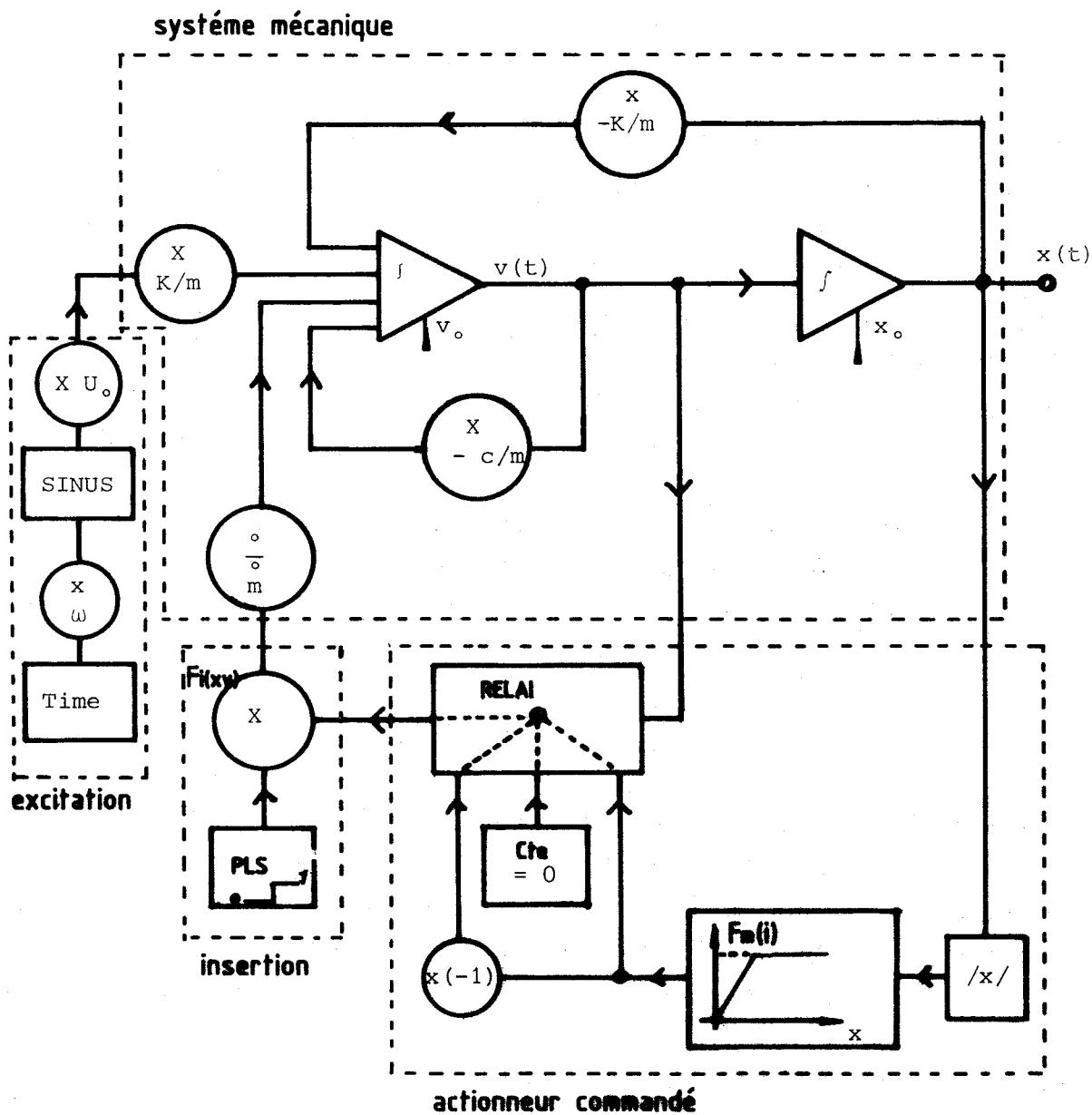


Fig. (2.14) - Schéma bloc du système global

2.3.6.2. Résultats de la simulation

Les valeurs numériques de la simulation sont encore choisies égales à celles des éléments réels de l'expérimentation.

- système mécanique	masse totale	$m = 7,49 \text{ kg}$
	raideur du ressort	$k = 13796 \text{ N/m}$
	frottements	$c = 5,88 \text{ Ns/m}$
- actionneur diphasé	caractéristique de force identique pour chaque phase	

Une première étude est faite avec un déséquilibre statique initial $x_0 = 2,6\text{mm}$ à vitesse initiale nulle v_0 sans excitation. Pour cela, il suffit d'affecter à u_0 une valeur nulle et les conditions initiales de position et de vitesse aux intégrateurs dans la simulation.

L'étude de la réponse à un déséquilibre x_0 est menée en plusieurs étapes. Premièrement, par comparaison avec le régime libre, la validité du principe est confirmée, ensuite l'étude d'une oscillation montre la déformation due à l'actionneur commandé et une série de simulation pour des courants différents montre la variation de l'efficacité du système.

Pour vérifier, par la suite, la diminution du régime vibratoire par l'actionneur, une première simulation est réalisée sans commande de la machine, c'est donc le régime libre du système mécanique. Le résultat de la simulation est représenté sur la figure (2.15).

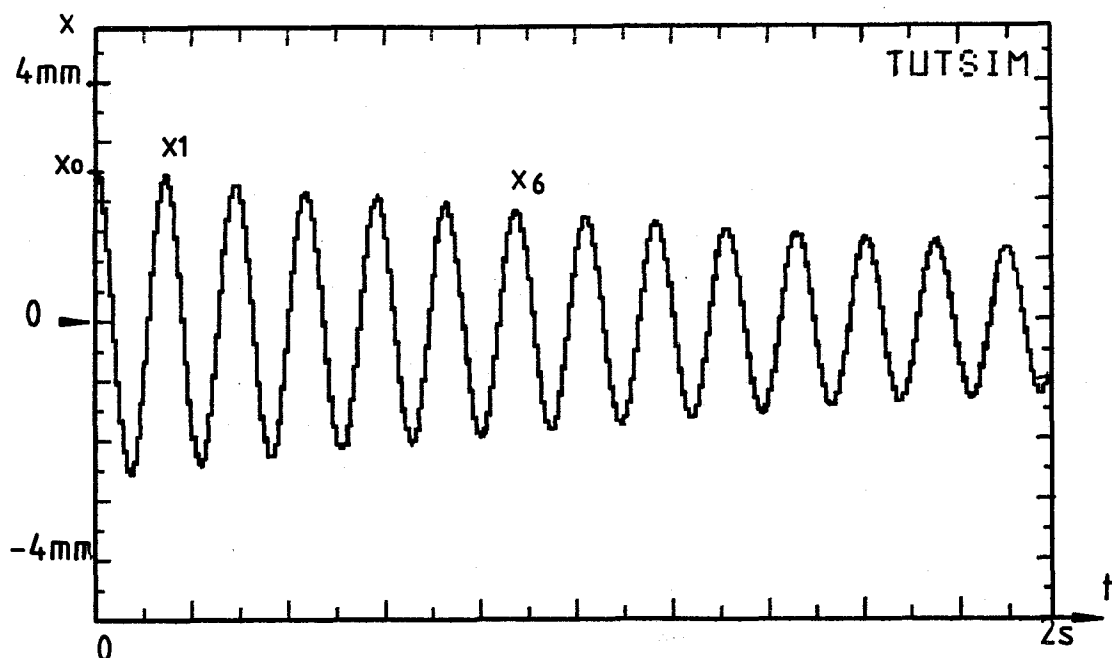


Fig. (2.15) - Régime libre du système mécanique

Le mouvement est une suite d'oscillations d'amplitude décroissante. L'amortissement, qui est dû uniquement aux frottements de faible valeur, est peu rapide. Pour ce cas particulier, le décrément logarithmique δ vaut :

$$\delta = \frac{1}{5} \cdot \text{Ln} \frac{x_1}{x_6} \approx 0,06$$

Une seconde simulation du système global est faite avec l'actionneur alimenté selon la loi de commande position-vitesse. Les deux phases sont alimentées par des courants générant des forces maximales égales à 2,5 N. L'excitation par un déséquilibre en position x_0 est la même que précédemment.

La figure (2.16) représente le résultat par cette simulation du mouvement après lâcher de la partie mobile.

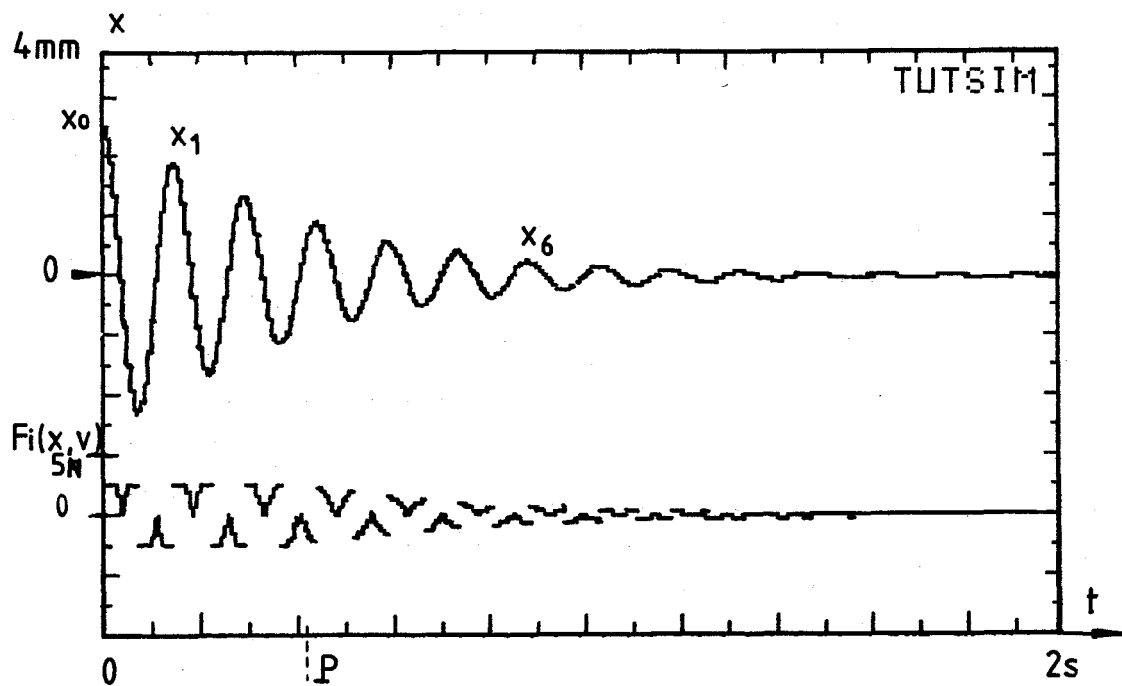


Fig.(2.16) - Réponse à un même déséquilibre avec l'actionneur commandé.

La diminution rapide de l'amplitude des oscillations est très visible sur cette courbe comparée à celle du régime libre. Le décrément logarithmique, calculé sur 5 oscillations, vaut :

$$\delta = \frac{1}{5} \cdot \text{Ln} \frac{x_1}{x_6} \approx 0,4$$

Cette valeur, à peu près 7 fois supérieure à celle du système mécanique seul, traduit la réduction du régime vibratoire.

L'effet de l'actionneur commandé entraîne une déformation du mouvement pseudo-sinusoidal du régime libre.

Ces phénomènes sont étudiés sur une oscillation qui se décompose en quatre états suivant les signes de la position et de la vitesse. La figure (2.17) est le résultat de la simulation pour deux oscillations avec un actionneur qui développe une force maximale de 10 N ($I = 0,82$ A), quatre fois plus grande que pour l'étude précédente, pour accentuer les phénomènes à étudier.

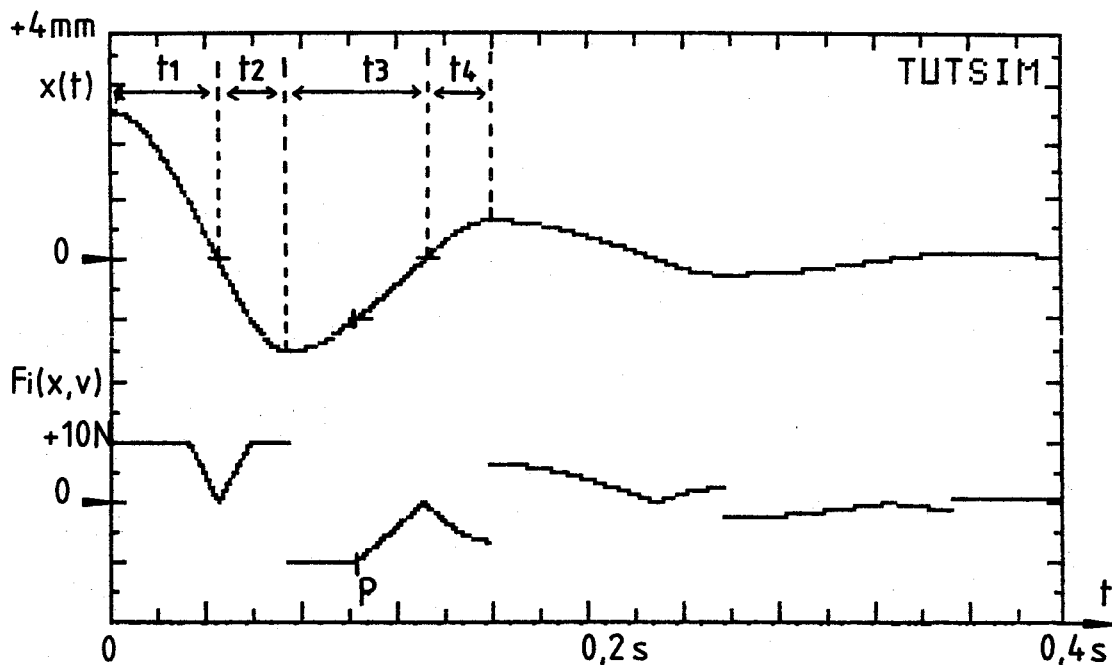


Fig. (2.17) - mouvement amorti

On note t_1 , t_2 , t_3 et t_4 , les durées des différents états d'une oscillation, elles sont repérées sur la figure (2.17).

$$t_1 = 0,0464 \text{ s}$$

$$t_2 = 0,0283 \text{ s}$$

$$t_3 = 0,0569 \text{ s}$$

$$t_4 = 0,0276 \text{ s}$$

$$t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 0,159 \text{ s}$$

On remarque que les durées des états sont différentes, le mouvement n'est donc plus sinusoïdal. Ces différences sont dues à la direction de la force développée par l'actionneur.

Pendant les états 1 et 3 de durée t_1 et t_3 , l'actionneur développe une force de direction opposée à la force de rappel du ressort. Avec ces données numériques, la force de rappel du ressort est toujours supérieure en module à la force de l'actionneur. Ainsi, il existe une force de rappel globale F :

$$F = F_r + F_i(x, v)$$

Dans ces cas, le module de la force globale est plus faible que dans le cas du système mécanique seul. Le système revient moins vite vers sa position d'équilibre stable, d'où des durées t_1 et t_3 des états plus grandes.

Pendant les états 2 et 4 de durée t_2 et t_4 , l'actionneur et le ressort développent chacun une force de rappel sur la pièce mobile vers $x = 0$, les efforts s'ajoutent et la force de rappel globale F est plus grande que dans le cas du système mécanique seul, d'où des durées de mouvement t_2 et t_4 plus courtes.

Le tableau (III) montre les signes des forces selon l'état du mouvement vibratoire.

état	position	vitesse	$F_r = -k \cdot x$	$F_i(x, v)$
1	$x > 0$	$v < 0$	$F_r < 0$	$+\frac{F_m}{k \cdot x }$
2	$x < 0$	$v < 0$	$F_r > 0$	$+\frac{k \cdot x }{F_m}$
3	$x < 0$	$v > 0$	$F_r > 0$	$-\frac{F_m}{k \cdot x }$
4	$x > 0$	$v > 0$	$F_r < 0$	$-\frac{k \cdot x }{F_m}$

Tableau (III) - Décomposition d'une oscillation

Avec le modèle de force trapézoïdale considéré ici, deux types de fonctionnement apparaissent suivant la valeur du déplacement :

- Pour des positions supérieures en valeur absolue au seizième de pas dentaire, la force développée par l'actionneur est de module constant F_m . L'action équivalente est donc un frottement sec qui existe dans le cas éventuel des grands déplacements.

- Les déplacements inférieurs en valeur absolue au seizième de pas dentaire ont lieu au début ou à la fin des états de mouvement au moment du passage par zéro de la position, ou durent tout le mouvement si l'amplitude maximale reste inférieure à cette limite. Dans ces cas, la force $F_i(x)$ développée par l'actionneur est de module proportionnel à la position ($k'./x/$) et de direction opposée au mouvement. C'est donc un frottement de valeur: $\text{sign}(-v) \cdot k'(i) \cdot /x/$.

Pour comprendre les phénomènes d'amortissement et définir un critère d'efficacité, il faut détailler le mouvement relatif à chaque type de frottement.

2.3.7. Etude théorique du mouvement

Le mouvement vibratoire peut être décomposé en une succession de grands déplacements et de petits déplacements.

2.3.7.1. Cas des grands déplacements

Suivant le modèle de force trapézoïdale considéré pour l'actionneur diphasé commandé, la force développée est de direction opposée au mouvement, et de valeur constante pour des déplacements compris en valeur absolue entre 1/16 et 7/16 de pas dentaire.

$$F_i(x,v) = \text{sign}(-v) \cdot F_m \quad (15)$$

L'action de la machine à réluctance variable est donc équivalente à un frottement sec [14].

Dans le cas étudié d'un déséquilibre en position x_0 à vitesse nulle à $t = 0$ étant le début de l'intervalle de temps considéré, on a :

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = -k \cdot x - c \cdot \frac{dx}{dt} + \text{sign}(-v) \cdot F_m$$

on note $X_s = F_m/k$, ce qui donne :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{c}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} \cdot (x \pm X_s) = 0$$

$$\frac{d^2(x \pm X_s)}{dt^2} + 2w_0 \cdot \alpha \cdot \frac{d(x \pm X_s)}{dt} + w_0^2 \cdot (x \pm X_s) = 0$$

pour un taux d'amortissement α inférieur à 1, cas le plus fréquent en pratique, on a :

$$x = A \cdot e^{-w_0 \alpha t} \cdot \sin(\omega t + \varnothing) \pm X_s \quad (16)$$

avec : $w = w_0 \cdot \sqrt{1 - \alpha^2}$
 symbole (\pm) = signe de - V

Les constantes A et \varnothing dépendent des conditions initiales.

Le régime vibratoire est donc soumis, ici, à deux types d'amortissement d'origine différente :

- l'amortissement visqueux naturel propre au système mécanique. Il module la valeur de l'exposant négatif de l'exponentielle décroissante. C'est une caractéristique physique du système vibrant.

- l'amortissement sec de l'actionneur commandé à courant constant.

S'il n'y avait pas d'amortissement visqueux ($c = 0$), le mouvement serait une succession de portions de sinusoides centrées respectivement, sur - X_s et + X_s suivant le signe positif ou négatif de la vitesse. Avec l'amortissement visqueux naturel ($c \neq 0$), la diminution de l'amplitude sur l'intervalle considérée est plus importante.

2.3.7.2. Cas des petits déplacements

Pour des déplacements inférieurs en valeur absolue à 1/16 de pas dentaire, la force développée $F_i(x)$ est considérée de module proportionnel à la position :

$$F_i(x, v) = \text{sign}(-v) \cdot k' / x \quad (17)$$

Cette force particulière développée par l'actionneur diphasé est la cause d'un amortissement appelé amortissement de déplacement lié à l'actionneur seul.

On suppose ici que le système est excité, au départ, par un déséquilibre en position x_0 à vitesse nulle. A $t = 0$ le système est lâché, les forces extérieures sont inexistantes.

L'équation de mouvement devient :

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = -k \cdot x - c \cdot \frac{dx}{dt} + \text{sign}(-v) \cdot k' \cdot |x|$$

ce qui devient :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2w_0 \cdot a \cdot \frac{dx}{dt} + w_{\pm 1}^2 \cdot x = 0 \quad (18)$$

avec

$$w_{\pm 1}^2 = \frac{k \pm k'}{m} \quad \text{la pulsation propre d'état} \quad (19)$$

signe + quand $x \cdot \frac{dx}{dt} > 0$, états 2 et 4

signe - quand $x \cdot \frac{dx}{dt} < 0$, états 1 et 3

Pour un état donné, c'est-à-dire des signes de position et de vitesse donnés, la valeur numérique de la pulsation propre d'état est donnée, il est alors possible de connaître l'équation du mouvement qui doit vérifier les conditions initiales de position et de vitesse.

Cette solution est trouvée à l'aide du calcul opérationnel. Soit $X(P)$ la transformée de la réponse $x(t)$, /19/ :

$$x(t) \supset X(P)$$

$$\frac{dx(t)}{dt} \supset p \cdot X(P) - x_0$$

$$\frac{d^2 x(t)}{dt^2} \supset p^2 \cdot X(P) - p \cdot x_0 - v_0$$

avec x_0 et v_0 les grandeurs initiales de position et de vitesse à l'instant $t = 0$, le début de l'intervalle de temps considéré.

On peut donc écrire :

$$[p^2 \cdot X(P) - p \cdot x_0 - v_0] + 2 \cdot w_0 \cdot a \cdot [p \cdot X(P) - x_0] + w_{\pm 1}^2 \cdot X(P) = 0$$

$$X(P) = \frac{p \cdot x_0 + v_0 + 2 \cdot a \cdot w_0 \cdot x_0}{p^2 + 2 \cdot w_0 \cdot a \cdot p + w_{\pm 1}^2} \quad (20)$$

$X(P)$ peut se mettre de la forme :

$$X(P) = K_1 \frac{p + \lambda}{(p + \lambda)^2 + \beta^2} + \frac{K_2}{\beta} \cdot \frac{\beta}{(p + \lambda)^2 + \beta^2} \quad (21)$$

$$\text{avec } \lambda = w_0 \cdot a \quad K_1 = x_0 \quad (22)$$

$$\text{et } \beta^2 = w_{\pm 1}^2 - a^2 \cdot w_0^2 \quad K_2 = v_0 + a \cdot w_0 \cdot x_0 \quad (23)$$

Les systèmes mécaniques considérés ici sont faiblement amortis et on suppose $a^2 \ll 1$. Pour avoir un fonctionnement performant et éviter les fonctionnements instables, on choisit $k' < k$ comme il sera établi ultérieurement.

D'où :

$$\beta^2 = \frac{k \pm k'}{m} - a^2 \cdot \frac{k}{m} = \frac{k \pm k'}{m} > 0 \quad (24)$$

Ceci donne la solution temporelle $x(t)$

$$x(t) = K_1 \cdot e^{-\lambda t} \cos \beta t + \frac{K_2}{\beta} e^{-\lambda t} \sin \beta t \quad (25)$$

Dans le cas particulier et théorique d'un amortissement naturel nul du système mécanique ($\alpha = 0$), on a :

$$x(t) = x_0 \cdot \cos(\omega_{\pm 1} \cdot t) + \frac{v_0}{\omega_{\pm 1}} \cdot \sin(\omega_{\pm 1} \cdot t) \quad (26)$$

C'est l'équation générale du mouvement valable à chaque instant dans le cas où la position est telle que le point de fonctionnement se trouve dans la zone linéaire de la courbe force-déplacement. Pendant un état du couple position-vitesse, cette équation du mouvement dépend des conditions initiales et de l'expression de la pulsation $\omega_{\pm 1}$.

Si le point de fonctionnement reste toujours dans la zone de linéarité, c'est-à-dire pour une position toujours inférieure en valeur absolue à une limite qui dépend de la géométrie des dentures de l'actionneur (ici par hypothèse $\lambda/16$), le mouvement est solution d'une succession d'équations différentielles dont les conditions initiales sont les conditions finales de l'équation précédente. Par exemple ce cas existe toujours en fin de mouvement quand l'actionneur est commandé. Sur la figure (2.17), c'est à partir du point P, que la position reste toujours inférieure à 1 mm ($\lambda/16 = 1$ mm).

On calcule la diminution de l'amplitude pendant une oscillation dans le cas théorique d'un amortissement naturel nul. Les conditions initiales $x_0 \neq 0$ et $v_0 = 0$ permettent de calculer les conditions finales du premier état, avec l'expression ω_{-1} pour la pulsation. Ces conditions finales deviennent les conditions initiales du deuxième état, et ainsi de suite jusqu'à la fin du quatrième état. Pour quantifier la diminution de l'amplitude, un coefficient d'atténuation est défini par le rapport entre l'amplitude à la fin de l'oscillation et l'amplitude au début de l'oscillation, cette grandeur est notée A.

$$A = \frac{x_{fin}}{x_{début}} \quad (27)$$

Dans le cas des petits déplacements avec force linéaire, les équations de mouvement de chaque état permettent de calculer le coefficient d'atténuation A à partir de la condition initiale de position en début d'oscillation x_0 . On montre facilement que :

$$A = \left(\frac{\omega_{-1}}{\omega_{+1}} \right)^2 = \frac{k - k'}{k + k'} \quad \text{constant à } i \text{ donné} \quad (28)$$

Il est possible aussi de calculer les durées t_1, t_2, t_3, t_4 de chaque état et la durée totale de l'oscillation T_1 .

$$t_1 = t_3 = \frac{\pi}{2 \cdot \omega_{-1}} \quad t_2 = t_4 = \frac{\pi}{2 \cdot \omega_{+1}}$$

$$T_1 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \pi \left(\frac{\omega_{-1} + \omega_{+1}}{\omega_{-1} \cdot \omega_{+1}} \right)$$

Un raisonnement par récurrence montre qu'une série de n oscillations présente un coefficient d'atténuation global A^n et dure un temps $T_n = n \times T_1$.

Il faut rappeler ici que, par hypothèse sur la commande, l'actionneur développe une force d'intensité plus faible que la force de rappel du ressort ($k' < k$), dans ce cas le coefficient d'atténuation A est positif et inférieur à 1, c'est donc un fonctionnement en régime de diminution de l'amplitude des oscillations.

La relation (28) montre que l'atténuation est fonction de la caractéristique k' de l'actionneur, donc, la rapidité de décroissance de l'amplitude dépend de la commande de l'actionneur. Plus le courant augmente, plus l'atténuation est rapide.

Il semble alors qu'un fonctionnement optimum soit obtenu avec un courant d'alimentation des bobines important, mais dans ce cas l'hypothèse de force inférieure à la force de rappel du ressort n'est plus vérifiée. La relation (26) n'est plus valable à cause du signe négatif possible de la variable β^2 concernant la relation (24). Dans ce cas la résolution par le calcul opérationnel fait apparaître des fonctions hyperboliques dans la solution du mouvement $x(t)$, ce qui correspond à des cas non convergents vers $x = 0$. Ces cas seront étudiés à la fin de ce chapitre.

Cette étude théorique des deux types d'amortissement par l'actionneur commandé selon la loi position-vitesse, montre que l'amortissement à partir de

grands déplacements initiaux est constitué de deux régimes de fonctionnement. Le premier est un amortissement équivalent à un frottement sec pour les grands déplacements dans la zone de force constante, le deuxième est un amortissement équivalent à un amortissement de déplacement pour des déplacements dans la zone linéaire de la courbe de force.

Pour une étude quantitative de l'effet de l'actionneur commandé, il faut définir un critère d'efficacité. A cause des deux régimes de fonctionnement différents, on ne peut considérer ni le décrement logarithmique, ni le coefficient d'efficacité A comme critère d'efficacité global. Le critère défini ici, tient compte de tout le mouvement pendant l'amortissement qui suit la mise en commande de l'actionneur. Par définition, c'est l'inverse du nombre d'oscillations qui sépare la mise en commande de la machine et le temps où l'amplitude maximale devient inférieure à 10 % de la condition initiale de position, il est noté z . Si le nombre d'oscillations est petit, il faut considérer des portions de période en prenant l'enveloppe des courbes qui passe par les élongations maximales.

2.3.8. Etude de l'efficacité

Par simulation, l'influence de l'actionneur est étudiée en fonction de l'intensité du courant dans les bobines, ceci pour la commande position-vitesse avec des courants d'intensité égale dans les deux bobines.

Le modèle de l'actionneur est toujours le même avec une courbe force-déplacement d'allure trapézoïdale.

Les résultats des simulations sont représentés sur les figures (2.18) à (2.23). Sur chaque graphe, deux courbes sont tracées en fonction du même axe des temps en abscisse de 0 à 2s. L'instant $t=0$ est toujours l'instant du lâcher de la pièce mobile à partir de la condition initiale de position $x_0 = 2,6$ mm à vitesse initiale nulle.

Les courbes du haut représentent la position de la pièce mobile, le mouvement est donc bien une suite d'oscillations d'autant plus amorti que le courant augmente. Des phénomènes différents apparaissent pour des courants importants ($I > 0,95$ A), ils étaient déjà prévus et seront expliqués par la suite.

Les courbes du bas représentent la force instantanée développée par l'actionneur diphasé. Elles permettent de vérifier que le principe d'action du deuxième concept est appliqué, en effet la force est toujours de direction opposée

au mouvement, c'est-à-dire de signe opposé à la vitesse. Au passage par zéro de la position, les courbes de force passent aussi par zéro, ce qui est caractéristique des machines à réluctance variable à entrefer denté pour les positions dents alignées et dents en quinconce. Pour les extréma de la position, c'est-à-dire au passage à vitesse nulle, une discontinuité apparaît pour les courbes de force. Ceci s'explique par le changement de bobine alimentée selon la loi de commande position-vitesse

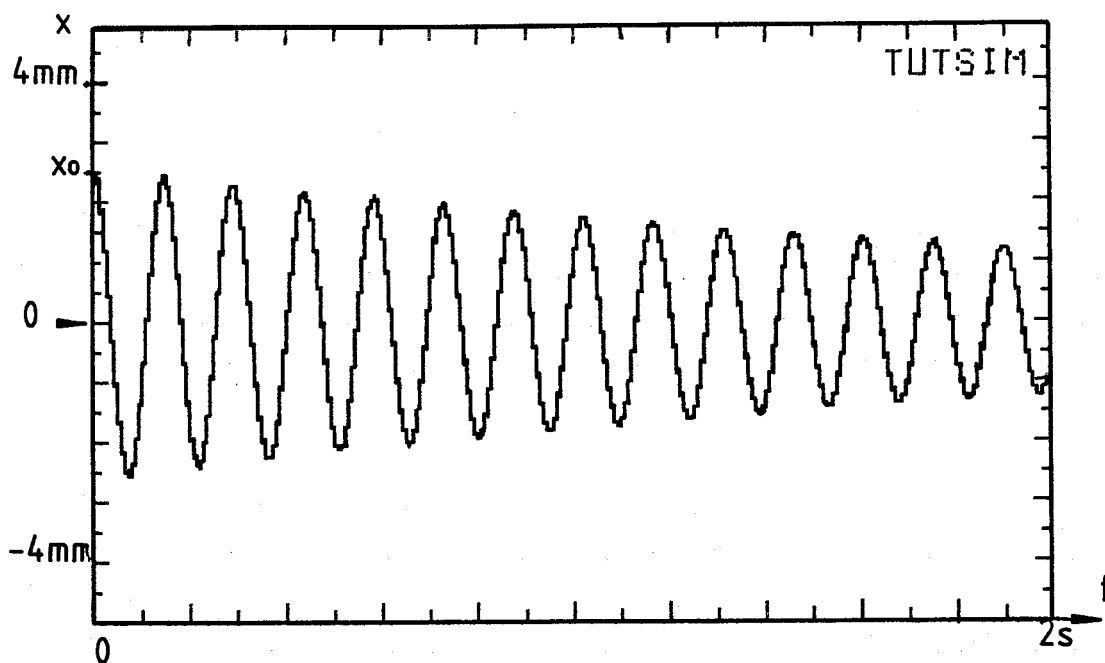


Fig. (2.18) - Simulation de la réponse en régime libre, $I=0$, $F_m = 0$

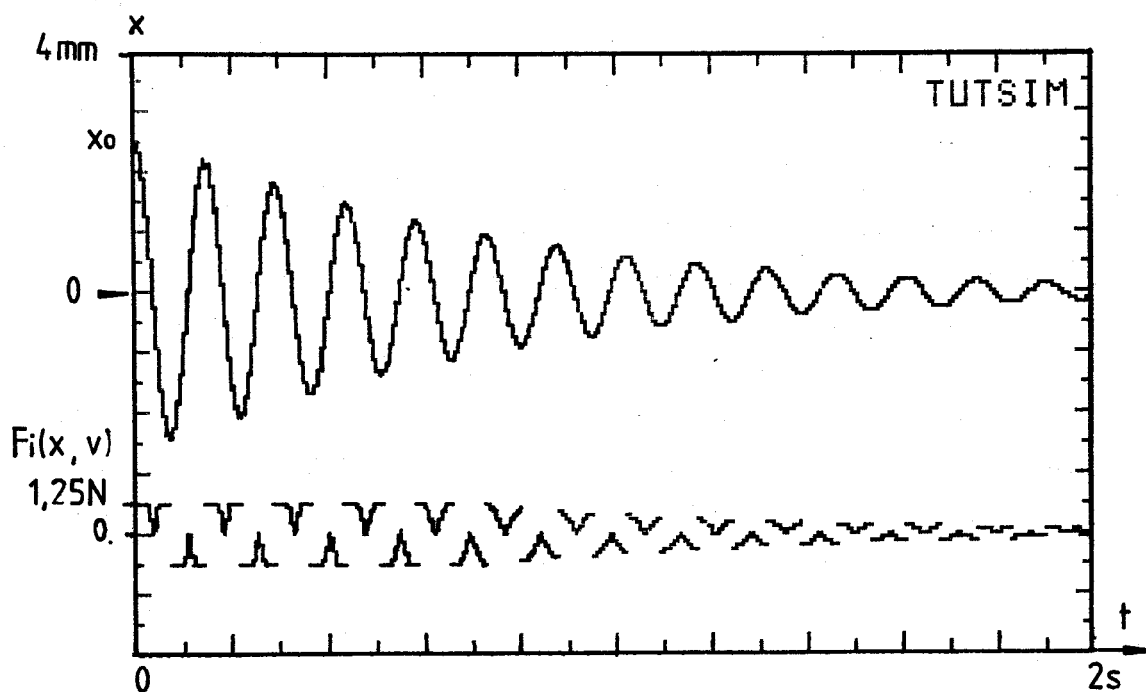


Fig. (2.19) - Simulation de la réponse $I = 0,29\text{ A}$, $F_m = 1,25\text{ N}$

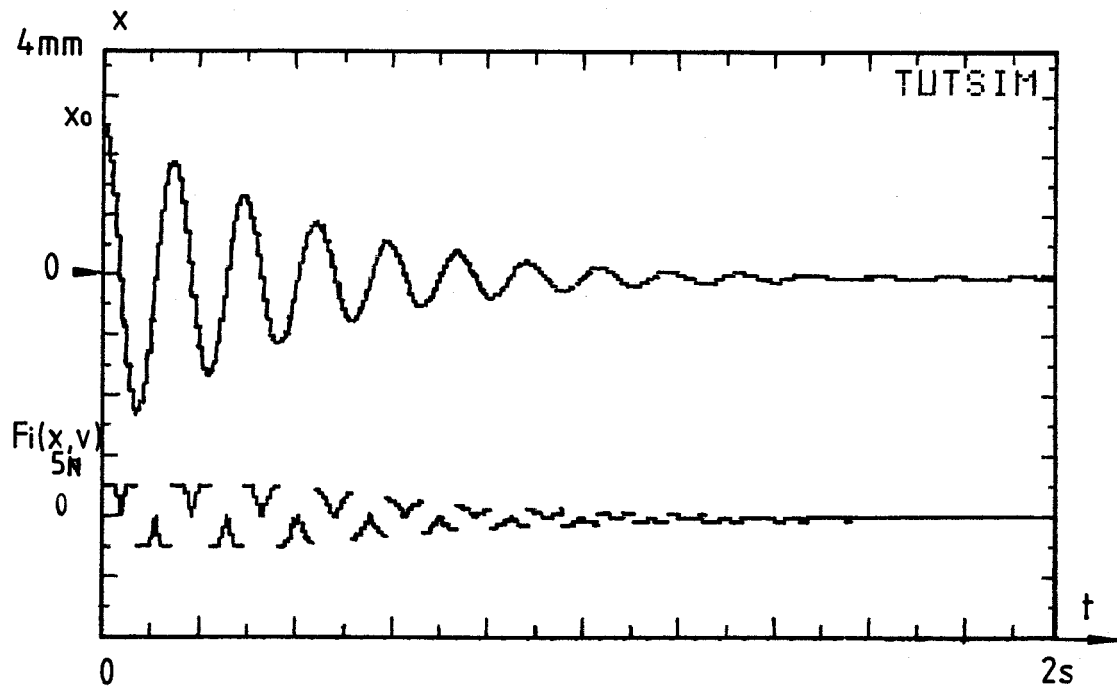


Fig. (2.20) - Simulation de la réponse $I = 0,408 \text{ A}$ $F_m = 2,5 \text{ N}$

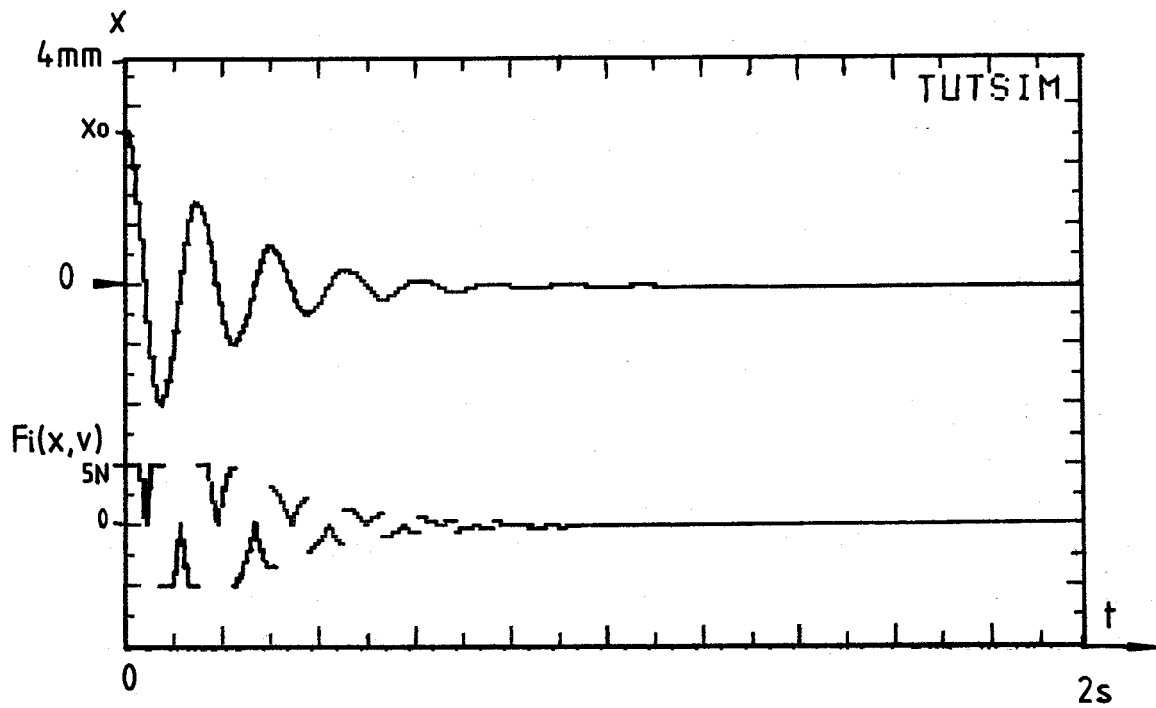


Fig. (2.21) - Simulation de réponse $I = 0,577 \text{ A}$ $F_m = 5 \text{ N}$

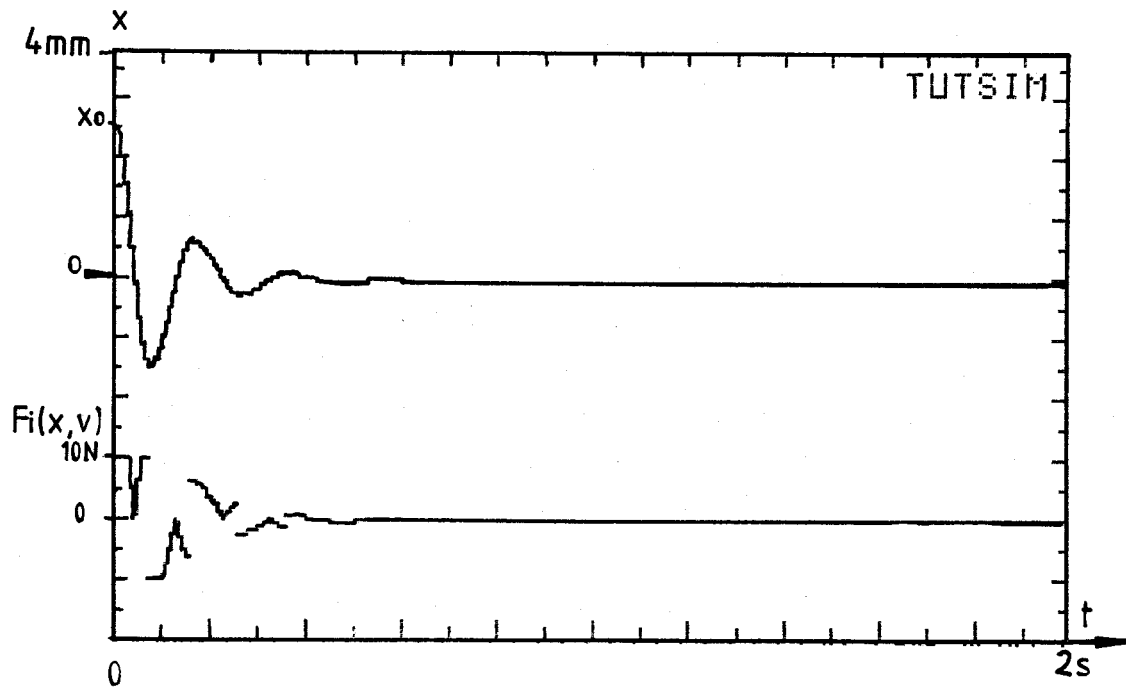


Fig. (2.22) - Simulation de la réponse $I = 0,815 \text{ A}$ $F_m = 10 \text{ N}$

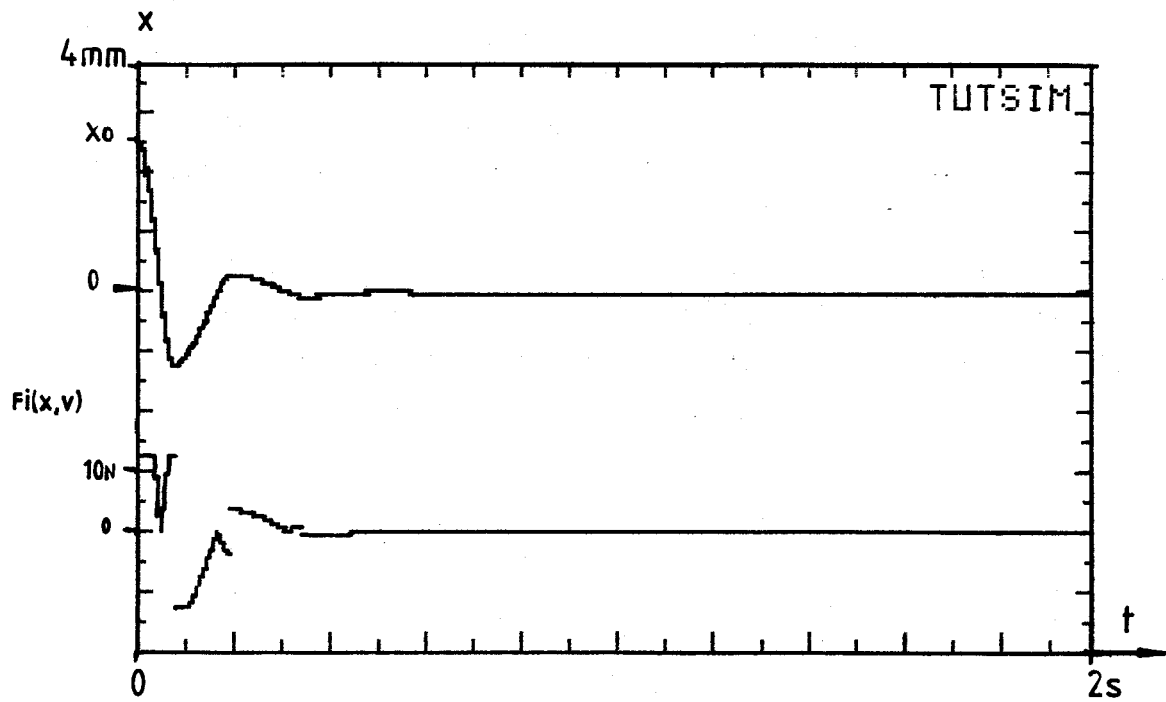


Fig. (2.23) - Simulation de la réponse $I = 0,91 \text{ A}$ $F_m = 12,5 \text{ N}$

Les résultats numériques de la simulation permettent de calculer le critère d'efficacité z et de tracer la courbe d'efficacité en fonction du courant d'alimentation des bobines, cf. Fig. (2.24)

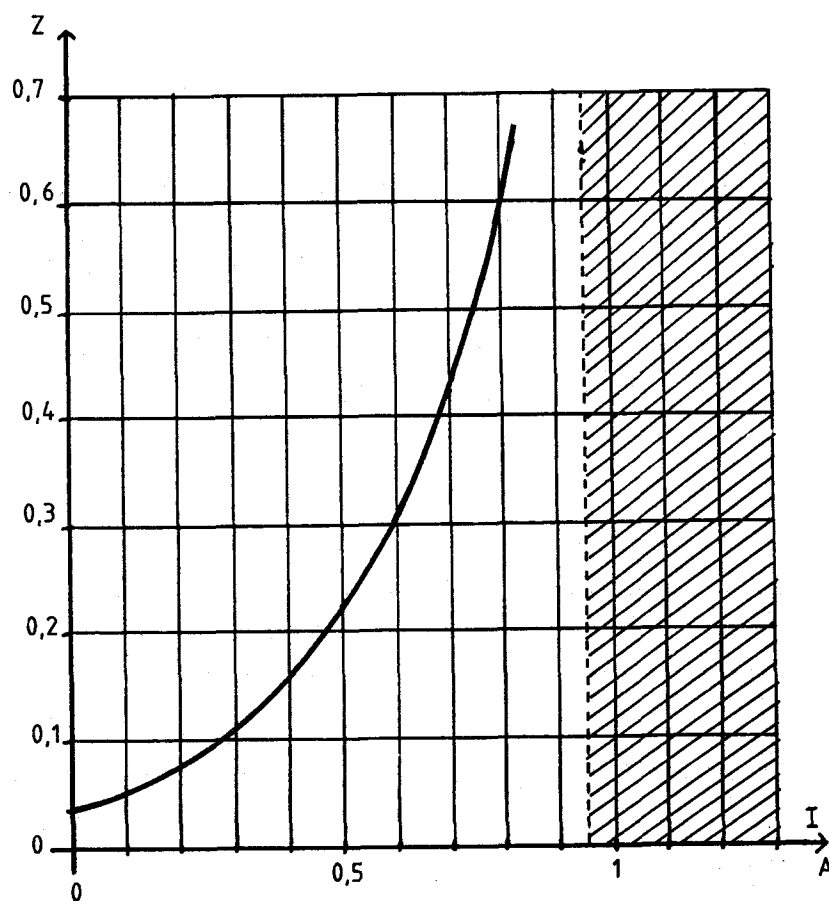


Fig. (2.24) - Critère d'efficacité en fonction du courant d'alimentation

La courbe $z(I)$ est d'allure parabolique, en effet le tracé de la courbe du critère d'efficacité z en fonction du carré du courant d'alimentation s'approche d'une droite.

La valeur numérique de 0,65 qui est atteinte pour le critère d'efficacité, montre que le système commandé est capable de réduire par dix l'amplitude de la vibration, ceci en moins de deux oscillations pour des courants d'alimentation moyens qui pourraient correspondre à l'effort nominal de l'actionneur.

Avec des courants d'alimentation plus faibles, l'efficacité diminue rapidement, le système reste toutefois utilisable, si on ne demande pas des temps de réponse courts.

Avec des courants d'alimentation supérieurs qui donnent des forces importantes développées par l'actionneur, le critère d'efficacité ne peut pas être relevé. En effet le régime vibratoire n'est plus une suite d'oscillations. Cette zone correspond à la partie hachurée de la figure (2.24). Les phénomènes correspondants sont étudiés ci-après.

2.3.9. Cas de non retour à l'équilibre naturel

Si l'intensité de la force développée par l'actionneur est plus grande que l'intensité de la force de rappel du ressort, il est possible que le mouvement ne soit plus un régime vibratoire amorti mais un éloignement de la position d'équilibre naturel et un blocage du système sur une position stable différente de $x = 0$.

En effet, pour une position à vitesse nulle, si la résultante des forces de rappel du ressort et de celle de l'actionneur est dirigée vers les déplacements absolus croissants, il y a un mouvement d'éloignement de $x = 0$ (exemple pour les petits déplacements $k' > k \Rightarrow \beta^2 < 0$).

Ces phénomènes sont appelés "cas non convergent vers $x = 0$ " et apparaissent pour certains états de la commande.

2.3.9.1. Etude du phénomène

L'étude des cas non convergents se ramène à l'étude de la résultante entre la force de rappel du ressort F_r et la force développée par l'actionneur commandé F_i . Sur la figure (2.25a), ces deux forces sont tracées en fonction de la position x . La force $F_i(x)$ est tracée pour trois courants différents et pour les deux phases d'où F_1 et F_2 .

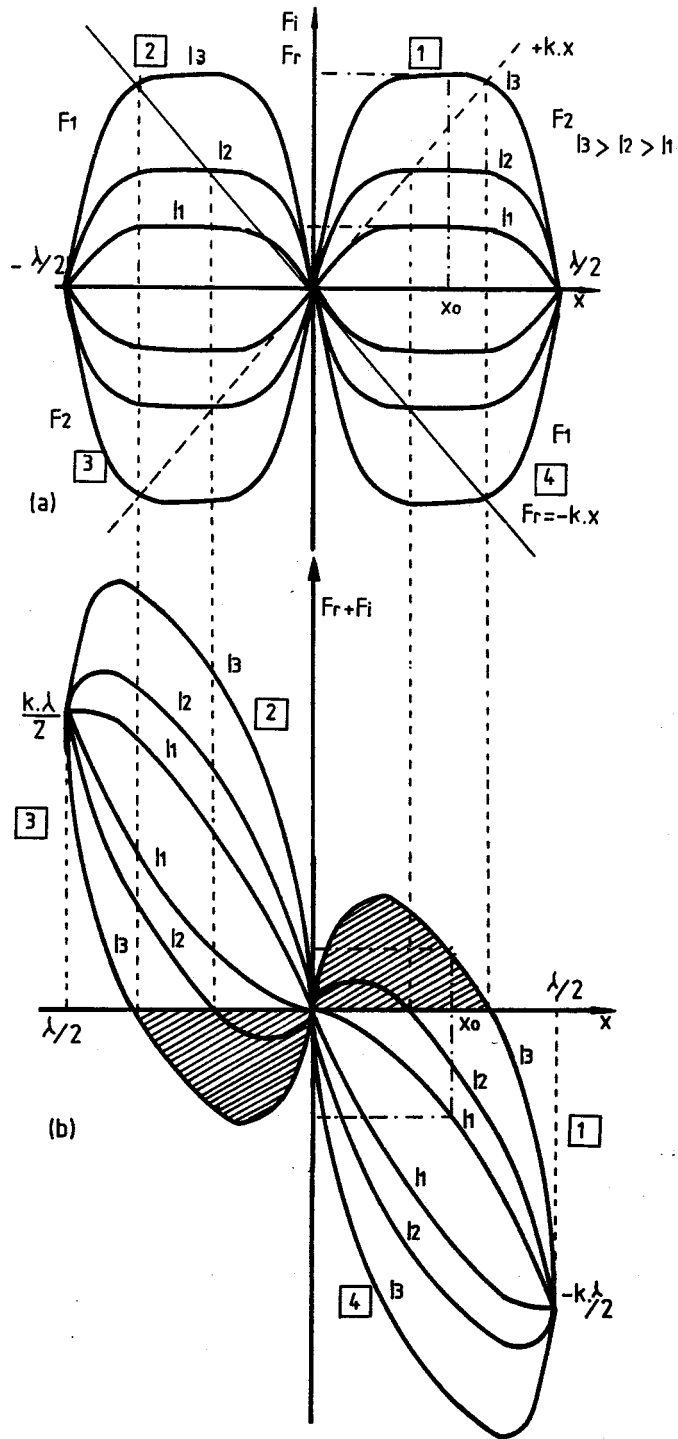


Fig. (2,25) - Force $F_r(x)$ et $F_i(x)$ et résultante.

Les chiffres encadrés repèrent les états dans ce plan force-déplacement qui est aussi un moyen de représenter le mouvement vibratoire.

Le cas d'un déséquilibre en position initiale x_0 à vitesse nulle traite par la même étude les phénomènes qui suivent le passage à l'amplitude maximale du système vibrant dont le mouvement, à cet instant précis, est caractérisé par une vitesse instantanée nulle.

Après le lâcher, le système est isolé, le sens de déplacement est fixé par le signe de la résultante qui s'exerce sur la pièce mobile. Dans le cas d'une position initiale positive x_0 et d'un courant d'alimentation d'intensité moyenne I_1 dans la deuxième phase, selon la loi de commande position-vitesse pour l'état **1**, cf. fig.(2.25), la force développée par l'actionneur est plus faible en module que la force de rappel du ressort. Comme les effets sont antagonistes, la résultante est négative, fig. (2.25b). Le mouvement est à position décroissante pendant l'état **1**, c'est le fonctionnement correct avec amortissement.

Dans le cas d'un courant d'alimentation importante I_3 , qui donne une force développée par l'actionneur plus importante en module que la force de rappel du ressort pour la position initiale x_0 , $F_{i3}(x_0)$, cf. Fig. (2,25a), et dans l'hypothèse que la commande impose l'état **1**, il y a donc passage rapide à l'état **4** qui est le seul autre état possible pour une position positive. Le diagramme de la figure (2.26) montre la succession des états en régime normal (trait continu) et en régime non convergent (trait discontinu).

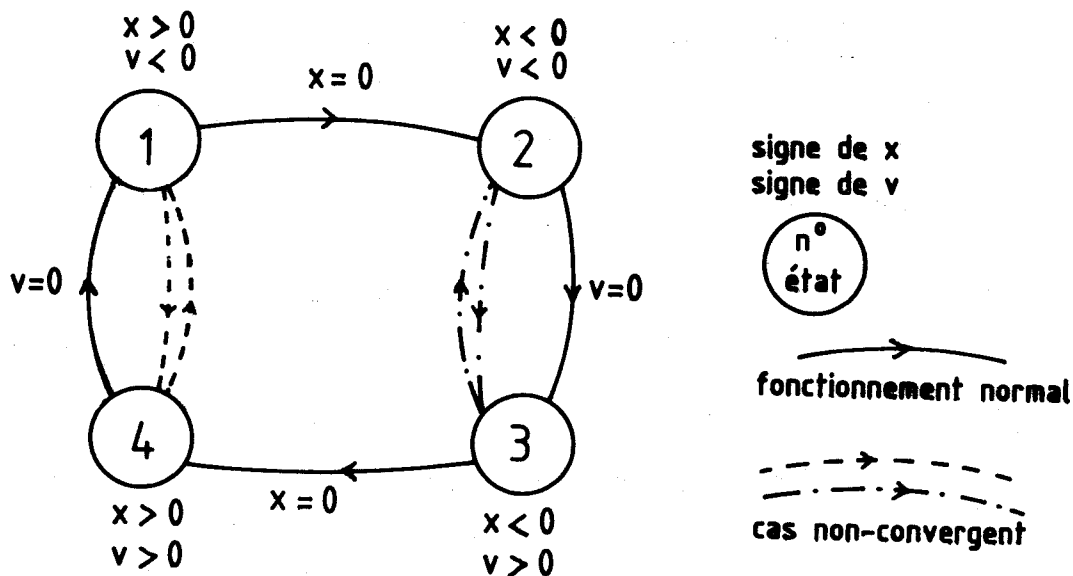


Fig. (2.26) - Diagramme de succession des états

Pendant l'état [4], les effets du ressort et de l'actionneur s'ajoutent, la résultante est une force de rappel importante qui s'oppose au mouvement d'éloignement, rapidement la vitesse s'annule et le système revient dans le premier état de commande.

Le fonctionnement est une succession très rapide des états [1], et [4], cette succession est signe d'un fonctionnement instable dû à une résultante positive pendant l'état [1].

De même, pour une position négative à vitesse nulle, l'instabilité apparaît entre les états [2] et [3] avec une résultante négative pendant l'état [3].

Les zones relatives aux cas non convergents sont hachurées sur la figure (2.25b).

Le mouvement non convergent se traduit par un déplacement lent de la pièce mobile vers une position autre que la position d'équilibre naturel ($x=0$).

2.3.9.2. Simulation des cas non convergents

La réponse à un déséquilibre statique du système global du paragraphe 2.3.8. est simulée pour des courants plus importants.

Avec le modèle de force d'allure trapézoïdale de l'actionneur et la connaissance de la raideur du système mécanique, il est possible de prévoir à partir de quelle intensité du courant les cas non convergents apparaissent. La limite est donnée par la valeur du courant telle que les pentes des courbes de force de rappel du ressort F_r et de la force développée par la deuxième phase de l'actionneur sont égales en valeur absolue, fig.(2.27).

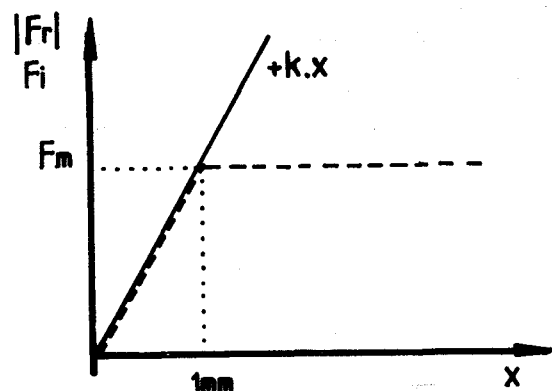


Figure (2.27) - Limite d'apparition des cas non-convergenents

La pente de $F_r(x)$ est la raideur k du ressort, pour cet exemple $k = 13796$ N/m. Il y a égalité des pentes si l'actionneur est alimenté par un courant tel que la force maximale du modèle soit égale à 13,796 N. La constante de force caractéristique de l'actionneur indique, alors, un courant d'environ 0,96 A.

On arrive à la conclusion que pour des courants inférieurs, le fonctionnement est toujours correct et correspond à un amortissement.

La simulation est menée pour des courants supérieurs à 0,96 A. Les résultats sont représentés sous forme graphique sur les figures (2.28) (2.29), (2.30) et (2.31).

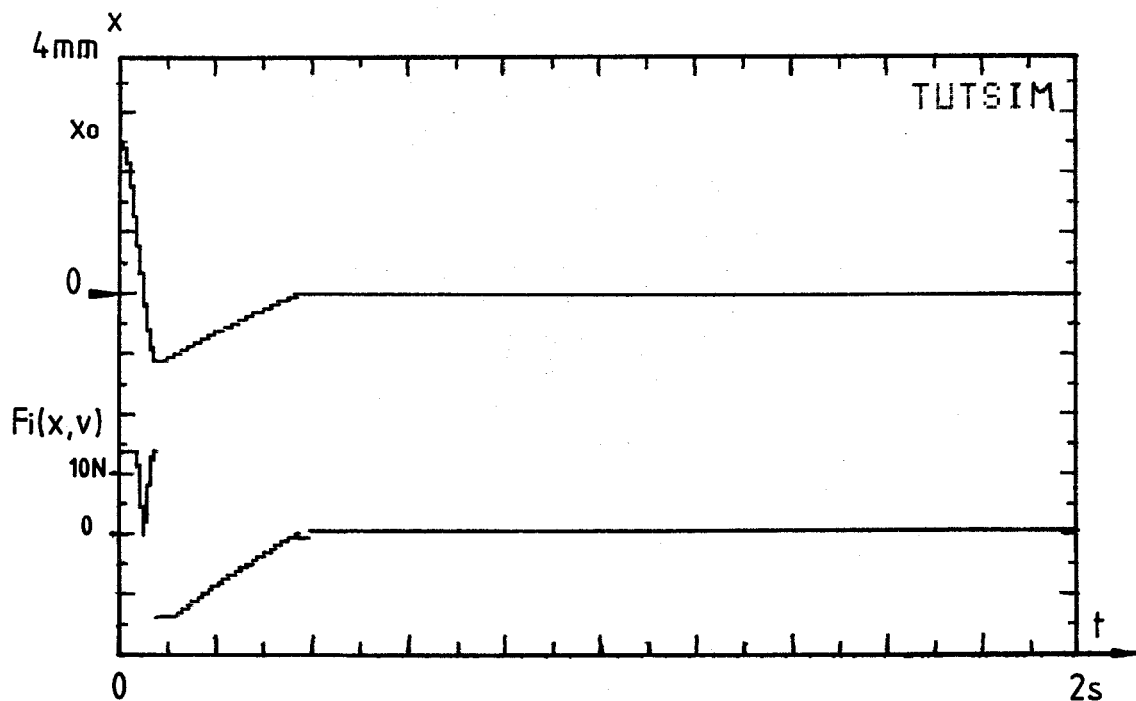


Fig.(2.28) - Simulation du cas limite $I = 0,96$ A $F_m = 13,796$ N

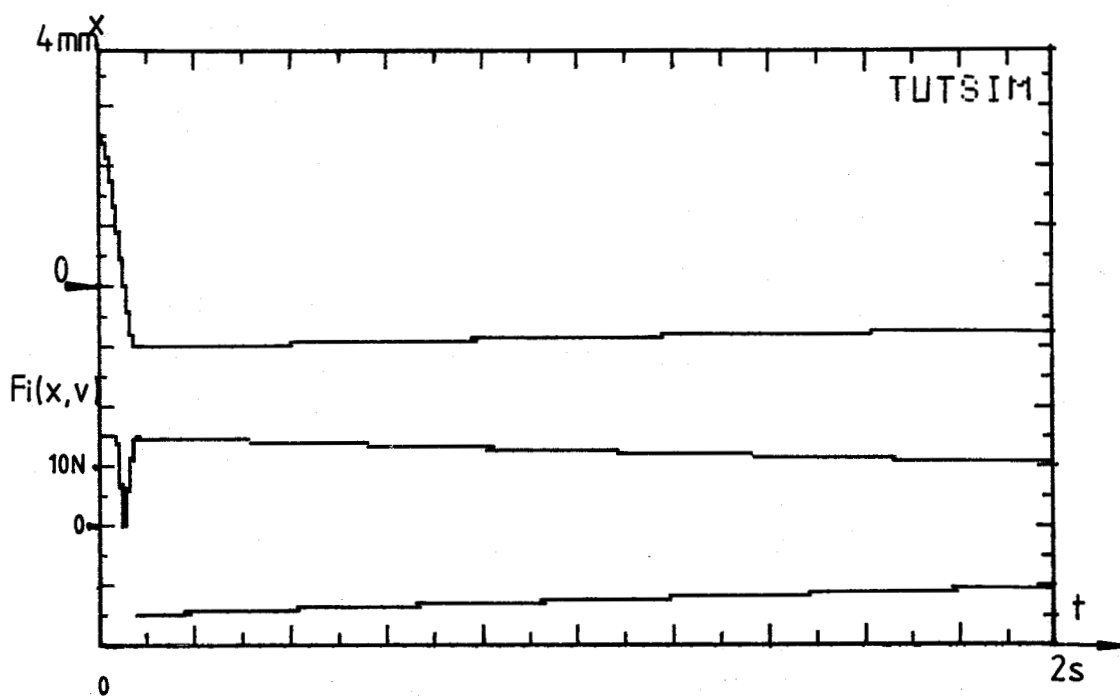


Fig. (2.29) - *Mouvement non convergent* $I = 1 \text{ A}$ $F_m = 15 \text{ N}$

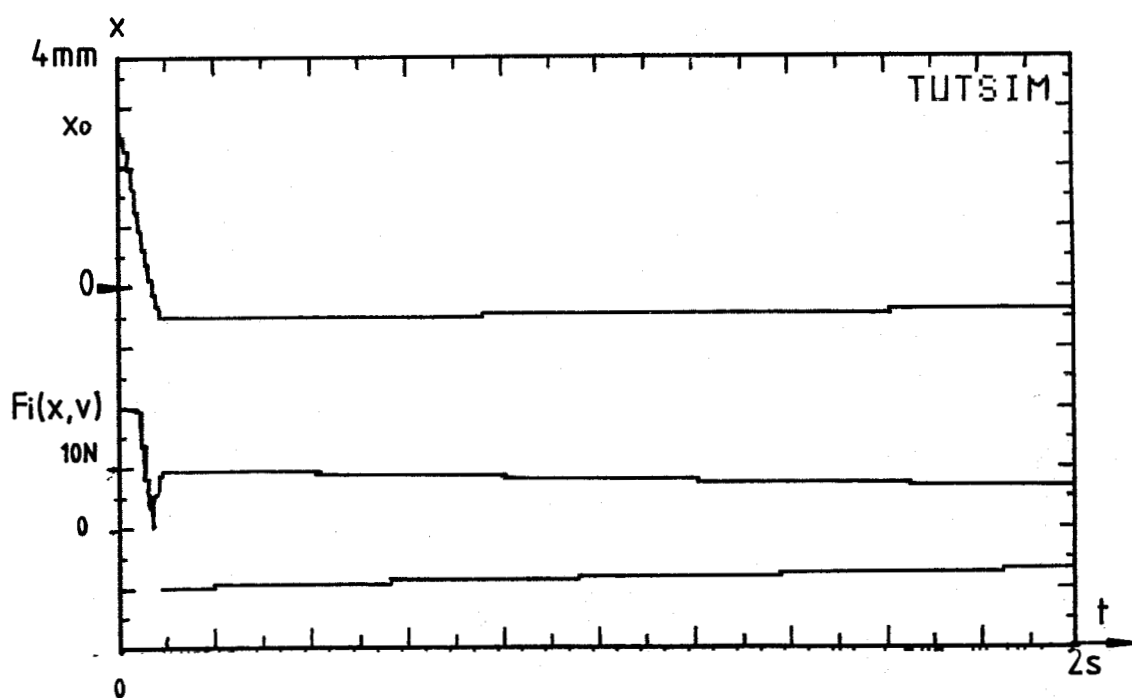


Fig. (2.30) - *Mouvement non convergent* $I = 1,15 \text{ A}$ $F_m = 20 \text{ N}$

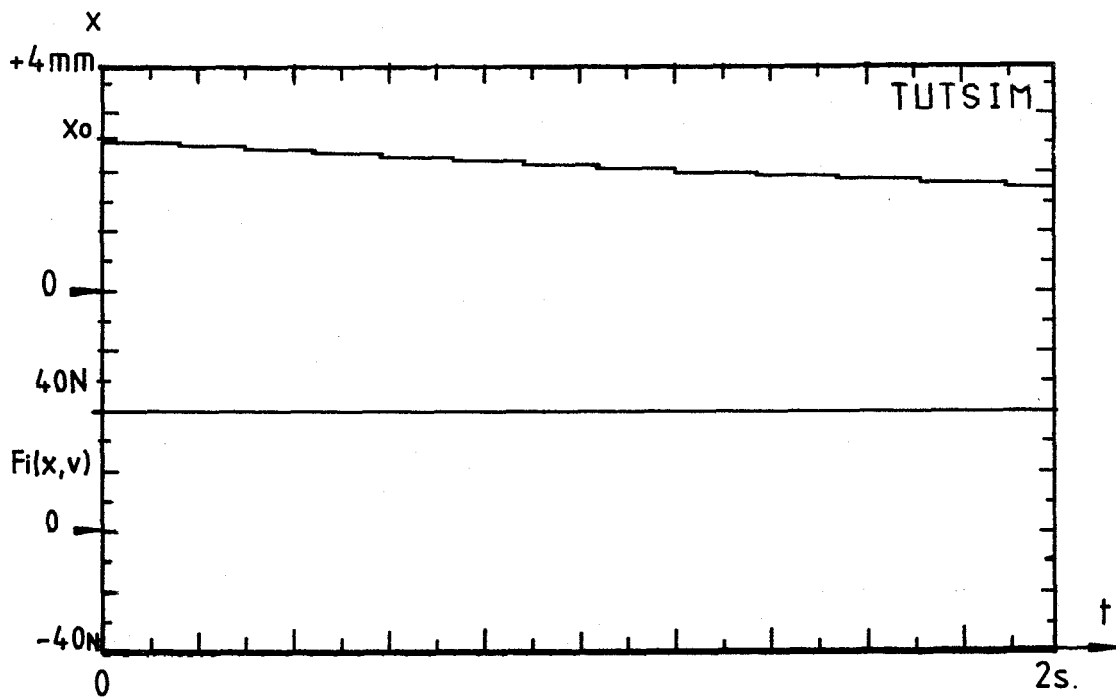


Fig. (2.31) - *Mouvement non convergent* $I = 1,63 \text{ A}$ $F_m = 40 \text{ N}$

Dans ces cas de non convergence, il est possible de vérifier la succession rapide des états. En effet, les résultats donnés par simulation font apparaître deux courbes pour la force F_i développée par l'actionneur commandé. A cause des temps de réponse très courts du calculateur, la succession des états est très rapide, ce qui donne deux courbes continues pour F_i sur les graphes.

Il est clair que dans ce type de fonctionnement, le modèle global théorique utilisé dans la simulation ne représente plus la réalité du système expérimental.

Sur la figure (2.32), la vitesse de la pièce mobile est représentée par la courbe repérée $v(t)$ de 0 à 0,5 seconde pour la force maximale F_m de 15 N.

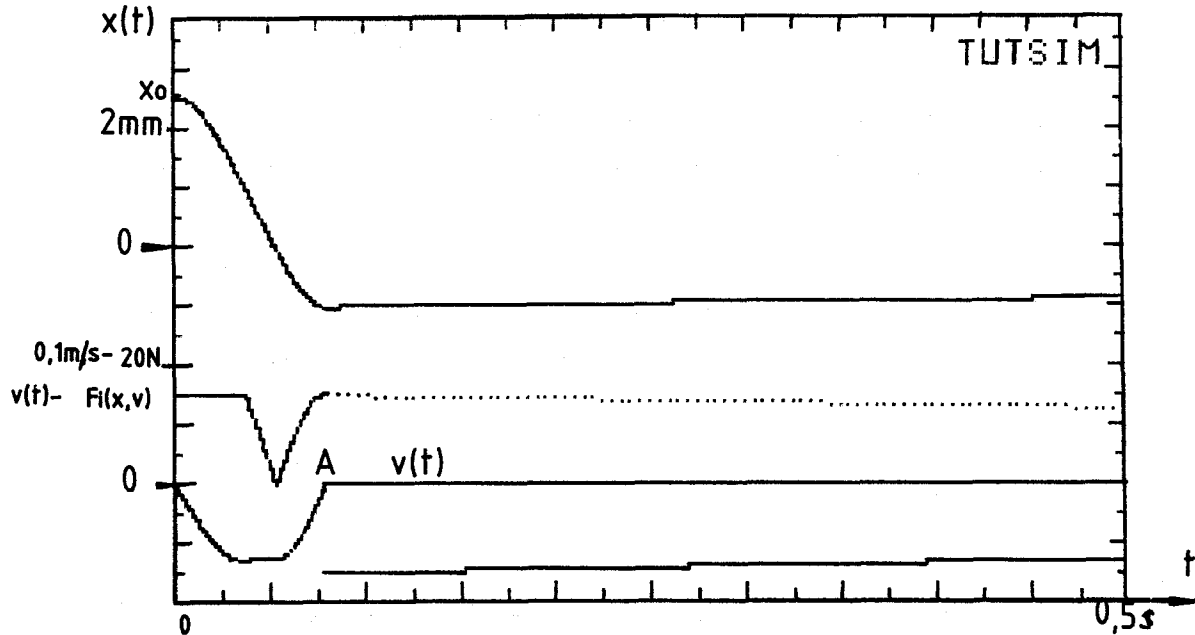


Fig. (2.32) - Simulation du début de la non-convergence $F_m = 15\text{ N}$, $I = 1\text{ A}$

Cette simulation montre que le régime de non retour à $x = 0$ commence bien au passage par zéro de la vitesse (point A), c'est-à-dire pour une élévation maximale.

2.3.9.3. Elimination des cas de non retour à $x = 0$

Pour éviter tout mauvais fonctionnement, il faut que la résultante des forces F_r et F_i soit toujours une force de rappel quelque soit l'état de la commande.

Pour les états [2] et [4], la première phase avec dents alignées est alimentée, la force $F_i(x)$ (ici $F_i = F_1$) est une force de rappel qui s'ajoute à la force de rappel du ressort, il est donc possible d'imposer des courants d'alimentation I_1 importants dans la première phase. A partir d'une certaine valeur caractéristique de la machine à réluctance variable, il y aura saturation magnétique avec limitation de la force développée.

Pour les états [1] et [3], la deuxième phase avec dents en quinconce est alimentée. Pour que la résultante des forces F_r et F_i (ici $F_i = F_2$) soit une force de rappel, le courant d'alimentation I_2 de la deuxième phase doit rester inférieur à la limite prévue dans le paragraphe précédent (égalité des pentes).

2.3.9.4. Simulation avec $I_1 > I_2$

Avec des courants d'alimentation différents ($I_1 > I_2$), les deux phases développent des efforts d'intensités maximales différentes ($F_{1m} > F_{2m}$). Le modèle de l'actionneur alimenté selon la commande position-vitesse fait apparaître deux fonctions prédéfinies par points pour caractériser les courbes force-développement de chaque denture, cf. (2.33).

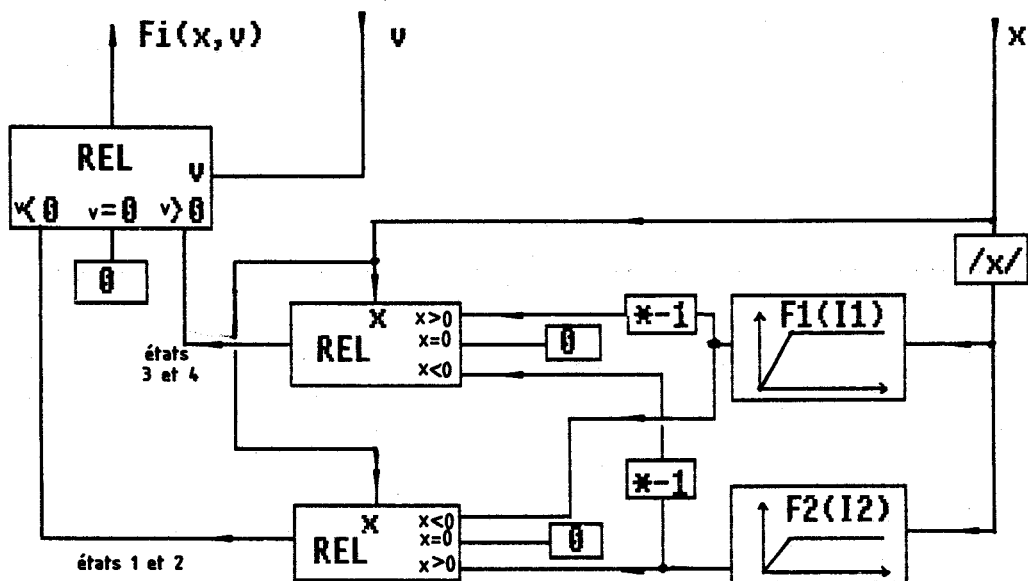


Fig.(2.33) - Modèle de l'actionneur commandé

La figure (2.34) représente le résultat graphique de la simulation du mouvement en réponse à un déséquilibre en position $x_0 = 2,6$ mm à vitesse initiale nulle. Les courants d'alimentation sont ici différents ($I_1 = 1,63$ A et $I_2 = 0,815$ A), le courant d'alimentation I_2 est donc inférieur à la limite trouvée pour que la deuxième phase développe une force maximale F_m inférieure en module à la force de rappel du ressort. La force développée par la première phase est plus importante à cause du courant I_1 , qui peut être élevé (Avec la même caractéristique d'actionneur : $F_{1m} = 40$ N, $F_{2m} = 10$ N).

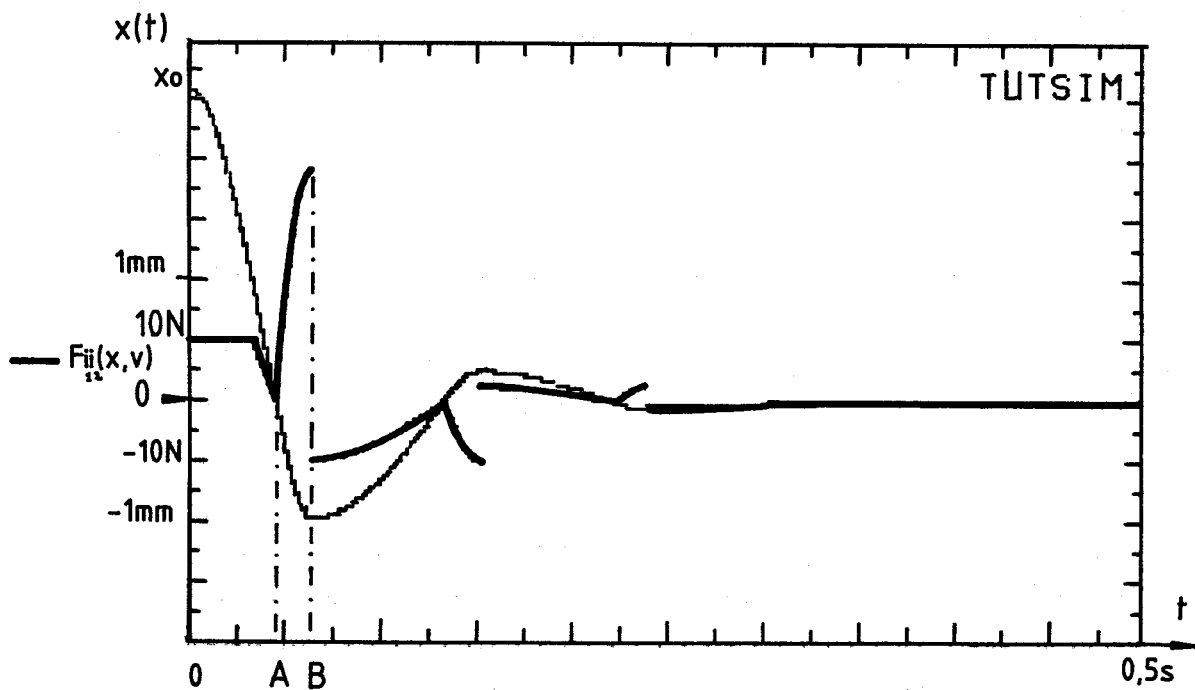


Fig. (2.34) - Réponse avec des courants différents (de 0 à 0,5 s)

Il y a toujours diminution rapide de l'amplitude des vibrations, la courbe en trait renforcé représente la force développée par l'actionneur commandé, le principe d'action est vérifié, cette force est toujours de direction opposée au mouvement. Du point A au point B, la force développée par l'actionneur est importante (jusque 40 N), ceci correspond à l'état [2], la première phase est ici alimentée par le courant élevé I_1 , le déplacement est grand (début du fonctionnement, x atteint 1 mm), donc une force de rappel F_1 élevée.

Le critère d'efficacité vaut 1,03.

Comme le courant I_2 est limité, il y a toujours convergence vers la position $x=0$, il est alors possible de poursuivre le tracé de la courbe du critère d'efficacité en fonction du courant d'alimentation I_1 dans la première phase avec le courant I_2 constant dans la deuxième phase, cf. fig. (2.35).

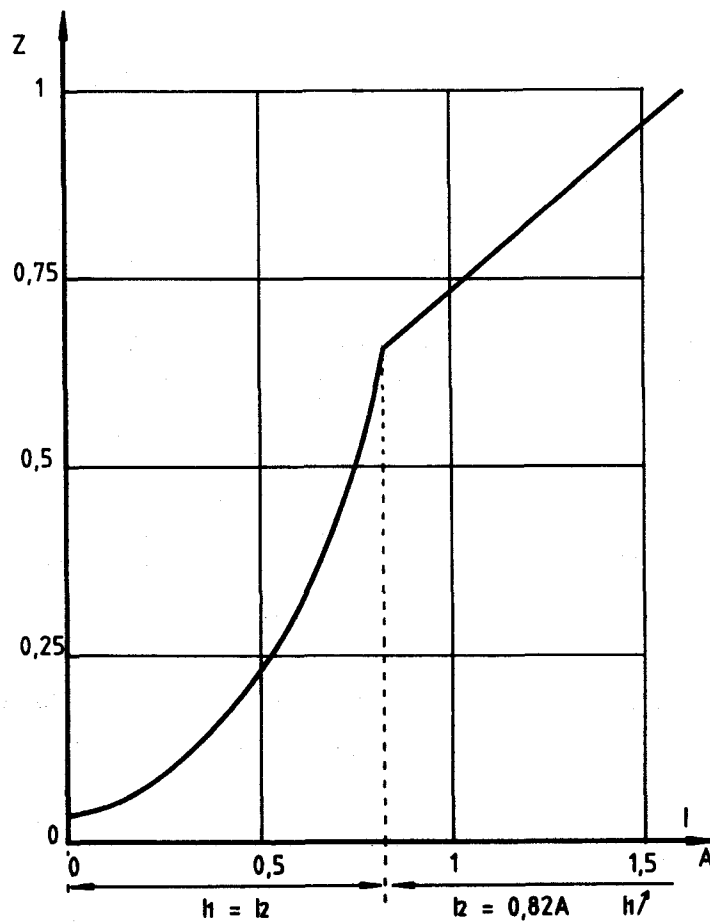


Fig. (2.35) - Critère d'efficacité en fonction des courants d'alimentation

L'effet de la deuxième phase est ici constant, d'où une pente plus faible pour la nouvelle portion de courbe $z(I_1)$ et $I_2 = I_{2 \max}$. Plus le courant d'alimentation I_1 est important, plus l'amortissement est rapide.

2.3.10. Réponse à une excitation continue sinusoidale

Dans ce paragraphe, le système mécanique est soumis à une excitation géométrique sinusoidale à la base du ressort. Elle démarre à $t = 0$, avec une amplitude u_0 et une pulsation w proche de la pulsation de résonance du système mécanique.

La machine à réluctance variable diphasée est alimentée par des courants d'intensités égales selon la loi de commande position-vitesse.

Une première simulation, avec l'actionneur non alimenté, donne la réponse du système mécanique soumis à l'excitation sinusoidale à partir de conditions initiales nulles ($x_0 = 0, v_0 = 0$), cf. fig.(2.36).

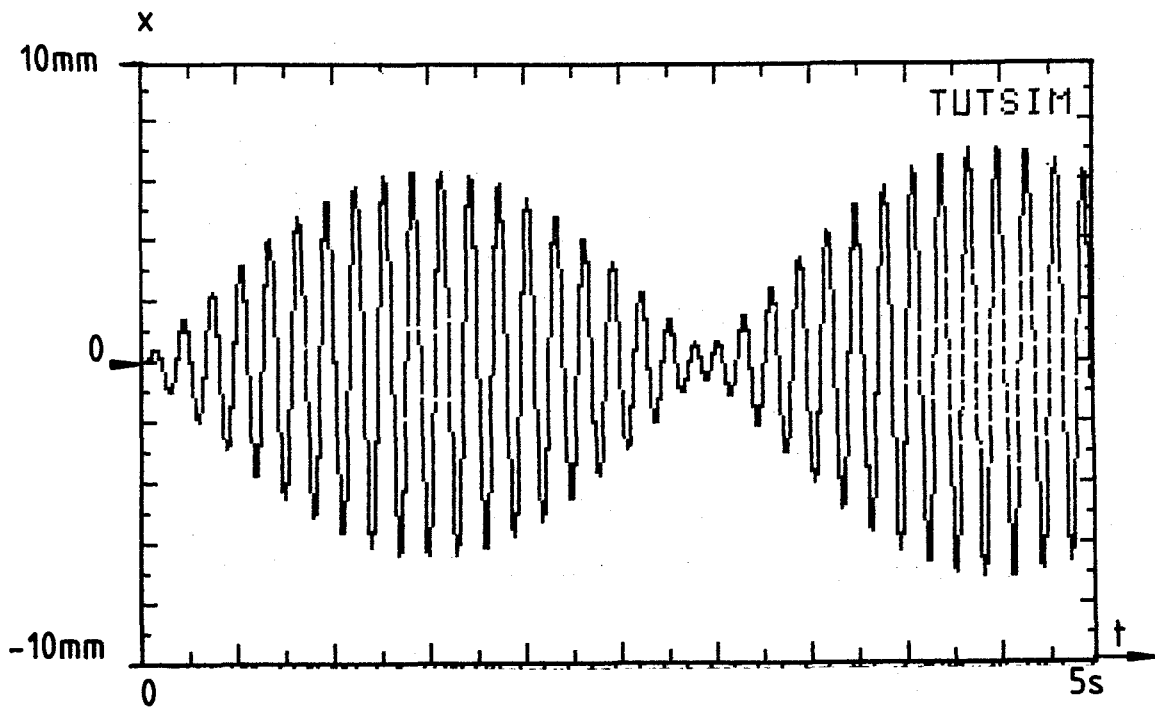


Fig. (2.36) Réponse à une excitation sinusoidale

Le système mécanique simulé ici est le même que précédemment, sa pulsation naturelle a pour valeur $w_0 = \sqrt{k/m} = 42,91 \text{ rd/s}$.

Comme la pulsation de l'excitation est de valeur proche ($w = 40,8 \text{ rd/s}$), l'amplitude des vibrations croît très vite pour atteindre des valeurs élevées ($X_m \approx 6 \text{ mm}$) devant l'amplitude de l'excitation ($u_0 = 0,3 \text{ mm}$). Le régime transitoire est la cause de la variation de l'amplitude maximale des vibrations.

Une seconde simulation permet de montrer l'efficacité de l'actionneur commandé. La figure (2.37) montre la même réponse du système global soumis à la même excitation. Les phases de l'actionneur sont alimentées par des courants de même intensité ($I_1 = I_2 = 0,82 \text{ A} \Rightarrow F_{1m} = F_{2m} = 10 \text{ N}$).

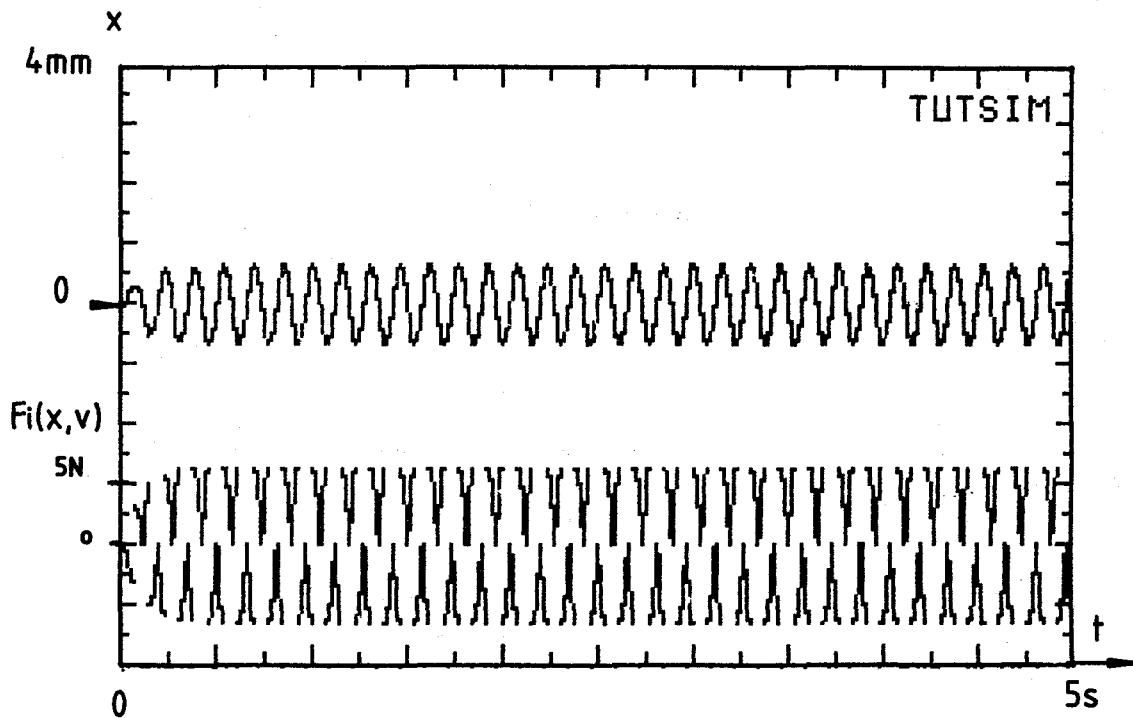


Fig. (2,37) - Réponse avec l'actionneur commandé ($F_{1m} = F_{2m} = 10 \text{ N}$ pour $x = 1 \text{ mm}$)

Les résultats montrent que l'amplitude des vibrations reste limitée à une valeur d'environ 0,7 mm. Sous l'action de l'excitation sinusoïdale continue et de l'actionneur commandé, le mouvement prend très vite un régime permanent en trois oscillations.

On en retient ici comme critère d'efficacité, le rapport de l'amplitude du mouvement par l'amplitude de l'excitation (X/u_0) qui passe de 20 à 2,33 quand on alimente la machine.

Pendant toute la durée de l'excitation continue, l'effet de l'actionneur commandé est durable.

2.3.11. Simulation de la réponse à un choc

L'excitation du système mécanique est ici une brève impulsion d'une force extérieure F_{ext} qui est appliquée sur la masse mobile.

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = -c \cdot \frac{dx}{dt} - k \cdot x + F_{ext} + Fi(x,v)$$

Le modèle mathématique devient :

$$x(t) = \int_0^t v(t) \cdot dt + x_0$$

$$v(t) = \int_0^t \left(-\frac{k}{m} \cdot x(t) - \frac{c}{m} \cdot v(t) + \frac{1}{m} \cdot F_{ext} + \frac{1}{m} \cdot Fi(x,v) \right) dt + v_0$$

La modification du schéma bloc se situe au niveau de l'excitation. L'excitation sinusoïdale et le multiplicateur par k/m sont remplacés par une fonction impulsion PLS et par un diviseur par m . Les caractéristiques du système mécanique sont inchangées. Les conditions initiales de position x_0 et de vitesse v_0 sont nulles, avant le choc le système est donc au repos, cf. fig. (2.38).

L'excitation est une impulsion de force d'intensité 100 N dans le sens des x croissants, elle a lieu à 0,2 s et dure 2 ms.

Pour tester l'effet positif du principe proposé sur la réduction du régime vibratoire, une première simulation est faite avec l'actionneur non commandé. C'est donc la réponse du système mécanique seul à une excitation impulsionnelle.

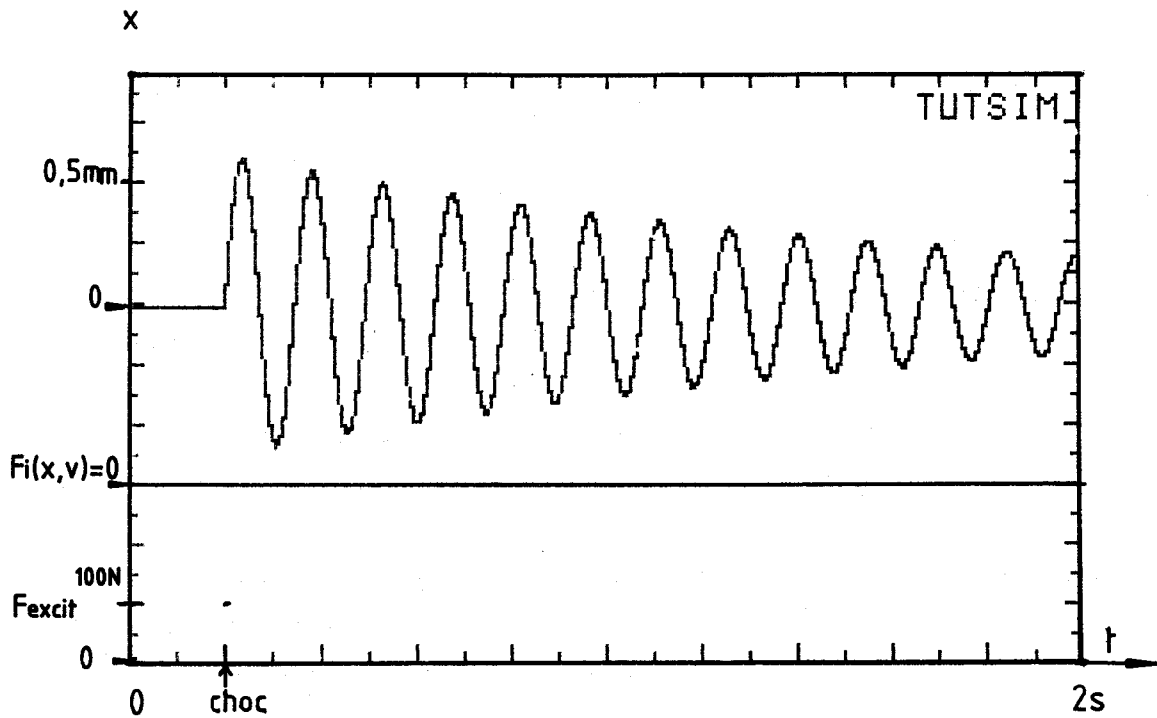


Fig.(2.38) - Simulation de la réponse du système mécanique à un choc

Au moment du choc, le système mécanique reçoit une certaine quantité d'énergie de l'excitation. Il en résulte un état vibratoire qui s'amortit selon le régime libre.

Avec les mêmes caractéristiques mécaniques et la même excitation, une seconde simulation est faite avec l'actionneur commandé. Les courants d'alimentation sont identiques ($I_1 = I_2 = 0,82$ A), les modèles de forces développées sont de forme trapézoïdale et de valeurs maximales égales

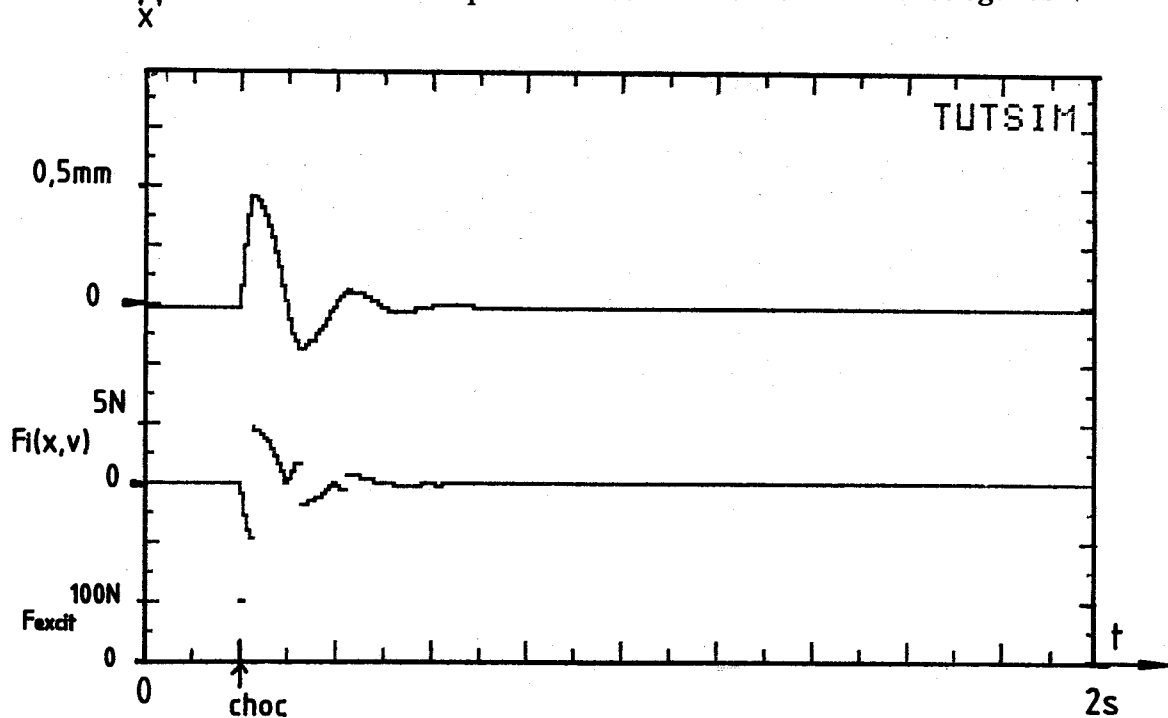


Fig. (2.39) - Simulation de la réponse avec l'actionneur commandé

Dès qu'il y a déplacement sous l'effet du choc, la machine à réluctance variable agit selon le principe proposé. L'amplitude de la première oscillation est plus faible que précédemment (ici 0,46 mm par rapport à 0,63 mm avec l'actionneur non commandé). Intrinséquement, la diminution relative pourrait servir de critère d'efficacité.

Cette étude montre que lorsque le système mécanique n'est pas excité (ici avant le choc), l'actionneur commandé n'exerce aucune force, l'état de repos est donc maintenu.,

La consommation d'énergie électrique peut être limitée en réalisant des organes d'alimentation des bobinages avec un seuil de déclenchement en fonction de la position. Pour de faibles déplacements, l'actionneur, n'étant pas alimenté, ne consommerait aucune énergie électrique. La vigilance est donc assurée par la détection du seuil de position.

2.3.12. Conclusion sur l'usage de la machine (2ème concept)

L'étude précédente montre que l'actionneur diphasé alimenté selon la commande position-vitesse agit comme un frottement de caractéristique ajustable par la valeur des courants d'alimentation.

Trois excitations de nature différente ont été simulées, à chaque fois l'action de l'actionneur est un amortissement du régime vibratoire.

Le problème des cas non convergents apparaît pour des courants trop importants dans la deuxième phase. La limite à ne pas dépasser est liée directement aux caractéristiques du système mécanique à contrôler. Dans la pratique, le réglage de l'intensité des courants d'alimentation (surtout I_2) dépend donc de la rigidité du système mécanique . Ainsi pour la mise en service sur un système vibrant donné, la détermination expérimentale de la force de rappel dans l'axe de vibration est telle que la force F_2 développée par cette phase est toujours de module inférieur à la force de rappel mesurée.

Il est intéressant de remarquer que lorsque le système proposé est couplé à un système vibrant, il peut fonctionner de manière satisfaisante pour tout le domaine des fréquences mécaniques possibles. Le système est commandable, son action peut être adaptée en fonction des variations des caractéristiques du système à contrôler : par exemple, variation de la masse liée à une modification de la charge.

Les simulations effectuées se sont fondées sur des modèles simplifiés. Une étude expérimentale a été conduite pour tester les modèles et valider les conclusions pratiques utilisées dans la commande de la machine.

CHAPITRE III

ETUDE EXPERIMENTALE



3.1. INTRODUCTION

Pour valider les modèles du chapitre II, on a conçu une procédure fondée sur la définition d'une machine spéciale intégrée dans un banc d'essai, sur lequel de nombreux paramètres peuvent être modifiés.

3.2. PROCEDURE EXPERIMENTALE

Pour que l'expérimentation soit menée en utilisant le matériel du laboratoire, on a dès le départ fixé l'ordre de grandeur des forces et des déplacements à mettre en jeu. La définition de la procédure expérimentale ainsi que la conduite des essais sont la conséquence de ce choix initial.



3.2.1. Procédure retenue

L'ordre de grandeur des forces et des déplacements étant fixé, le cahier des charges de la machine à réluctance variable est totalement défini.

L'étude théorique menée au chapitre II visant à établir le rôle possible d'une machine à réluctance variable pour le contrôle des vibrations, s'est limitée à l'hypothèse d'une machine non saturée. Avec la même hypothèse, la machine à réluctance variable a pu être définie à partir d'un modèle simplifié.

Une machine a été réalisée en respectant les spécifications précédentes, elle a ensuite été testée par comparaison avec son cahier des charges.

Le cahier des charges mécaniques et métrologiques du banc complet a été posé et l'ensemble réalisé.

Les essais expérimentaux ont été planifiés et conduits pour tester chaque aspect de l'étude théorique.

3.2.2. Les étapes de l'expérimentation

Le plan de la suite de ce chapitre reflète la succession réelle des étapes de l'expérimentation :

- conception du banc d'essai :
 - * calcul de la machine à partir du cahier des charges
 - * comparaison avec une étude en C.A.O.
 - * système mécanique vibrant à éléments discrets
 - * réalisation des modes d'excitation
 - * mesure des vibrations
 - * électronique d'alimentation et de commande de la machine
- essais magnétiques et mécaniques de la machine
- essais du système mécanique vibrant
- essais du premier concept
- essais du deuxième concept.

3.3. PRESENTATION DU BANC D'ESSAI

Le banc d'essai se compose d'un bâti infiniment rigide sur lequel sont fixés les différents éléments du système global, cf. fig. (3.1).

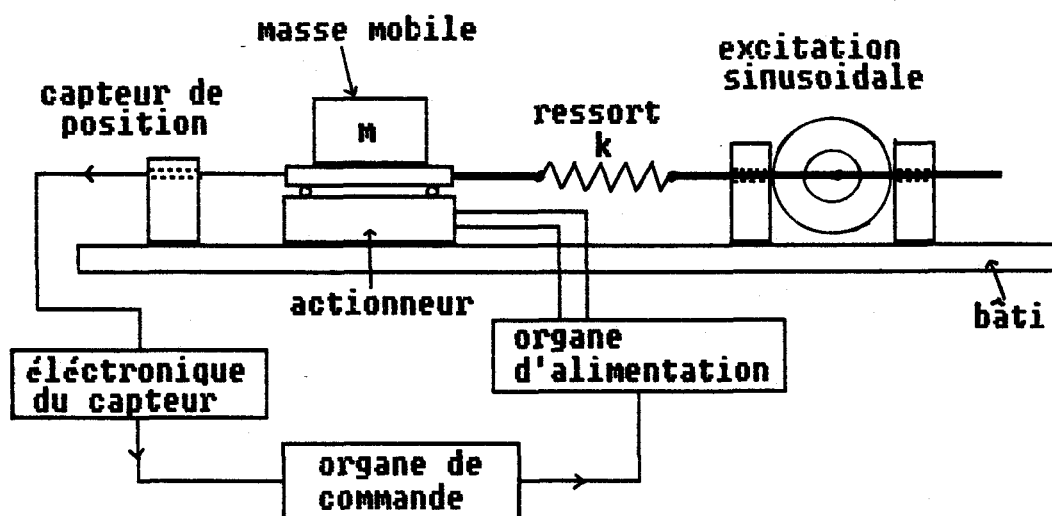


Figure (3.1) - Schéma du banc d'essai

Le bâti rigide de référence est une table de fraiseuse d'une masse approximative de 200 kg. Les rainures d'origine permettent la fixation des éléments par des brides et des goujons largement dimensionnés. (cf. Photo en annexe 1).

Chaque élément est présenté en détail ci-après.

3.3.1. La machine à réluctance variable

Pour simplifier la réalisation des éléments du banc d'essai, la machine est conçue de façon à pouvoir réaliser sans modification, les actionneurs des deux concepts proposés dans la deuxième partie de ces travaux.

En effet, l'actionneur diphasé du deuxième concept peut servir à tester expérimentalement l'application pratique du premier concept. Il suffit d'alimenter uniquement la première phase dont les dents sont alignées pour la position de repos du système mécanique.

La machine se compose donc de deux demi-machines de géométrie identique, chaque demi-machine est une phase de l'actionneur du deuxième concept. Ces phases sont couplées mécaniquement et isolées l'une de l'autre du point de vue magnétique.

3.3.1.1. Configuration des circuits magnétiques

La configuration de la machine est choisie de façon à faciliter l'usinage des dentures des entrefers. Une bonne répartition de l'effort d'attraction des deux armatures est obtenue par une symétrie par rapport au plan vertical longitudinal. Ces deux points sont réalisés par une configuration à une double denture principale centrale et deux doubles dentures latérales, ceci pour chaque phase (cf. fig.(3,2) et photo en annexe 1) en adoptant le modèle classique de machine non saturée sans flux de fuite.

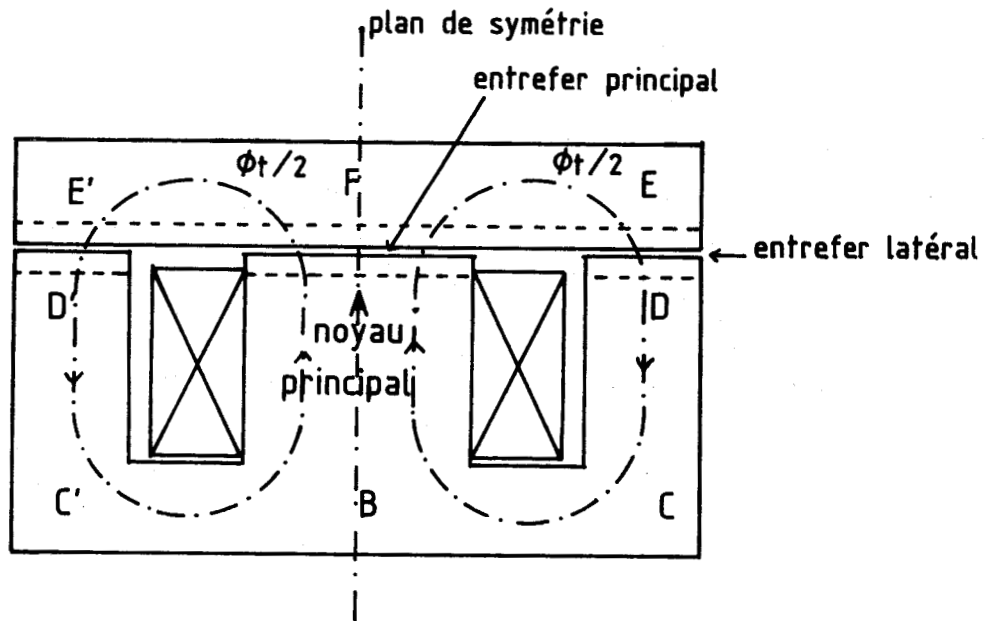


Fig.(3.2) - Coupe transversale d'une demi-machine

Pour une phase, l'unique bobine inductrice de n spires parcourue par un courant I crée une force magnétomotrice $n.I$. Dans le noyau principal circule le flux total ϕ_t qui traverse l'entrefer principal de réluctance variable R_{AF} , cf. Fig.(3.3).

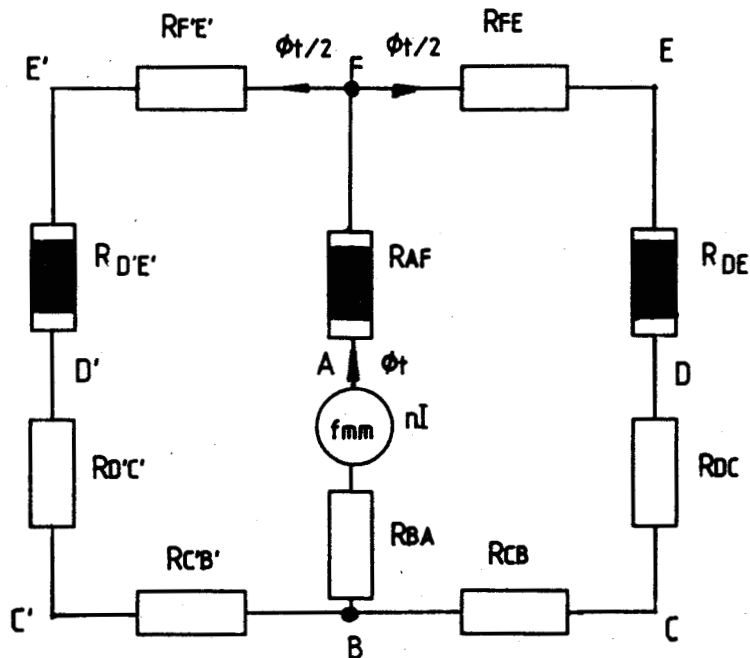


Fig. (3.3.) - Schéma des fmm et des réluctances

A cause de la symétrie de la machine, le flux total se partage en deux flux égaux $\phi_t/2$ qui passent chacun dans un entrefer latéral de réluctance variable R_{ED} .

Comme il y a un rapport de deux entre les flux dans les dentures principales et latérales, on donne un rapport de deux entre les surfaces de chacune d'elles, ceci afin d'avoir le même état magnétique dans l'acier de toutes les dents.

3.3.1.2. Le calcul de la machine

La machine est calculée en fonction d'un effort nominal recherché. Pour ce point de fonctionnement nominal, le circuit magnétique ne sera pas saturé.

L'effort développé par un système entrefer à double denture est donné par la théorie du premier chapitre avec l'hypothèse de la non saturation magnétique.

$$F_I(x) = N \cdot F_{\lambda_i}(x) = N \cdot \frac{1}{2} \cdot n^2 \cdot i^2 \cdot \frac{dP_{\lambda_e}(x)}{dx} \quad (1)$$

Avec N le nombre de pas dentaires actifs et $P_{\lambda_e}(x)$ la perméance de l'entrefer d'un pas dentaire à position x donnée. La simplification usuelle, qui considère la perméabilité du fer infinie, est justifiée par le fait que les phénomènes d'entrefer sont prépondérants pour cette machine.

La configuration particulière d'une demi-machine présente la mise en parallèle de deux circuits magnétiques identiques. Chacun est constitué par la mise en série de la moitié de l'entrefer principal, d'un entrefer latéral et de pièces métalliques. La forme des dentures et le nombre N de pas dentaires sont les mêmes pour tous les entrefers, seule la longueur des dents change. La longueur des dents latérales (20 mm) vaut la moitié de la longueur L_d des dents principales (40 mm). Ainsi l'entrefer de la demi-denture principale et les entrefers latéraux ont des perméances égales :

Soit $P_{\lambda L_d/2}(x)$ la perméance d'un pas dentaire de longueur $L_d/2$ pour une position x donnée.

La perméabilité du fer étant considérée infinie, la réluctance d'un côté de machine (chemin AFEDCBA ou AFE'D'C'BA, cf. fig.(3.3) est égale à la somme des réluctances égales des entrefers en série, la perméance est donc divisée par deux.

$$P_{\lambda_{1 \text{ côté de machine}}}(x) = \frac{P_{\lambda_{L_d/2}}(x)}{2}$$

Comme les deux côtés de machine sont deux circuits magnétiques identiques en parallèle, la perméance totale est égale au double de la perméance d'un côté de machine.

$$P\lambda(x) = P\lambda_{Ld/2}(x)$$

L'effort nominal d'une demi machine est calculé à partir de la valeur moyenne de l'effort instantané entre les positions dents alignées et dents en quinconce avec une courbe force - déplacement sinusoïdale /4/.

$$F\lambda_{moy} = \frac{n^2 \cdot i^2}{\lambda} (P\lambda_A - P\lambda_Q) \quad (2)$$

L'application de la méthode de ressemblance par zones /4/, permet de calculer les fonctions caractéristiques de l'entrefer ($P\lambda_A$ et $P\lambda_Q$ pour les positions dents alignées et dents en quinconce.

Pour caractériser une double denture de géométrie donnée, on définit un coefficient de force noté K.F, /16/.

$$KF = \frac{P\lambda_A - P\lambda_Q}{\mu_o Ld} \quad (3)$$

Pour notre machine, l'effort total moyen vaut :

$$F\lambda_{moy} = N \cdot \frac{n^2 \cdot i^2}{\lambda} \times \mu_o \times \left(\frac{Ld}{2} \right) \times (KF) \quad (4)$$

Avec les caractéristiques du système mécanique et l'amplitude possible des excitations, les déplacements sont toujours inférieurs à 8 mm. Ainsi pour que la machine à réluctance variable soit en mesure d'agir de façon correcte, le pas dentaire doit être supérieur au double de l'amplitude maximale des vibrations.

Les dimensions retenues pour les dentures sont :

$\lambda = 16 \text{ mm}$	pas dentaire
$5_1 = t_e = 8 \text{ mm}$	largeur des dents et des encoches
$d = 5 \text{ mm}$	profondeur des encoches
$g = 0,4 \text{ mm}$	épaisseur de l'entrefer

Une méthode analytique approchée de calcul des fonctions caractéristiques permet le calcul du coefficient de force KF pour cette géométrie d'entrefer ./9/.

$$\text{ici } KF = 13,43$$

A partir des caractéristiques des ressorts disponibles et pour rester dans le même ordre de grandeur, la force nominale d'une phase a été choisie égale à 15 N et chaque denture comporte 4 pas dentaires actifs.

$$N = 4 \text{ et } F_{\text{moy}} = 2/\pi \times F_{\text{max}} \approx 1 \text{ ON}$$

La fmm nécessaire est déduite par la relation (4) :

$$n.i = 344 \text{ AT}$$

A partir des dimensions des dentures, le reste du circuit magnétique est calculé de façon à ne pas avoir de phénomènes de saturation magnétique.

La partie fixe de la machine diphasée comportant les bobines inductrices est usinée dans un seul bloc d'acier. Le fait de n'avoir aucun assemblage apporte deux avantages. Les déformations sont limitées, la circulation du flux est facilitée par l'absence d'entrefer d'assemblage. Le non-couplage magnétique entre les deux phases est réalisé par deux armatures mobiles éloignées l'une de l'autre (48 mm) et isolées magnétiquement par un assemblage en aluminium.

Les plans et les côtes des armatures en acier usiné sont donnés sur les figures (3.4) (3.5).

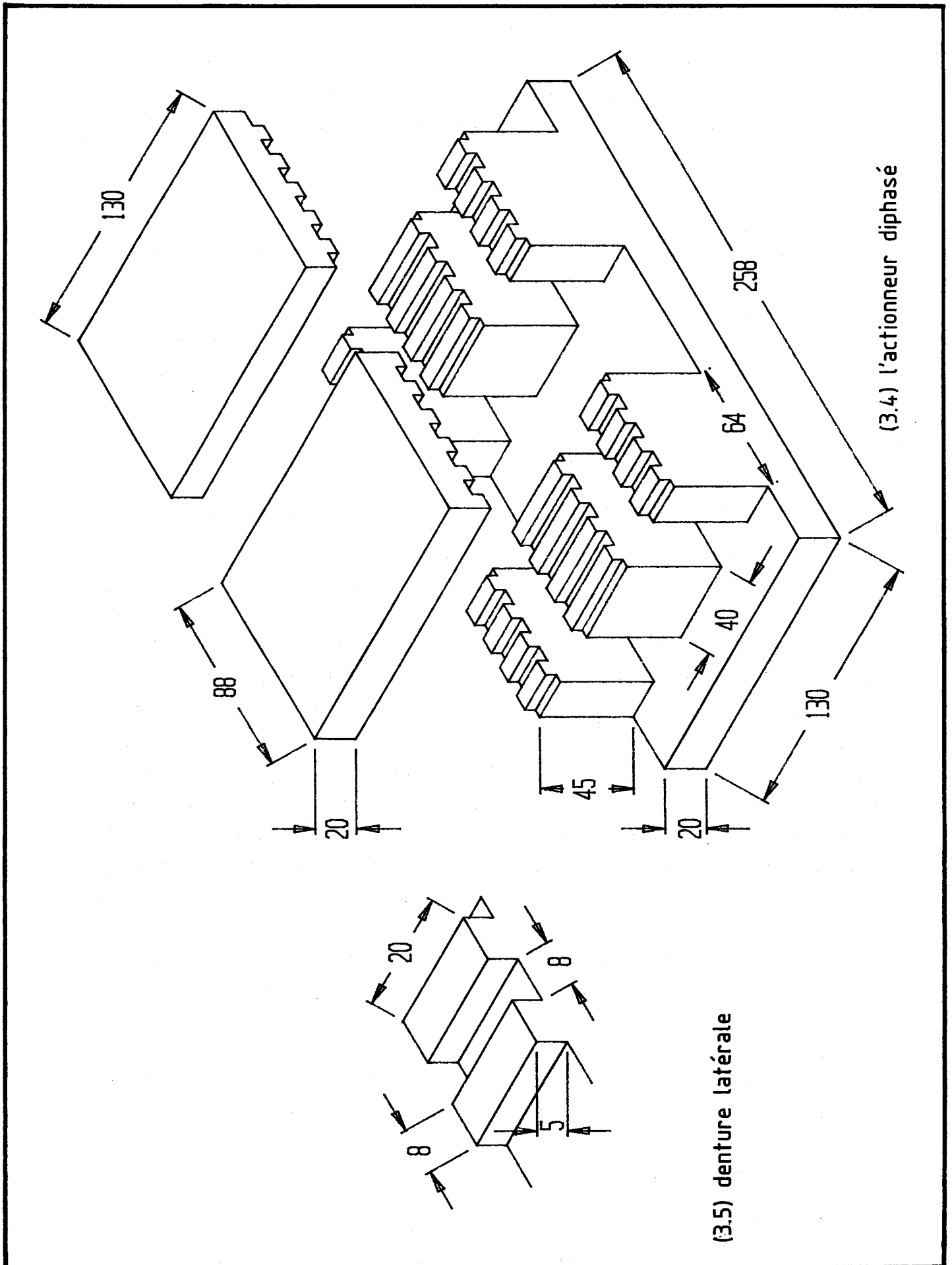


Fig. (3.4) et (3.5) - Plan de l'actionneur diphasé et denture latérale

A partir de l'espace libre autour des noyaux magnétiques et de la valeur de la force magnétomotrice, on détermine les dimensions des bobines inductrices. Après réalisation des carcasses, on bobine 378 spires de fil de cuivre de 1 mm de diamètre, les bobines sont placées autour des noyaux principaux.

Le courant nominal est donc de 1 ampère, pour un effort nominal de 15 N pour une phase.

La mesure de la résistance des bobinages donne :

- pour la première phase $r_1 = 2,47 \pm 0,06 \Omega$

- pour la deuxième phase $r_2 = 2,46 \pm 0,06 \Omega$

Pour traiter le cas du système mécanique le plus défavorable, les frottements mécaniques sont réduits au minimum par l'utilisation de glissières à billes pour le guidage du mouvement rectiligne de l'armature mobile par rapport à l'armature fixe.

Le nombre important de billes (76) réparties tout le long de chaque côté assure une épaisseur d'entrefer constante malgré les forces d'attraction importantes des deux armatures.

Les glissières à billes sont réalisées avec des rails de guidage de la société SCHNEEBERGER de type R3200,/20/.

Les photographies de l'annexe 1 montrent les différentes vues de la machine construite spécialement pour cette application, à partir des plans précédents.

Pour limiter les flux de fuite au niveau des glissières à billes en acier, celles-ci sont assemblées d'abord sur des longerons en aluminium, cf. photo annexe 1. Sur chaque côté de l'armature fixe et de l'armature mobile, un longeron est fixé solidement par des piges de centrage et des vis. Un système de butées à vis permet le réglage précis de l'entrefer, il est réglé à 0,4 mm à l'aide d'un jeu de cales.

Le calcul magnétique de la machine montre que la machine n'est pas saturée, en effet, pour le courant nominal de 1 A, l'induction maximale dans les dents vaut 0,5 T.

La saturation magnétique apparaît en premier dans les zones de moindre section métallique, pour cette machine ce sont les dentures. Les phénomènes de

saturation apparaîtront donc pour un courant de 2,5 A qui donnera une induction d'environ 1,25 T dans les dents pour la position dents alignées.

Sans saturation, la multiplication de la fmm par 2,5 entraîne une force développée multipliée par 2,5 au carré, donc cet actionneur est capable de développer une force moyenne de $10 \times 2,5^2 = 62,5$ N (donc 98 N de force maximale).

Ces calculs menés ici sont approchés, il faut s'attendre à un écart entre les valeurs des forces théoriques et expérimentales. Les domaines d'utilisation en courant de commande peuvent être différents. En effet, les flux de fuite sont négligés, la perméabilité du fer considérée infinie et les effets de bords des dentures négligés.

Une étude numérique par éléments finis permet de tester le phénomène de réluctance variable des dentures à partir des dimensions proposées.

3.3.1.3. Etude de la machine par C.A.O.

L'utilisation d'un logiciel d'étude de machines de l'électrotechnique permet de connaître l'état magnétique de celles-ci à partir de la géométrie et des propriétés des matériaux. La démarche est donc d'étudier une machine existante et non d'optimiser la conception.

L'étude complète de la machine permettrait de connaître la valeur du flux dans les différents endroits de la denture afin de vérifier la non-saturation magnétique ainsi que le non couplage magnétique entre les deux phases de la machine. Pour cela, il faut utiliser un logiciel d'étude en trois dimensions, en effet à cause des pièces latérales de reprise de flux et des phénomènes de denture, les lignes de champ ne s'intègrent pas dans un plan.

Ne disposant que d'un logiciel de calcul en deux dimensions, l'étude a été restreinte à l'espace d'un système denté à réluctance variable en gardant le maximum de ressemblance avec la géométrie d'origine de la phase sur un plan perpendiculaire à l'axe des dents.

Le logiciel utilisé est FLUX 2D, c'est un logiciel de calcul de "champ" bidimensionnel, utilisant la méthode des éléments finis /21/. Il a été développé par la société CEDRAT de Grenoble en collaboration avec le Laboratoire

d'Electrotechnique de l'Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs Electriciens de Grenoble /22/.

La géométrie étudiée correspond à une seule phase de la machine, voir figure (3.6). Pour assurer le retour du flux dans ce problème à deux dimensions, un circuit magnétique a été ajouté entre la partie supérieure de l'armature mobile et la partie inférieure de l'armature fixe.

FLUX2D V6.11 DEMI9 17/03/88 12:09 REGIONS

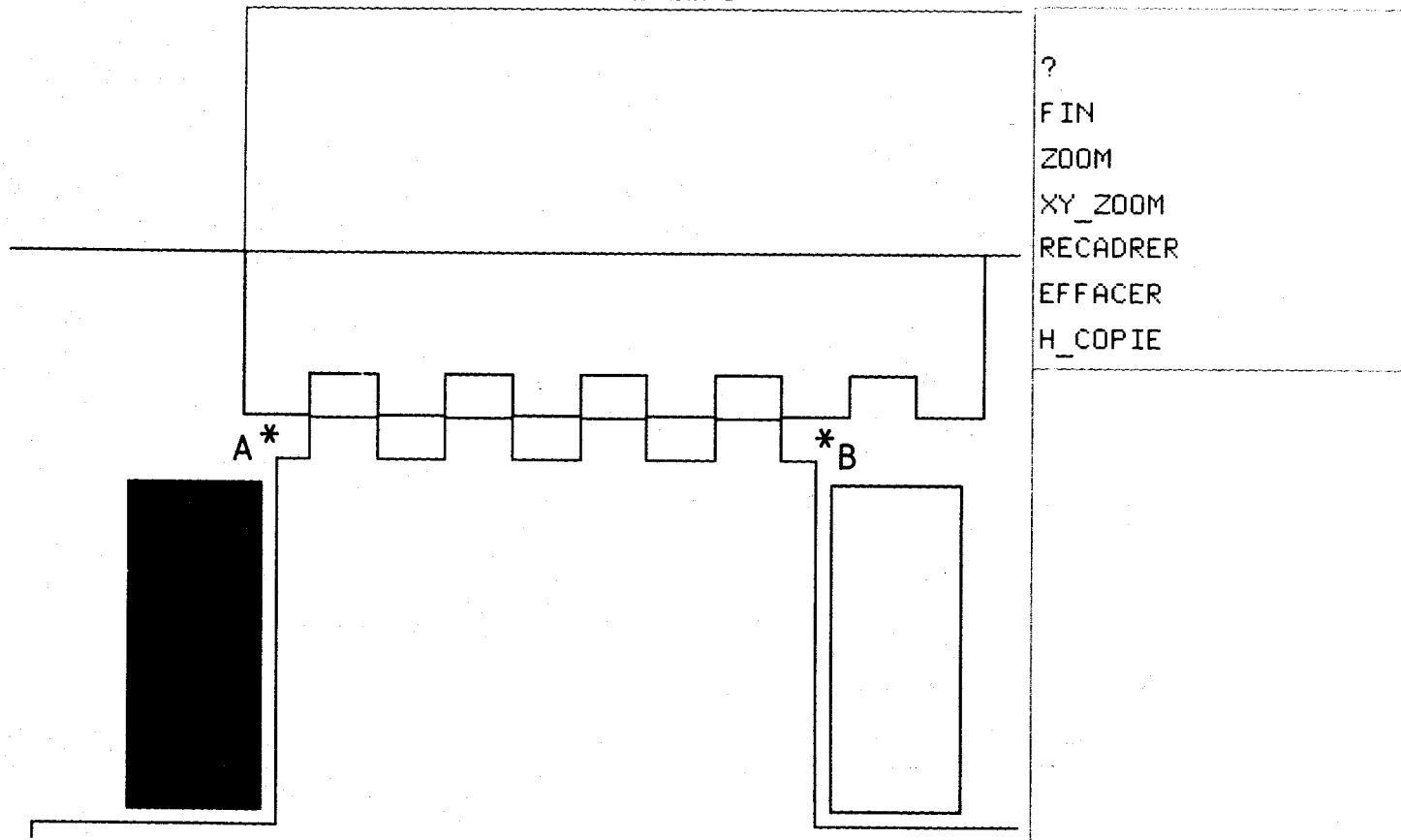


Fig.(3.6) - Géométrie testée par flux 2D ($x = 8 \text{ mm}$)

L'utilisation d'un paramètre "déplacement" permet la variation de position x entre l'armature mobile et l'armature fixe.

Le maillage est réalisé à partir de noeuds imposés par l'utilisateur sur la surface des éléments, cf. fig. (3.7).

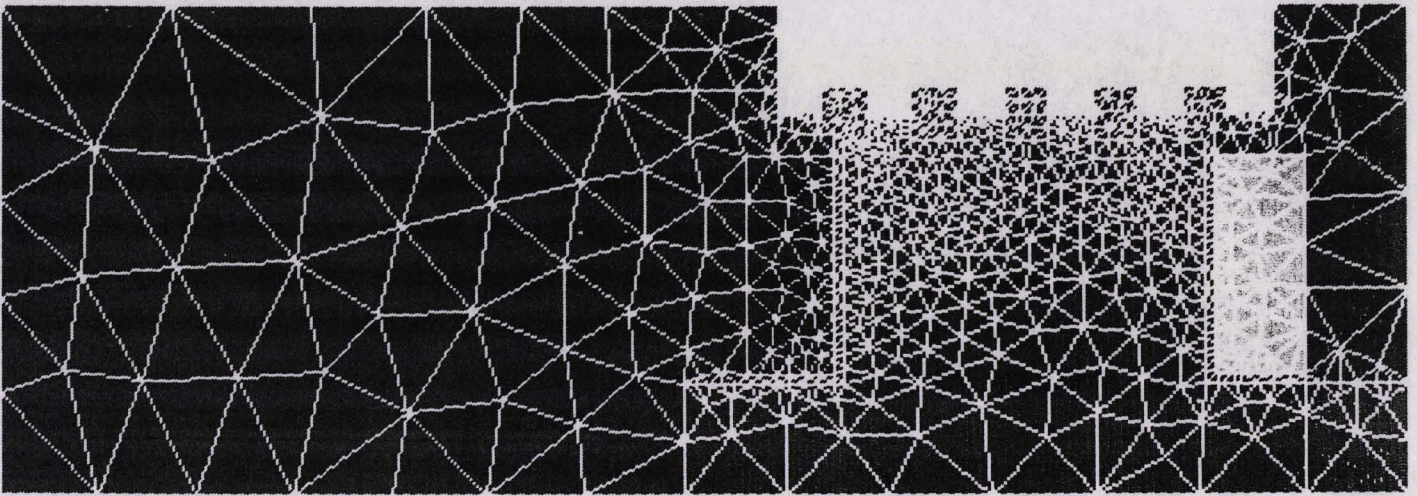


Fig. (3.7) - Maillage de tout l'espace plan ($x = 0$)

Comme les phénomènes de denture de l'entrefer sont prépondérants et concernent une petite partie du circuit magnétique, on impose une densité de noeuds plus importante dans l'espace autour des dents, cf. fig.(3.8).

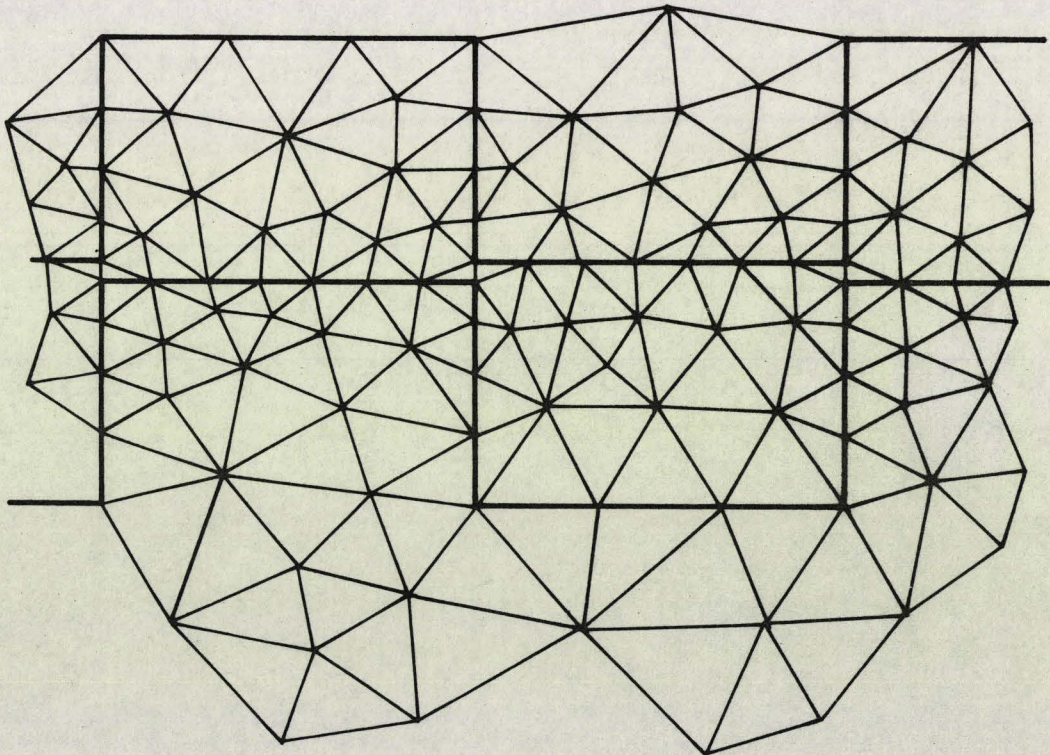


Fig. (3.8) - Maillage de la denture ($x = 8\text{mm}$)

Le maillage de ce problème comporte en moyenne 2500 noeuds suivant la valeur du déplacement.

Les propriétés physiques sont associées à chaque région :

- région extérieure : air
- circuit magnétique : perméable relative
1000 pour la machine
3000 pour le court circuit extérieur

En accord avec l'hypothèse de non saturation, la perméabilité magnétique est constante bien que le logiciel "flux 2D" permette de traiter la saturation.

- section de la bobine : densité moyenne de courant de direction normale au plan (0,61 A/mm² pour 1 A).

Des conditions aux limites de Dirichlet sont imposées par le contour extérieur de la région correspondant à l'air, (état magnétique nul à l'infini).

Le calcul s'effectue en magnéto-statique, l'exploitation des résultats permet par exemple de tracer les lignes de champ dans la zone de l'entrefer denté, cf. fig (3.9).

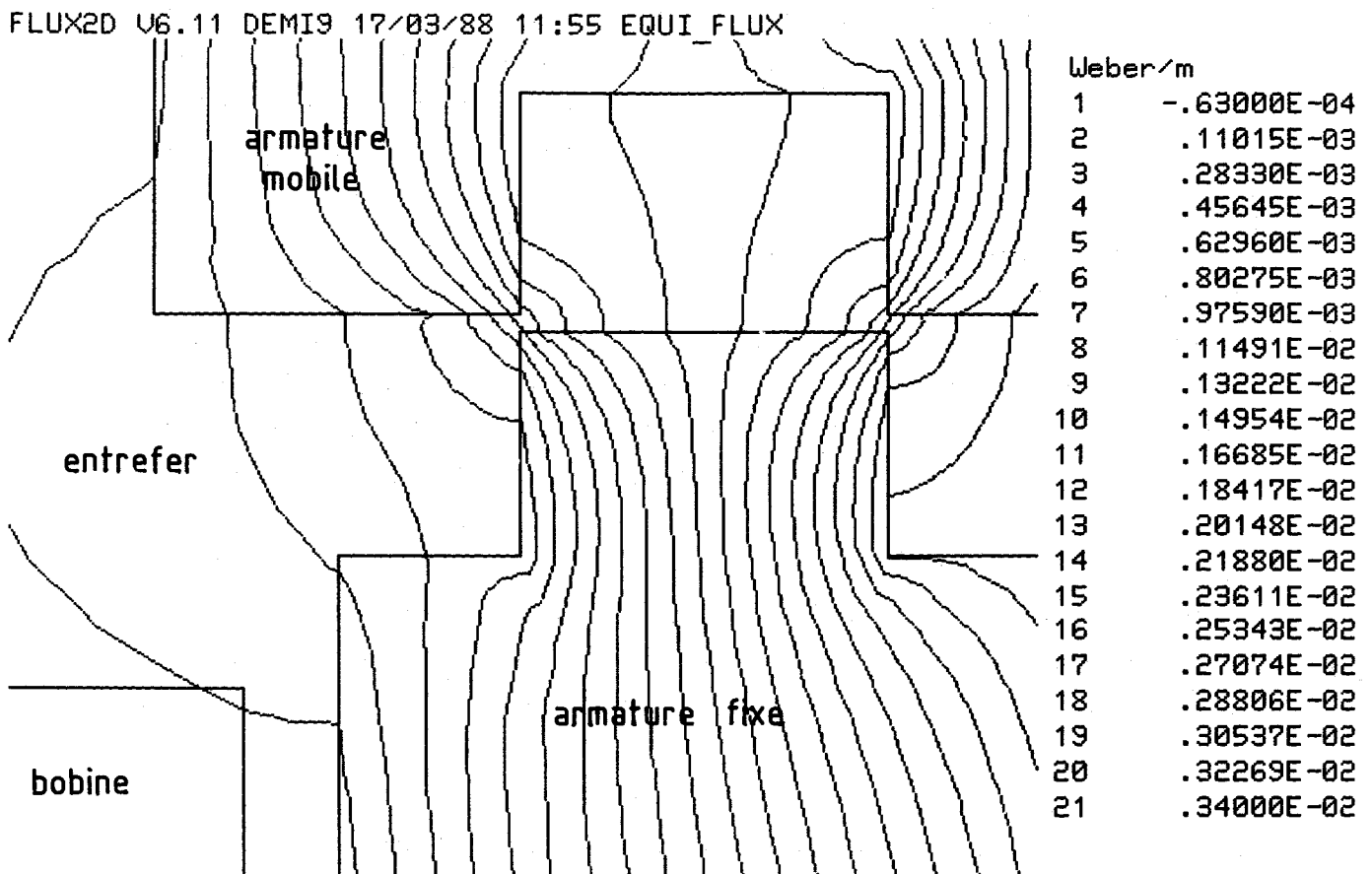


Fig. (3.9) - Tracé des lignes de champ en position dents en quinconce

L'étude de l'induction magnétique le long d'un segment de droite passant dans la denture inférieure (du point A au point B repérés sur la ligne (3.6) montre qu'il n'y a pas de saturation magnétique de l'acier pour un courant de 1 A.

La variation du paramètre "déplacement" permet de tracer la courbe force-déplacement de ce système denté. L'exploitation des résultats donne les composantes de la force sur l'armature mobile suivant deux axes :

F_x : force suivant l'axe longitudinal

F_y : force d'attraction entre les deux armatures

Les courbes F_x et F_y sont tracées pour un demi-pas dentaire et pour des dents de 40 mm de long, cf. fig.(3.10).

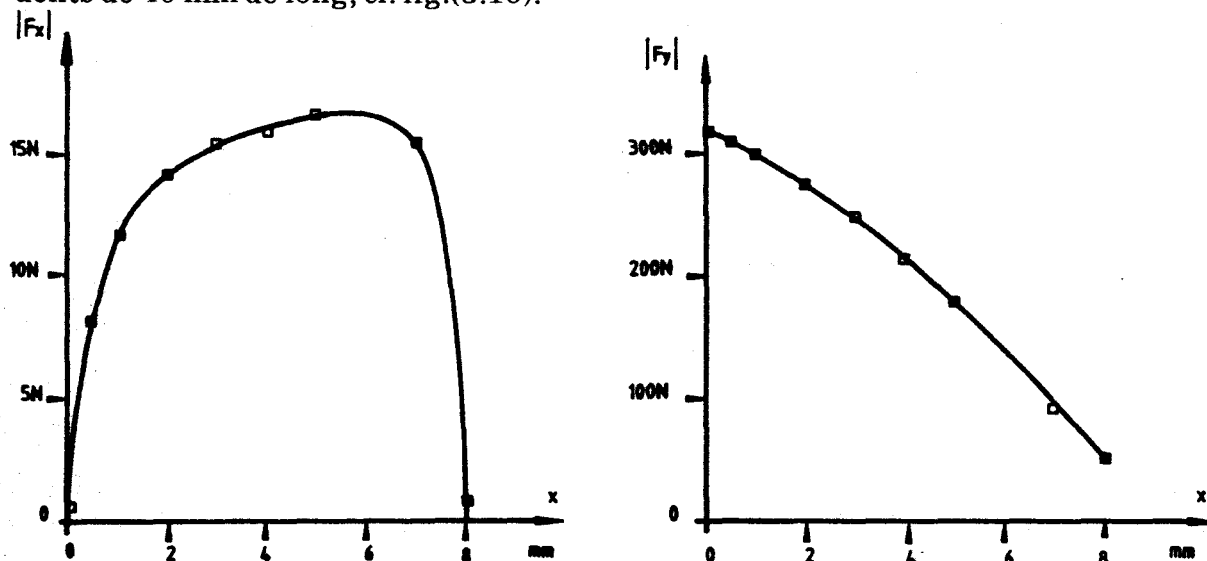


Figure (3.10) - Composantes F_x et F_y de la force en fonction du déplacement

La valeur importante de la composante d'attraction F_y est due à la faible épaisseur de l'entrefer. L'emploi de glissières à billes de bonne qualité est donc justifié pour le guidage de l'armature mobile.

La composante utile F_x présente l'allure prévue par la théorie des machines à réluctance variable. La courbe $F_x(x)$ passe par zéro pour les positions particulières $x = 0$ et $x = \lambda/2 = 8$ mm.

Autour de la position dents alignées ($x = 0$), la courbe peut être supposée linéaire pour des déplacements inférieurs à 1 mm. Ceci justifie l'hypothèse de ressort équivalent.

Pour des déplacements supérieurs mais limités à 7 mm, la courbe peut être décomposée en deux segments de droite correspondant au modèle de force trapézoïdale. Au milieu du "plat" de la courbe (autour de $x = 4$ mm), on peut remarquer un écart avec le modèle de simulation. En effet, par C.A.O., le maximum est un peu décalé vers $x = 4$ mm, donnant une faible pente, tandis que le modèle de simulation utilise un segment horizontal. Cet écart est peu important et correspond à une conversion d'énergie à peu près identique pendant les mouvements vibratoires.

L'optimisation lors de la conception d'une machine adaptée à un cahier des charges nécessite une étude complète de la géométrie à l'aide d'un logiciel traitant les trois dimensions et prenant en compte la saturation. Le but recherché serait d'avoir une machine plus petite avec une force nominale en relation avec le système à contrôler.

3.3.2. Le système mécanique vibrant

Il faut construire un système mécanique à un degré de liberté suivant un déplacement rectiligne. Ce système vibrant est constitué d'éléments discrets : une masse libre en déplacement rectiligne fixé à l'extrémité d'un ressort, l'autre extrémité de ce ressort est solidaire du bâti ou soumise à un mouvement d'excitation géométrique.

Comme dans la théorie, l'armature mobile de l'actionneur est reliée mécaniquement à la masse du système mécanique vibrant, la masse totale m en mouvement est constituée de ces deux parties. Dans la réalisation pratique, l'extrémité du ressort est fixée directement à l'armature mobile de l'actionneur, et les pièces qui modélisent la masse du système mécanique sont posées et fixées sur l'armature mobile, cf. photo (3.1).



Photo (3.1) - Les éléments du système mécanique

Dans les applications numériques, la valeur de la masse mobile est la somme des masses additionnelles et de la masse de l'armature mobile (la masse de l'armature mobile vaut $3,490 \text{ kg} \pm 5\text{g}$)

Des ressorts de rigidités différentes sont essayés /9/, des masses additionnelles permettent de faire varier les caractéristiques du système mécanique.

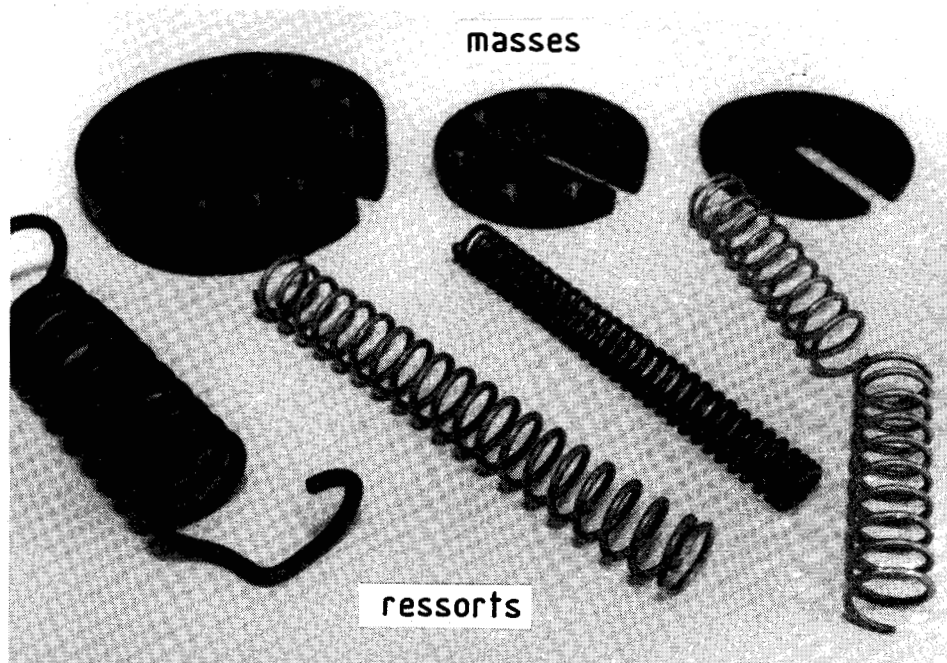


Photo (3,2) - Les différents éléments utilisés

Des essais simples en régime vibratoire permettent de bien connaître les caractéristiques des éléments : (lâcher en régime libre, résonance en régime forcé).

3.3.3. Les excitations du système mécanique

Le mouvement vibratoire étudié est lié à une quantité d'énergie de vibration apportée de façon ponctuelle ou continue par l'excitation.

Sur ce banc d'essai, trois types d'excitation sont réalisables :

- déséquilibre en position x_0 à vitesse nulle (lâcher)
- excitation géométrique sinusoïdale à la base du ressort
- choc sur la masse mobile.

3.3.3.1. Essai du lâcher

Ce type d'excitation consiste à écarter la pièce mobile de sa position d'équilibre naturel ($x=0$) d'une distance x_0 qui peut être positive ou négative. Ensuite le système est lâché avec une vitesse initiale nulle et devient isolé. L'instant du lâcher correspond à l'origine des temps ($t=0$).

Du point de vue énergétique, cette excitation est un apport d'énergie initiale stockée en énergie potentielle dans le ressort :

$$\epsilon_p = \frac{k \cdot x_0^2}{2}$$

Dans la pratique, il faut s'assurer que la pièce mobile est lâchée à vitesse nulle de façon ponctuelle. Ceci est réalisé en déplaçant la masse mobile à l'aide d'une barre rigide manoeuvrée manuellement de façon à placer son extrémité sur une arête de la masse mobile. En faisant levier par appui sur un goujon de fixation, le réglage du déséquilibre est ajustable au dixième de millimètre près. Le lâcher est fait par un mouvement sec sur le levier qui dégage rapidement l'extrémité de la barre. Des enregistrements montrent l'isolement brutal du système, cf. fig.(3.22).

3.3.3.2. L'excitation géométrique sinusoïdale

Ce type d'excitation a pour effet de soumettre l'extrémité du ressort (non reliée à la masse) à un mouvement sinusoïdal continu d'amplitude u_0 et de pulsation w réglables.

Le mouvement sinusoïdal est généré par un système mécanique maneton excentré coulisseau, cf. fig. (3.11). Un moteur à courant continu à induit plat est commandé par un variateur régulateur de vitesse, ce moteur entraîne un disque muni d'un maneton excentré par rapport à l'axe de rotation d'une distance u_0 . Face à ce disque, une barre est guidée de façon rectiligne par des alésages dans des pièces métalliques avec une rainure verticale dans laquelle est engagé le maneton.

Le mouvement rotatif du disque anime la barre d'un mouvement périodique sinusoïdal d'aller et de retour dans l'axe de la barre.

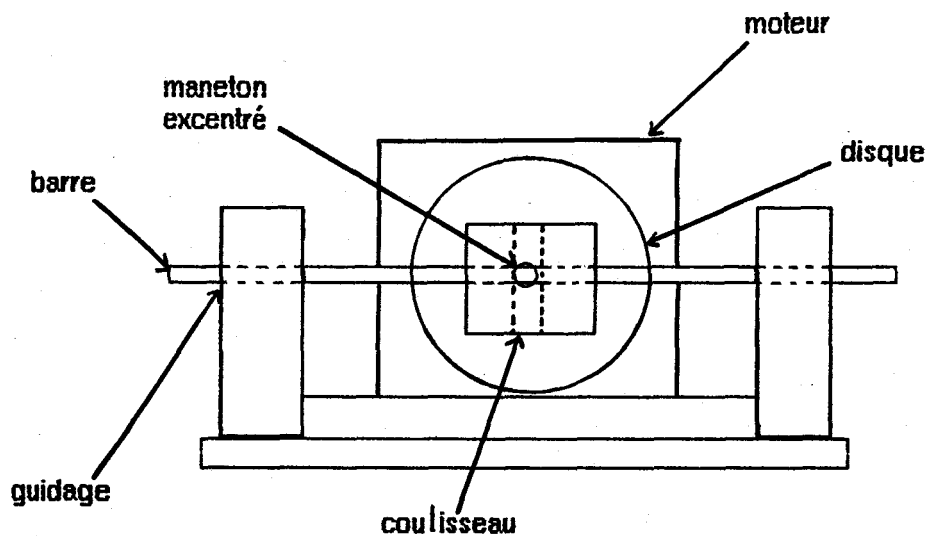


Fig. (3.11) - Plan d'excitation géométrique sinusoïdale

Le réglage de la distance d'excentrement du maneton permet d'ajuster l'amplitude u_0 de l'excitation sinusoïdale. Le réglage de la consigne de vitesse du variateur permet la variation de la pulsation de cette excitation périodique.

3.3.3.3. L'excitation par un choc

Le choc est une excitation impulsionnelle. Une force importante est exercée pendant un temps très court sur la pièce mobile. Dans la simulation les données étaient une impulsion de durée 2 ms et d'amplitude 100 N. Dans la pratique, elle

est réalisée par le choc d'une barre métallique de masse 300 gr manoeuvrée à la main, qui percute directement la masse mobile.

3.3.4. Le capteur de position

La réalisation des commandes de l'actionneur des deux concepts de machine nécessite l'utilisation d'un capteur de position. L'enregistrement du signal de position délivré permet l'étude expérimentale du mouvement vibratoire.

Le matériel utilisé est construit par la société SCHAEVITZ, cf. Annexe 2 et /23/.

Les vibrations étudiées présentent toujours des amplitudes inférieures à 10 mm à une fréquence inférieure à 100 Hz. Les caractéristiques vibratoires sont donc très en deçà des caractéristiques limites de l'ensemble capteur de position et électronique associée.

3.3.5. L'électronique de commande

A partir d'une source électrique de tension continue, les organes de commande ont pour rôle de générer le ou les courants de commande de chaque concept de machine /24/ et /25/.

Pour réaliser les lois de commande, des fonctions différentes sont utilisées (comparateur, opérateur logique, isolation galvanique, interrupteur électronique...).

Pour faciliter la réalisation de chaque commande, nous avons conçu et réalisé spécialement des modules interrupteurs autoprotégés et commandés électriquement. L'association de ces ensembles modulaires permet la construction des organes d'alimentation de l'actionneur pour les deux concepts.

3.3.5.1. Le module interrupteur de courant autoprotégé

Chaque module réalise une fonction interrupteur de courant commandable électriquement à l'ouverture et à la fermeture avec protection contre les sur-tensions et les sur-intensités.

Les caractéristiques de ces fonctions interrupteur de courant sont :

- commande électrique marche-arrêt isolée (4,4 KV)
- commande de blocage manuelle prioritaire
- deux possibilités de réglage de la consigne du courant
 - * réglage manuel par potentiomètre
 - * commande électrique par tension 0 à 10 V
- action par hacheur à transistor MOS, /26/ /27/ /28/
- protégé contre les sur-tensions et les sur-intensités /29/
- temps de réponse courts

Le synoptique de fonctionnement est donné par la figure (3.12).

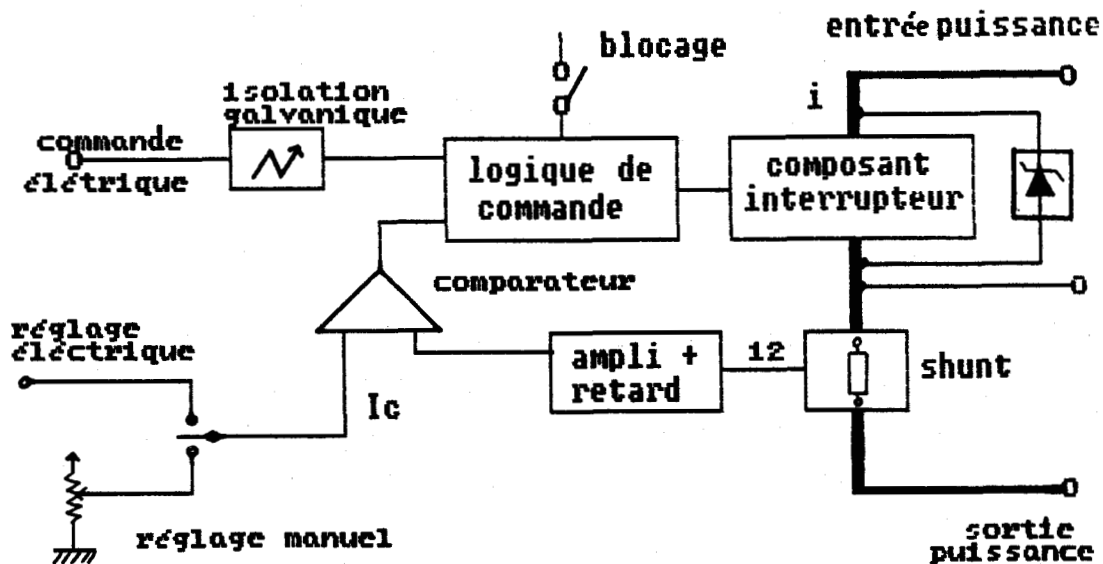


Fig. (3.12) - Synoptique de fonctionnement d'un module interrupteur

Sur cette figure, le circuit de puissance est représenté en trait renforcé, il est constitué d'un interrupteur électronique et d'un shunt de mesure de courant. L'interrupteur est réalisé par un transistor de puissance de technologie MOS, /30/.

L'étude de ces modules est détaillée dans l'annexe 3.

Pour une charge selfique donnée et une tension d'alimentation élevée, le module interrupteur fonctionne en hâcheur de courant autour de la consigne réglée. Le retard et l'hystérésis réglables permettent d'ajuster la fréquence du hâcheur (ici 2,5 kHz).

A cause du nombre réduit de composants, les temps de réponse d'un module sont très courts (10 μ s pour la mise en conduction et 44 μ s pour l'extinction). Ces temps sont négligeables devant les durées des phénomènes étudiés.

3.3..5.2. Les organes de commande du premier concept

Deux lois de commande sont proposées pour le premier concept de machine monophasée. Les organes d'alimentation sont une source électrique de tension (50 V) qui alimente en courant unidirectionnel /31/ la phase par un module interrupteur en série, cf. fig. (3.13).

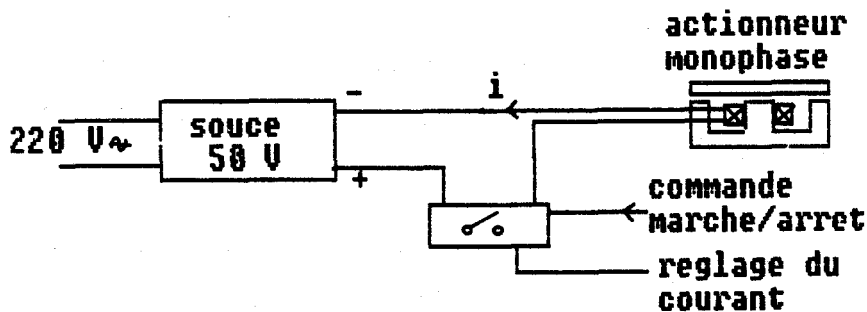


Fig. (3.13) - L'alimentation de l'actionneur du premier concept

La source continue est constituée d'un transformateur abaisseur de tension alimenté en 220 V. La tension secondaire est redressée puis filtrée par un condensateur de forte capacité (12 000 μf).

* La loi de commande proportionnelle

Ici, l'intensité du courant d'alimentation de la bobine est proportionnelle à la valeur absolue du déplacement x de la masse en vibration. Le montage redresse le signal électrique de position et commande l'entrée de réglage du courant du module interrupteur, cf. fig.(3.14).

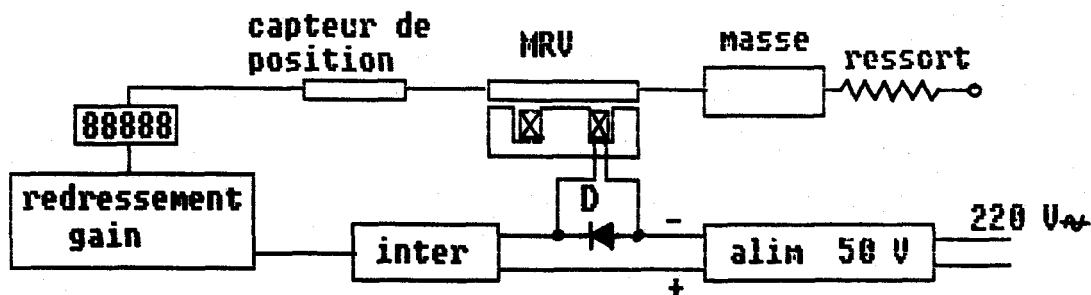


Fig.(3.14) - Réalisation de la commande proportionnelle

La diode rapide de roue libre D permet le fonctionnement en hâcheur avec débit sur self et assure l'extinction du courant.

L'électronique analogique, qui réalise la fonction de redressement du signal du capteur, est constituée d'amplificateurs opérationnels montés en diode parfaite et en amplificateur de gain réglable.

Ce montage est donc un système bouclé, le réglage du gain est réalisé après l'opération de redressement.

** la loi de commande en tout ou rien avec seuil*

L'actionneur est alimenté par un courant d'intensité constante pendant une durée fixée. L'impulsion de courant débute quand la position de la pièce en vibration dépasse un seuil de position réglable par rapport à la position d'équilibre naturel ($x=0$).

L'intensité du courant désirée est ajustée par le réglage manuel du module interrupteur. Voir le synoptique de la figure (3.15).

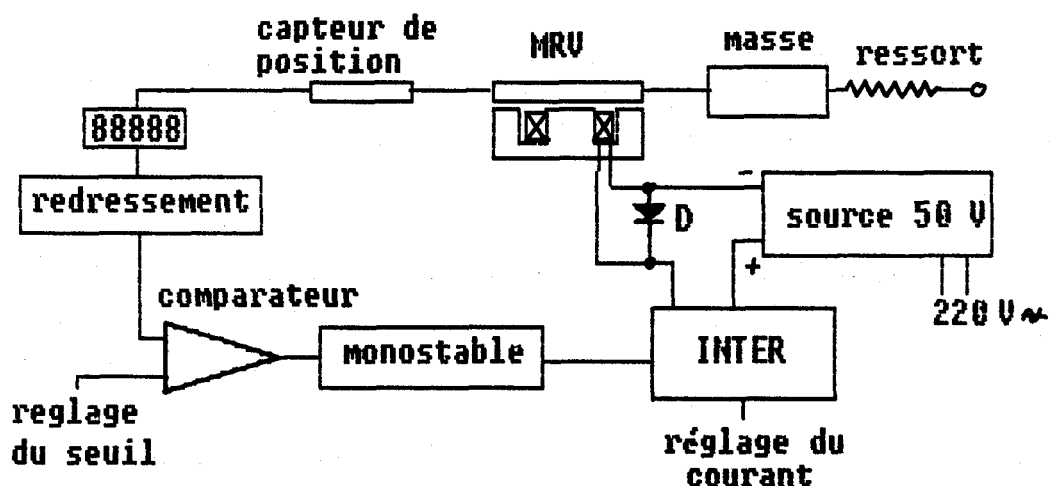


Fig. (3.15) - Synoptique de la commande en tout ou rien avec seuil

La réalisation pratique de cette commande est détaillée dans l'annexe 4.

3.3.5.3. Les organes de commande du deuxième concept

Les deux bobines de l'actionneur diphasé sont alimentées par des courants d'intensité fixée et selon la loi de commande position et vitesse qui prend en compte le signe de ces grandeurs. Le synoptique de la figure (3.16) présente les différents organes de la réalisation.

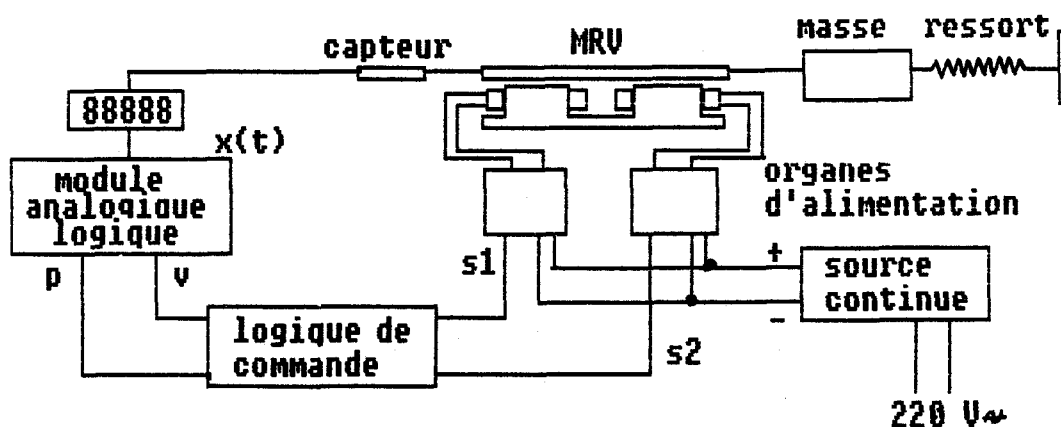


Fig. (3.16) - Le synoptique de la commande du deuxième concept

Le montage se compose de deux parties. Une partie faibles signaux qui génère les signaux S_1 et S_2 de commande des bobines à partir du signal analogique de position. Et une partie électronique de puissance qui alimente les bobines en courant selon l'état des signaux logiques S_1 et S_2 .

** Le traitement de la position et la logique de commande*

La première fonction d'entrée de la commande est un interface analogique-logique qui génère les signaux p et v et qui représente les signes des grandeurs position et vitesse à partir du signal analogique de position du capteur. La vitesse est obtenue sur une opération de dérivation de la position, des comparateurs donnent les signes des grandeurs (cf. Annexe 4).

Un autre montage à opérateurs logiques réalise la loi de commande position-vitesse à partir des signes de ces grandeurs. Des seuils haut et bas sont prévus pour stopper l'alimentation dans le cas d'amplitudes supérieures au demi-pas dentaire. Ce montage génère les signaux logiques S_1 et S_2 qui commandent les organes d'alimentation de chaque bobine.

** Les organes d'alimentation de l'actionneur diphasé*

L'alimentation des bobinages doit établir ou éteindre les courants d'intensité fixé le plus rapidement possible. En effet, des retards importants à l'établissement ou à l'extinction ne correspondent plus à une commande parfaite, donc s'accompagnerait d'une efficacité moindre.

La nature selfique des bobinages empêche les variations instantanées des courants d'alimentation. Pour obtenir des transitoires courts lors de l'établissement d'un courant I dans un enroulement d'inductance L , alimenté par

une tension E , il est nécessaire de travailler avec un rapport E/L élevé. Le courant est ensuite limité par un hâcheur.

L'alimentation d'une phase est réalisée par un montage en demi-pont en H, cf. fig.(3.17), /31/.

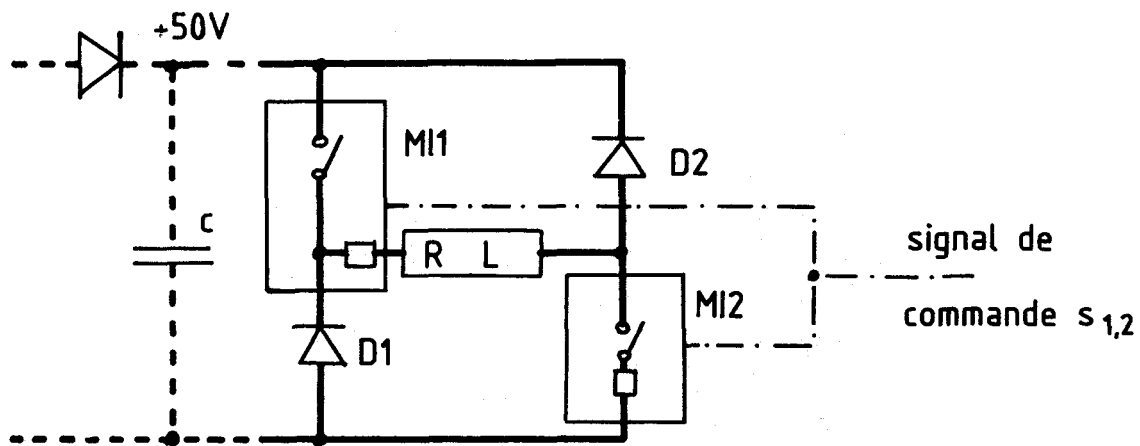


Fig. (3.17) - Alimentation en demi-pont d'une phase

Les deux phases de l'actionneur sont alimentées chacune par deux montages identiques qui utilisent la même source de tension continue 50 V.

Chaque montage est commandé par le signal (S_1 ou S_2) des circuits vus précédemment. Théoriquement, les bobinages doivent être parcourus par des créneaux de courant de valeur fixée et de durée qui correspond à la durée un état de la commande (4 états par période d'oscillation).

Au début de l'impulsion de commande, les modules interrupteurs MI_1 et MI_2 passent en conduction, le courant croît vers une valeur asymptotique bien plus grande que la valeur à atteindre. Pour avoir un fonctionnement correct, les limites de courant réglées sur les deux modules sont différentes. La valeur du courant désirée est réglée sur le module MI_1 tandis que le module MI_2 est réglé pour une valeur plus élevée.

Ainsi, lorsque le courant atteint la valeur voulue, le module MI_1 fonctionne en hâcheur de courant, le module MI_2 reste conducteur et assure la conduction du courant dans la self par la diode rapide de roue libre D_1 , cf. fig.(3.18).

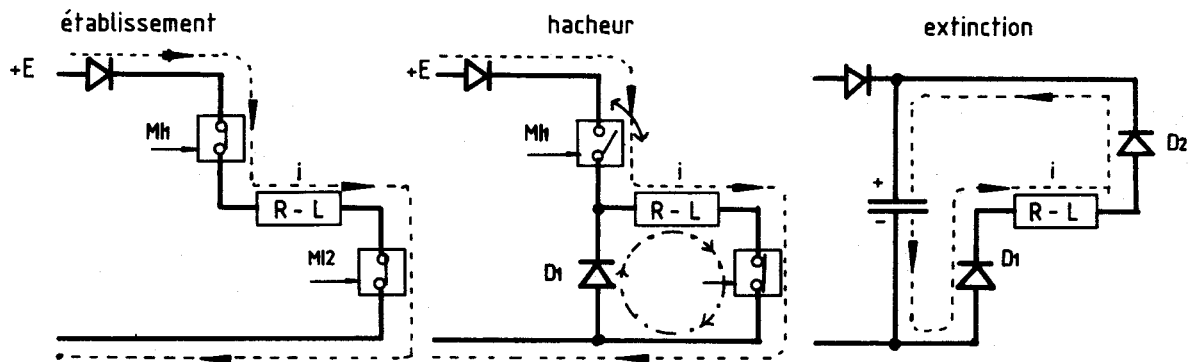


Figure (3.18) - Séquence d'alimentation d'une phase

Tout le temps de l'impulsion de commande, la valeur du courant dans la phase varie dans une fourchette réglée par l'hystérésis du comparateur de tension du module M1 autour de la valeur de consigne réglée.

A la fin de l'impulsion de commande, il y a extinction à contre source du courant par blocage des interrupteurs et passage en conduction des diodes.

3.3.6. L'instrumentation

Les phénomènes mécaniques étudiés évoluent lentement, les fréquences des signaux périodiques sont faibles (quelques Hertz), certains phénomènes n'ont lieu qu'une seule fois (cas d'un déséquilibre statique ou d'un choc). L'utilisation d'un appareil de mesure à mémoire est nécessaire, on a utilisé un oscilloscope numérique TEKTRONIX 2230.

L'oscilloscope présente deux voies de bande passage 100 Mhz en mode conventionnel et de fréquence d'échantillonnage maximale de 20 MHz. Il peut stocker jusqu'à 8 courbes en mémoire interne.

Les deux curseurs permettent une mesure précise des tensions et du temps en chaque point des courbes enregistrées.

Un connecteur de sortie permet de recopier directement toutes les informations visualisées à l'écran sur une table traçante analogique XY.

3.4. RELEVES DIRECTS DES CARACTERISTIQUES DE LA MACHINE

D'abord, le flux dans le noyau principal est relevé pour tester l'état magnétique du circuit magnétique d'une phase en fonction du courant d'alimentation.

Un fluxmètre numérique (modèle 7385 de Thomas and Skinner) est associé à une bobine exploratrice placée juste sous la denture principale autour du noyau principal. Les variations de flux sont relevées en fonction des variations du courant d'alimentation de la bobine (établissement et coupure à partir d'intensités I réglées). Connaissant la section du noyau, il est possible de calculer l'induction magnétique dans l'acier du noyau, cf. fig. (3.19).

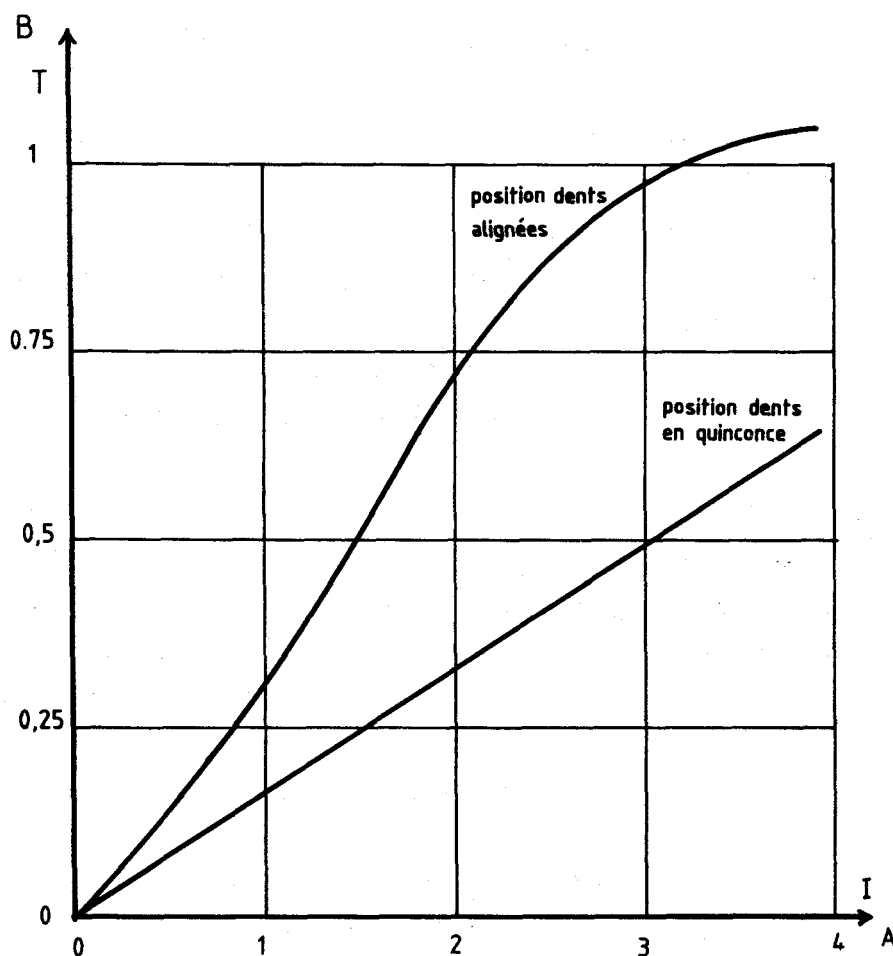


Figure (3.19) - Relevé de l'induction moyenne dans le noyau principal

Pour la position dents en quinconce, la réluctance est maximum, le flux est proportionnel au courant d'alimentation. Aucun phénomène de saturation magnétique n'apparaît à cette position pour des courants importants (3 A).

Pour la position dents alignées, la réluctance est plus faible, le flux relevé est plus important, pour un courant donné, sa valeur vaut le double du flux pour la position dents en quinconce. Des phénomènes de saturation apparaissent pour des courants supérieurs à 2,4 A, ils sont caractérisés par une non-linéarité de la courbe de flux et une induction dans le noyau principale supérieure à 0,85 T.

Dans l'utilisation pratique de cette machine, les courants de commande sont toujours inférieurs à 2A, la machine est toujours non saturée.

Un montage, avec un capteur de force placé entre l'armature mobile et une équerre rigide fixée au bâti, permet de relever directement les courbes de force en fonction du courant d'alimentation pour différentes positions données, cf. (3.20).

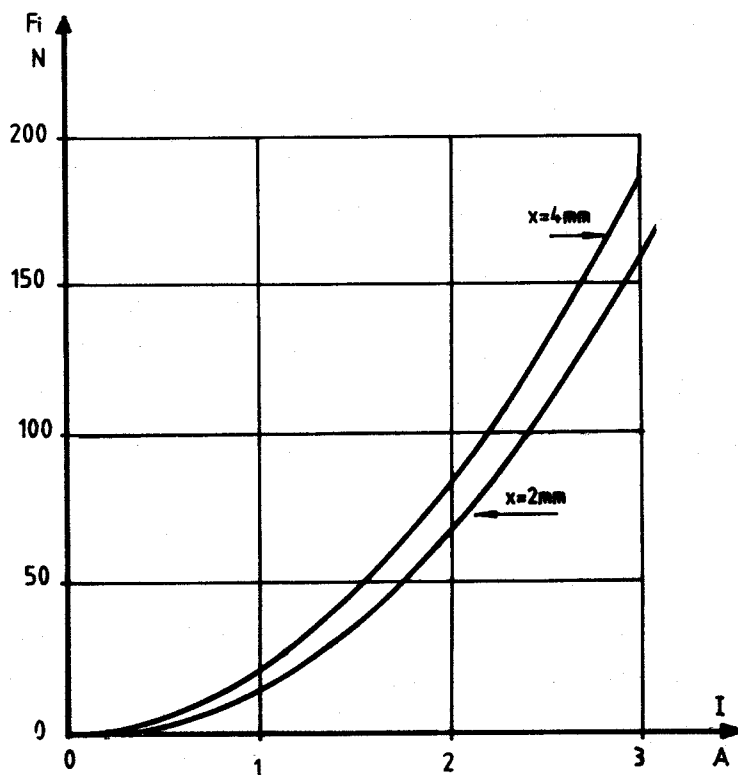


Figure (3.20) - Effort développé en fonction du courant d'alimentation

Comme cela est prévu dans la théorie du premier chapitre (cf. § I.1.2), la courbe $F_x(I)$ est d'allure parabolique.

Les courbes force-déplacement à courant d'alimentation donné sont tracées directement sur table traçante analogique. Le signal électrique du capteur de position est entré dans la voie X de la table, tandis que celui du capteur de force est entré dans la voie Y. Connaissant la sensibilité des capteurs et les calibres de la table, il est possible de graduer directement les axes de ces courbes, cf. fig. (3.21).

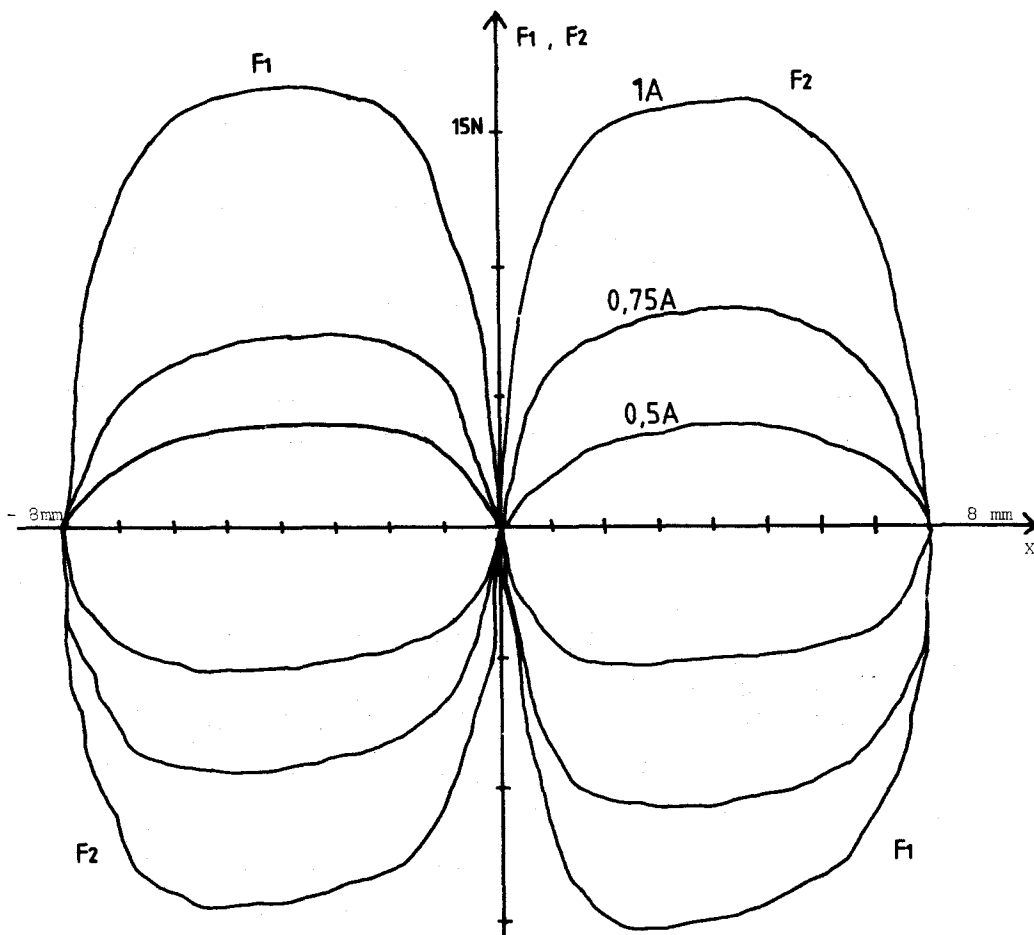


Figure (3.21) - Courbes force-déplacement pour les deux phases

Les relevés sont faits pour les deux phases, les courbes ($F_1(x)$ et $F_2(x)$) ont comme période géométrique le pas dentaire ($\lambda = 16\text{mm}$), elles passent par zéro pour les positions alignées et quinconce des dents ($x = \pm k \cdot \lambda/2$, $k \in \mathbb{N}$). Les amplitudes des courbes sont pratiquement égales. Les courbes sont translatées l'une par rapport à l'autre d'un demi-pas dentaire à cause du même décalage entre les dentures des deux phases.

Ce relevé expérimental permet de vérifier les modèles utilisés dans la simulation :

- autour de la position ($x = 0$) la courbe de force $F_1(x)$ de la phase 1 est linéaire pour des déplacements inférieurs au seizième de pas dentaire

$$|x| < 1 \text{ mm}, F_1(x) = -k'x$$

L'hypothèse de ressort équivalent, à rigidité commandée par le courant, est vérifiée pour le premier concept de machine monophasé avec dents alignées.

- La forme en sinusöide aplatie des courbes vérifie le modèle trapézoïdal utilisé pour chaque phase de la machine du deuxième concept. Par le choix judicieux du point d'intersection des deux segments de droite, les courbes modélisées s'approchent des courbes relevées expérimentalement.

3.5. ESSAIS EN VIBRATION DU SYSTEME MECANIQUE A ELEMENTS DISCRETS

L'essai du lâcher à partir d'une position x_0 de déséquilibre à vitesse nulle montre que le système mécanique à éléments discrets (masse, ressort, frottement naturel) est un système vibrant sous l'effet d'une excitation.

Le relevé du mouvement est représenté par la figure (3.22).

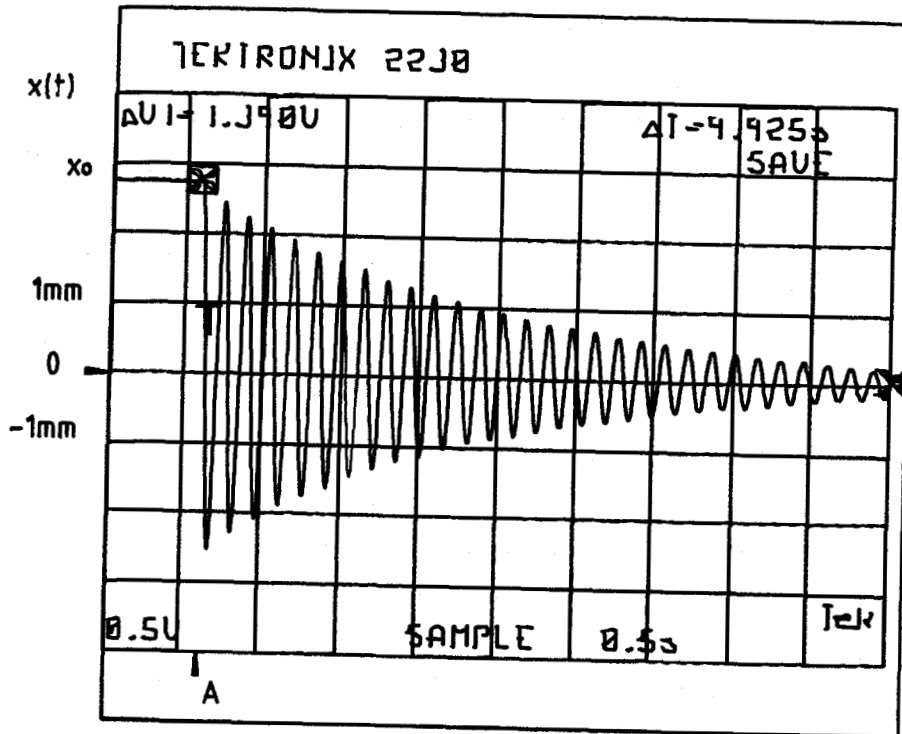


Figure (3.22) - Relevé du mouvement en régime libre

Juste après le lâcher de la pièce mobile (Point A, $x_0 = 2,6\text{mm}$), la pièce mobile se déplace selon un mouvement vibratoire en régime libre. La mesure de la pseudo-période T_0 permet de calculer la pulsation naturelle ω_0 du système;

$$\text{Ici } T_0 = 0,1465 \text{ s} \quad \Rightarrow \quad \omega_0 = 42,91 \text{ rd/s}$$

On a $k/m = \omega_0^2$ avec m la masse totale en mouvement qui vaut $7,49 \text{ kg}$ (la masse additionnelle correspondant au système mécanique vaut 4 kg).

On a ainsi une valeur de la raideur du ressort :

$$k = m \cdot \omega_0^2 = 13\,796 \text{ N/m}$$

Le coefficient δ de frottement naturel peut être calculé en relevant différentes amplitudes maximales x_i .

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{x_1}{x_{n+1}} = 0,0575$$

Le taux d'amortissement α vaut :

$$\alpha = \delta / 2\pi = 9 \times 10^{-3}$$

La valeur de α petit devant 1 justifie l'emploi des formules simplifiées.

$$c = \alpha \cdot c_c = \alpha \cdot (2m \omega_0) = 5,88 \text{ Ns/m}$$

Les frottements naturels sont faibles, ils sont dus aux frottements des glissières à billes, aux forces de déplacements des pièces dans l'air etc..

Si les masses et le ressort sont changés, ces variations de caractéristiques du système mécanique entraînent des variations de la pulsation naturelle et du frottement naturel en accord avec les formules théoriques .

Le système mécanique est testé en régime forcé avec excitation géométrique sinusoidale. La variation de la pulsation w de l'excitation met en évidence les phénomènes de résonance mécanique quand w est proche de la pulsation naturelle w_0 du système. La figure (3.23) montre les variations de l'amplitude maximale en fonction de la variation de pulsation w de 0 à $2 \cdot w_0$.

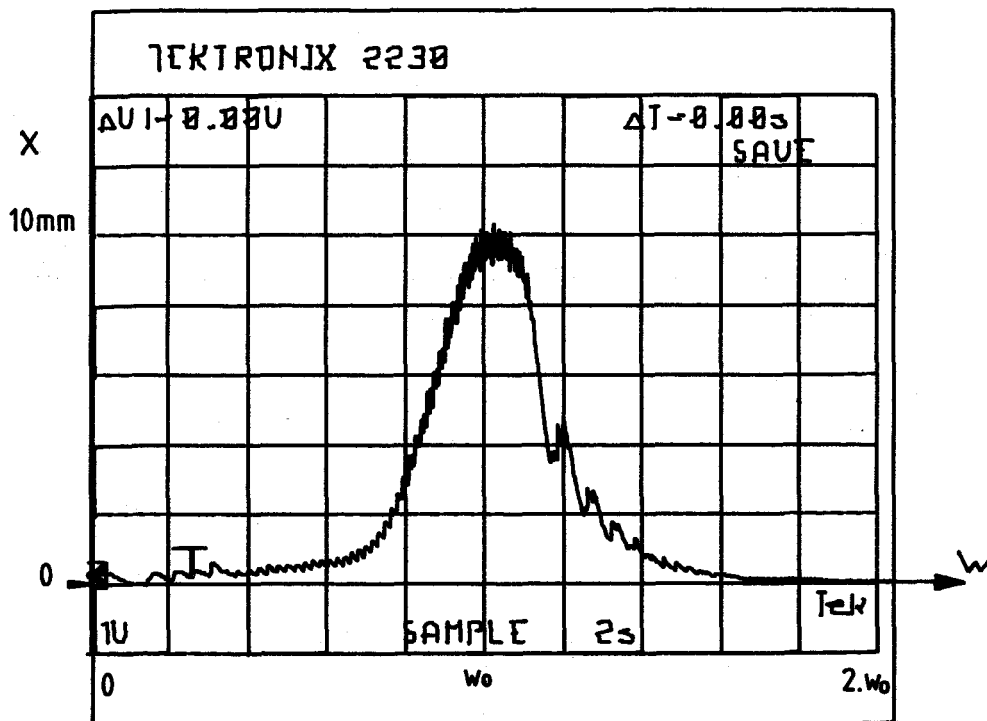


Figure (3,23) - Variation de l'amplitude des oscillations en fonction de w

Les phénomènes de résonance mécanique sont caractérisés par des amplitudes d'oscillation très grandes devant l'amplitude de l'excitation. Ici $u_0 = 0,3 \text{ mm}$ et $X_m \approx 10 \text{ mm}$, l'amplitude à la résonance environ 33 fois l'amplitude de l'excitation.

Ceci montre la possibilité de conséquences destructives sur certains équipements. Ici la simplicité et la robustesse du banc d'essai permettent de tester les deux concepts de machine.

3.6. ESSAIS DE LA MACHINE DU PREMIER CONCEPT

3.6.1. Mise en évidence de l'effet de ressort équivalent

Cette application du premier concept de machine utilise la première phase de l'actionneur, c'est-à-dire celle dont les dents sont alignées pour la position d'équilibre naturel ($x = 0$).

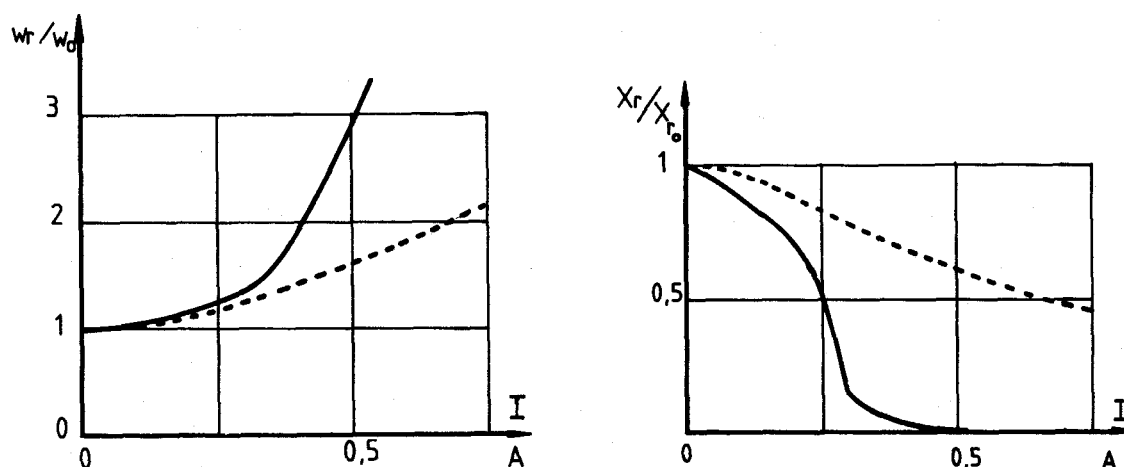
La machine est alimentée par un courant constant et réglé d'intensité I . Le système mécanique couplé à la machine est soumis à une excitation sinusoïdale géométrique à la base du ressort d'amplitude constante et de fréquence variable.

Pour un courant d'alimentation I donné, on recherche la pulsation de résonance du système global qui correspond à la plus grande amplitude des oscillations en régime permanent.

La masse totale en mouvement vaut $m = 3,49$ kg, la pulsation en régime libre ω_0 a pour valeur 25,59 rd/s, c'est la valeur de la pulsation de résonance pour $I = 0$.

Pour avoir des déplacements limités ($X_r < \lambda/2$) à la résonance, il faut une amplitude d'excitation la plus faible possible à cause du faible taux d'amortissement du système mécanique utilisé. On a ici réglé l'excitation géométrique à sa plus faible valeur réalisable ($u_0 = 0,125$ mm).

La figure (3.24) représente, en fonction du courant I , les variations des variables réduites ω_r/ω_0 et X_r/X_{r0} . Ces variables introduites au paragraphe (2.24) représentent les variations relatives de la pulsation de résonance du système global et l'amplitude maximale des oscillations à cette résonance.



_____ relevés expérimentaux

..... résultats prévus par la simulation

Figure (3.24) - Variations de w_r/w_0 et X_r/X_{r0} en fonction du courant I

Ces relevés montrent qu'il y a déplacement des phénomènes de résonance mécanique vers des fréquences plus élevées avec diminution de l'amplitude des oscillations. Les courbes expérimentales ont la même allure que les courbes théoriques obtenues avec le modèle $[F_i(x) = -k'.x]$ pour l'actionneur monophasé.

Un écart important apparaît entre les valeurs des ordonnées pour des courants supérieurs à 0,3 A, en effet les phénomènes expérimentaux sont beaucoup plus accentués. Les causes prévues dans le chapitre II sont un frottement supplémentaire dû à l'attraction entre les armatures de l'actionneur alimenté et une raideur d'autant plus importante que les déplacements diminuent. Le modèle mathématique simplifié ne tient pas compte de ces phénomènes favorables qui sont dûs aux imperfections du banc d'essai.

Ceci vérifie donc la théorie du modèle de ressort équivalent à la machine pour des petits déplacements autour de la position dents alignées.

3.6.2. Essai de la loi de commande proportionnelle

Le courant est proportionnel à la valeur absolue du déplacement.

Le premier essai a pour but de tester l'efficacité de la machine sur un régime vibratoire permanent. Le système mécanique a pour caractéristique $m=7,49\text{kg}$, $k=2330\text{ N/m}$ et $c \approx 9,33\text{ Ns/m}$.

Au départ, l'alimentation est coupée, le système mécanique est excité par un mouvement sinusoïdal à la base du ressort d'amplitude faible ($u_0 = 0,3 \text{ mm}$) et de pulsation $w = 16,53 \text{ rd/s}$ proche de la pulsation propre du système ($w_0 = 17,63 \text{ rd/s}$). Donc, sans commande et après les phénomènes transitoires de départ, l'amplitude des oscillations est importante ($X \approx 2,8 \text{ mm}$) à cause de la proximité de la résonance.

La figure (3.25) montre l'enregistrement du mouvement, au moment de la mise en commande de la machine (point A). Avant le point A la machine n'est pas alimentée, le courant (courbe du bas) est nul.

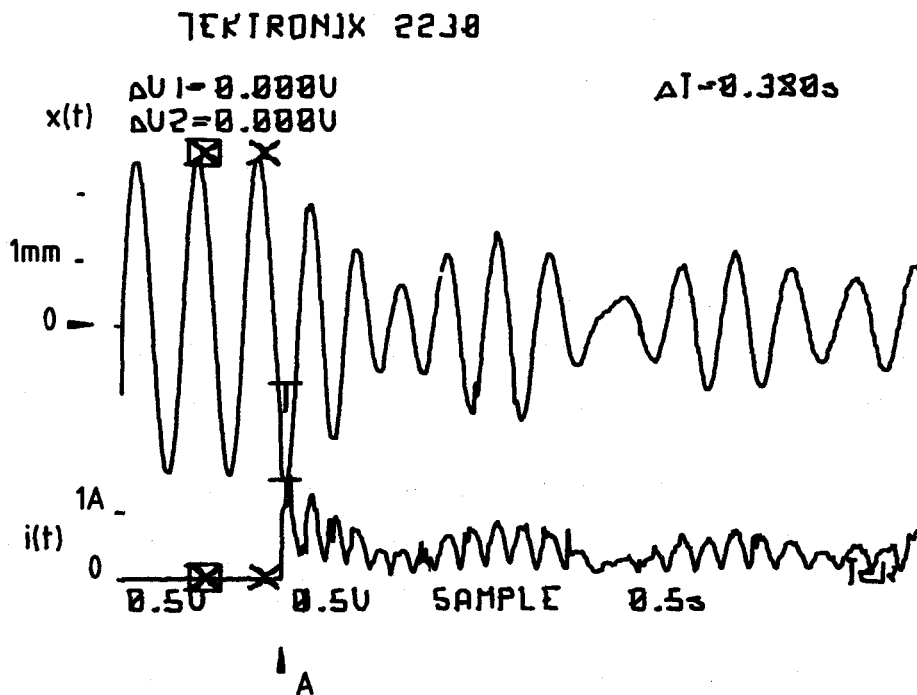


Figure (3.25) - Enregistrement du mouvement et du courant à la mise en commande

Au point A, l'actionneur est alimenté selon la loi de commande proportionnelle. Le courant s'établit dans la bobine, en fonction du gain et de la position. Le gain est réglé ici à $0,3 \text{ A/mm}$, c'est la valeur qui donne le meilleur résultat pour cette excitation.

Après la mise en commande de l'actionneur, l'amplitude des oscillations décroît immédiatement. Le mouvement vibratoire existe toujours, mais avec une amplitude d'environ la moitié de l'amplitude initiale.

L'effet de réduction de l'amplitude des oscillations par un actionneur monophasé se vérifie ici.

Un autre essai montre les effets de limitation de l'amplitude des oscillations d'un régime vibratoire naissant. Avant les enregistrements, le même système mécanique est au repos, la même excitation démarre au point B. Pour vérifier l'effet de l'actionneur commandé, deux enregistrements du mouvement et du courant sont effectués. Le premier correspond à l'actionneur non alimenté, c'est la mise en vibration du système mécanique, cf. fig.(3.26.a). Pour le deuxième, l'actionneur est commandé selon un gain de 0,2 A/mm, cf. fig.(3.26.b).

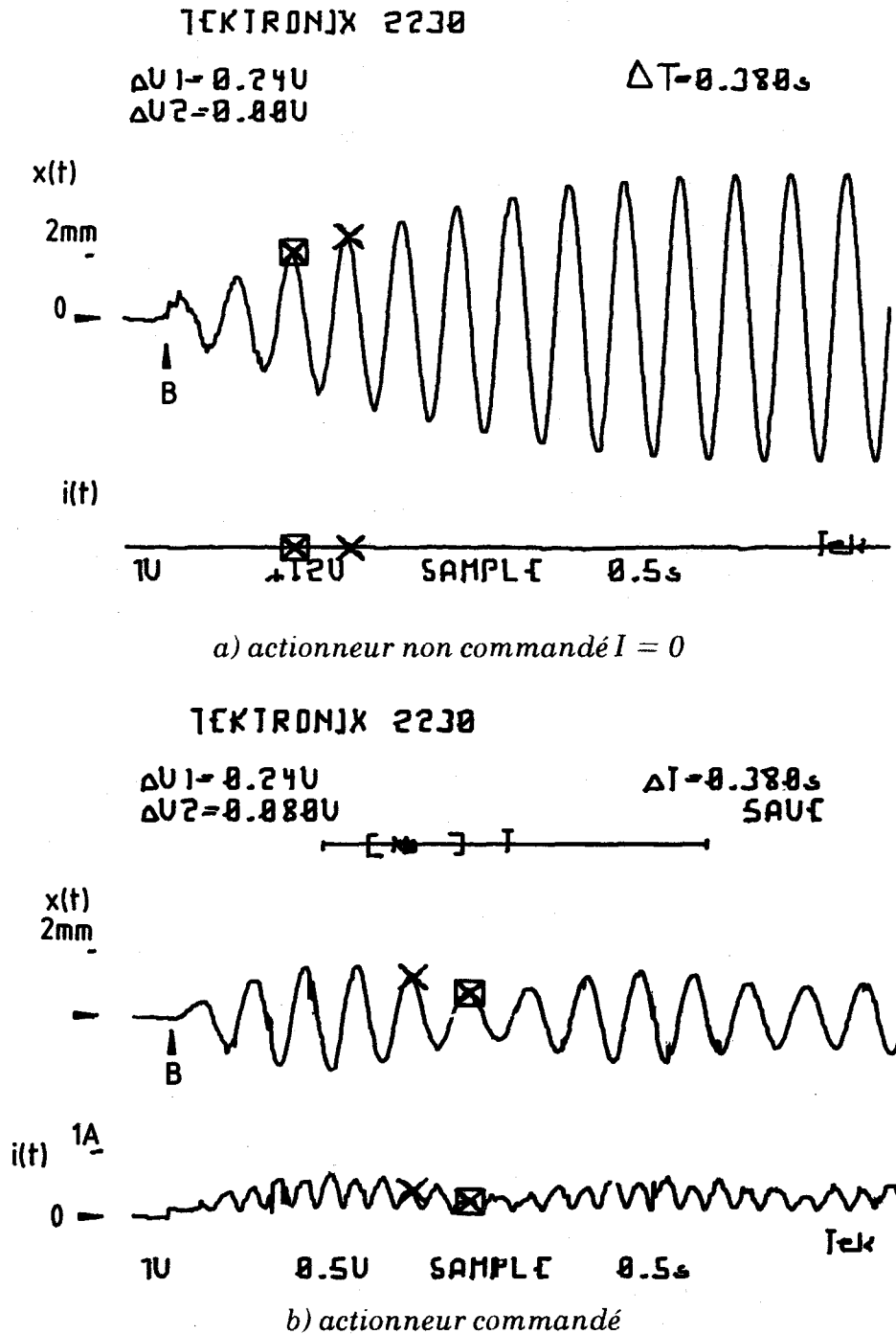


Figure (3.26) - Mouvement au début du régime forcé

Par comparaison des deux courbes, l'effet de limitation est visible. Sans commande, l'amplitude atteint 4 mm. Lorsque l'actionneur est alimenté selon la loi de commande proportionnelle, l'amplitude des oscillations ne dépasse pas 1,5 mm.

On teste ensuite la réponse du système à une excitation sinusoïdale non continue dans le temps. C'est une suite d'instant sans excitation et d'instant à excitation géométrique sinusoïdale à la base du ressort de caractéristique $u_0 = 0,25$ mm et de pulsation $w = 25,07$ rd/s proche de la pulsation propre du système $w_0 = 23,06$ rd/s.

Cette excitation est réalisée en commandant la consigne du variateur de vitesse par un signal rectangulaire de tension périodique.

Le système mécanique est différent ($m = 3,49$ kg, $k = 1855$ N/m), le gain de la commande est réglé à 0,3 A/mm.

L'enregistrement du mouvement, représenté par la figure (3.27) a lieu au moment de la mise en commande de l'actionneur (point C).

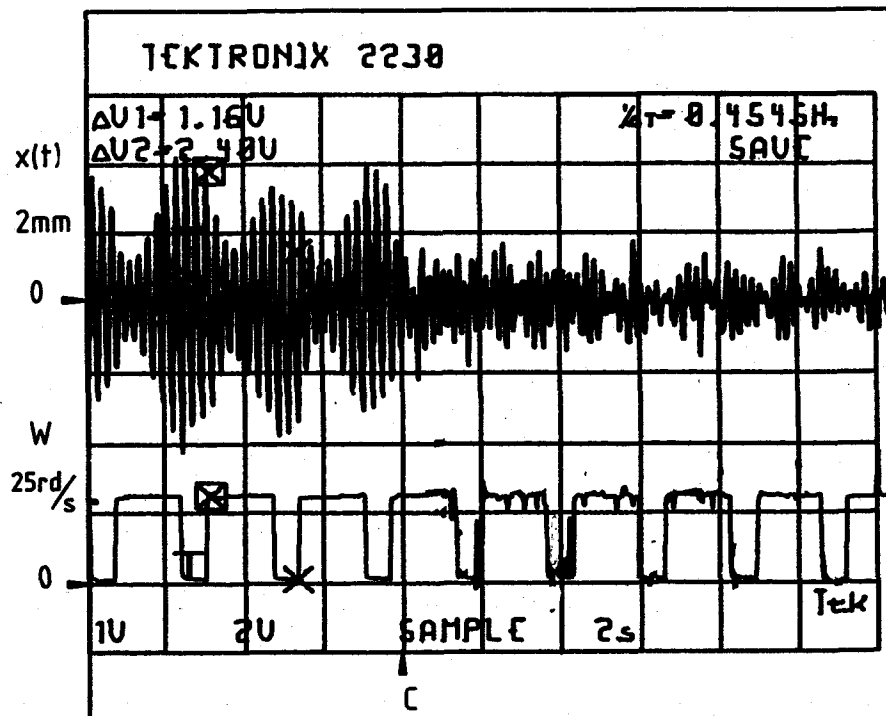


Figure (3.27) - Réponse à une excitation non continue

A partir du point C, l'action de la machine est immédiate, l'amplitude des vibrations reste limitée à une valeur inférieure au quart de l'amplitude initiale.

Ces relevés expérimentaux montrent que l'actionneur peut jouer un rôle de surveillance des systèmes mécaniques susceptibles d'entrer en vibration sous l'effet d'une excitation extérieure. L'action de la machine est immédiate et d'intensité en relation avec l'importance du régime vibratoire.

3.6.3. Essai de la loi de commande en tout ou rien avec seuil

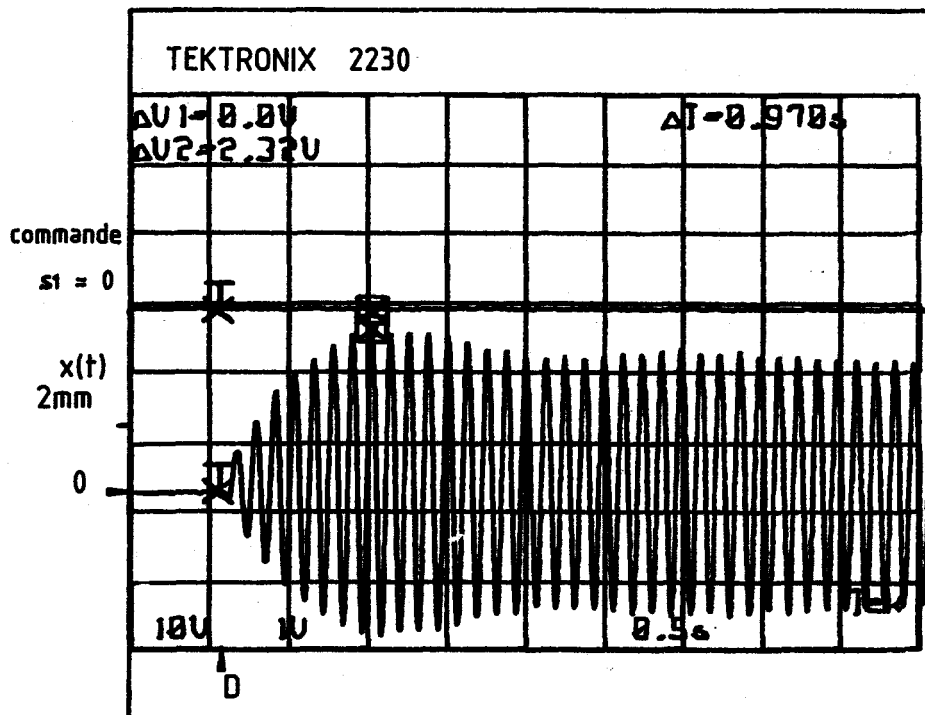
Les caractéristiques du système mécanique testé sont :

$$m = 3,49 \text{ kg et } k = 10\,859 \text{ N/m}$$

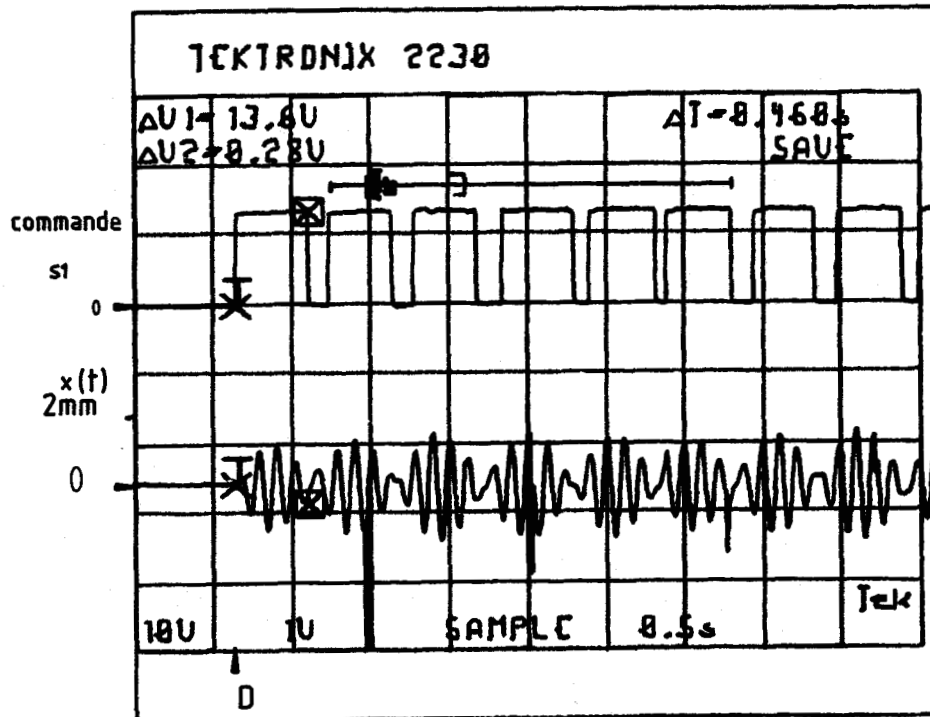
L'excitation est du type géométrique sinusoïdale à la base du ressort :

$$u_0 = 0,25 \text{ mm et } \omega = 51,75 \text{ rd/s}$$

Un premier essai est fait sans commande de la machine avec l'excitation qui démarre au moment de l'enregistrement (point D). Comme la pulsation de l'excitation est proche de la pulsation propre du système ($\omega_0 = 55,78 \text{ rd/s}$), l'amplitude des oscillations atteint une valeur importante ($X \approx 5 \text{ mm}$) devant l'amplitude de l'excitation cf. fig(3.28 a).



a) sans commande



b) avec commande $I = 0,5 \text{ A}$ et $\tau = 0,46 \text{ s}$

Figure (3.28) - Réponse à une excitation qui démarre

Ensuite l'actionneur est alimenté selon la loi de commande en tout ou rien avec seuil. Quand le déplacement dépasse le seuil de position réglé à 1 mm, les organes d'alimentation imposent une impulsion de courant de 0,5 A pendant une durée τ à 0,46 s.

Il faut rappeler que, dans les applications pratiques de cette commande, la valeur de l'intensité est réglée de sorte que la pulsation de résonance du système global soit déplacée hors des domaines de fréquences d'excitation possibles.

L'enregistrement de la figure (3.28 b) montre la réponse du système avec l'actionneur commandé. Dès que le déplacement dépasse le seuil de 1 mm, la commande génère le signal S_1 de sortie du monostable. Le courant s'établit, la raideur du système global augmente, il y a déplacement de la pulsation de résonance et l'amplitude reste limitée à une valeur acceptable ($\approx 1 \text{ mm}$) bien inférieure à l'amplitude sans commande.

La comparaison de cette courbe avec la courbe analogue de la figure (2.8) prévue par la simulation montre des résultats identiques et vérifie les modèles utilisés dans la simulation.

Le fonctionnement est une suite d'impulsions de commande qui entraîne une suite de régimes transitoires tant que l'excitation existe. L'amplitude des oscillations est limitée à une valeur voisine du seuil de la commande réglé par l'utilisateur.

3.6.4. Conclusion sur les essais du premier concept

Les essais de la machine montrent que le circuit magnétique n'est jamais saturé dans les essais d'applications en régime vibratoire. Le modèle de force proportionnelle au carré du courant pour une position donnée est donc valable.

Par les essais de recherche de pulsation de résonance, le modèle de ressort équivalent est vérifié par une machine à réluctance variable monophasé avec un entrefer à dents alignées, par variation du courant d'alimentation, il est possible de modifier la caractéristique de raideur du système global afin d'éviter des régimes de résonance destructifs.

Les relevés de la réponse avec la loi de commande proportionnelle sont en accord avec les résultats de la simulation. Dès l'existence d'une vibration suite à une excitation qui apparaît, l'action est immédiate et d'autant plus intense que le régime vibratoire est important.

La loi de commande en tout ou rien avec seuil permet de protéger un système mécanique à partir d'un seuil d'amplitude réglable au moment de l'installation de l'actionneur. La courbe de mouvement, obtenue par simulation avec les caractéristiques des éléments réels de l'expérimentation, est proche de la courbe relevée expérimentalement. L'amplitude peut donc être limitée à une valeur non destructive pour le système mécanique vibrant.

Avec ces deux lois de commande, l'actionneur n'est pas alimenté quand il n'y a pas de vibration.

Le choix entre ces deux lois de commande dépend de l'existence ou non d'un seuil limite d'amplitude de fonctionnement destructif.

3.7. ESSAIS DU DEUXIEME CONCEPT DE MACHINE

3.7.1. Introduction

Pour ce concept de machine, seule la loi de commande position-vitesse doit être testée. Après identification des paramètres mécaniques par un essai de lâcher en régime libre, la réponse du système aux excitations envisagées théoriquement (déséquilibre, sinusoïdale, choc) est étudiée et comparée avec les résultats du chapitre II.

3.7.2. Le système mécanique utilisé

Le système mécanique présenté au paragraphe (3.5) convient pour l'application du deuxième concept avec l'actionneur réalisé, car le ressort développe une force de rappel d'intensité voisine de la force nominale de l'actionneur.

On a encore :

$$k = 13\,796 \text{ N/m}, m = 7,49 \text{ kg et } c = 5,88 \text{ Ns/m}$$

Pour un régime vibratoire sinusoïdal donné (amplitude, pulsation), il est possible de calculer l'amplitude maximale de la force de frottement :

$$\text{pour } X = 2 \text{ mm et } w = 42,9 \text{ rd/s : } F_{c_{\max}} = c \cdot X \cdot w \approx 0,5 \text{ N}$$

On vérifie que la condition $|F_{c_{\max}}| < |F_i(x,v)|$ est aisément vérifiée compte tenu des courants d'alimentation utilisés.

3.7.3. Etude de la commande position-vitesse

Cette étude expérimentale a pour but de vérifier que les organes de commande et d'alimentation réalisés génèrent correctement les courants i_1 et i_2 dans les bobinages en fonction du signal électrique issu du capteur de position.

Pour ce test de la commande, le capteur de position est remplacé par un générateur basse fréquence qui délivre une tension sinusoïdale d'amplitude réglée à 1 V et de fréquence 10 Hz. On relève cette tension, les signaux logiques position (p) et vitesse (v), les signaux de commande du courant pour chaque phase s_1 et s_2 , cf. fig. (3.29).

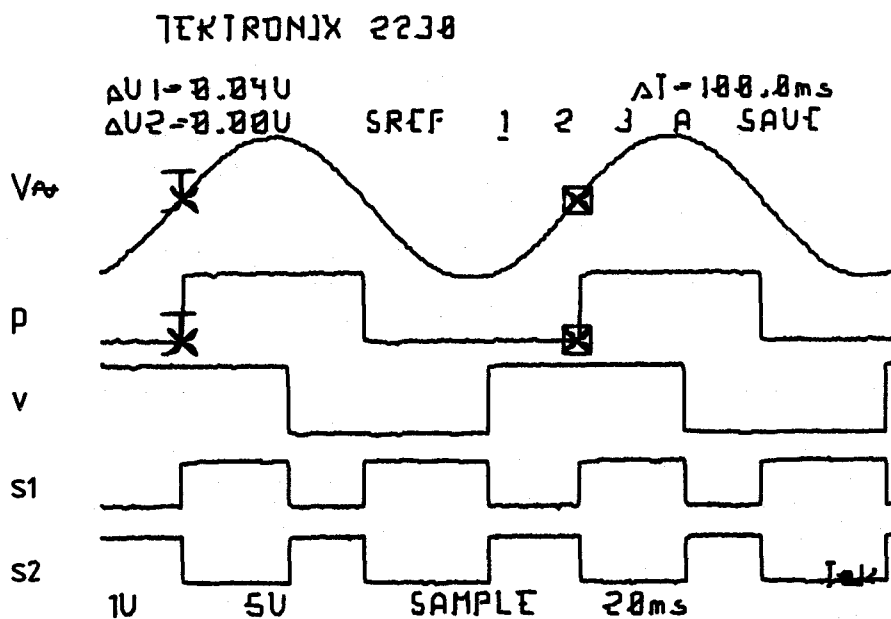


Figure (3.29) - Enregistrement des signaux de la commande (p,v)

Les signaux p et v représentent bien le signe de la position et de la vitesse, un niveau logique 1 correspond à un niveau de tension haut en relation à une valeur positive de la grandeur physique.

Les signaux de commande s_1 et s_2 sont des variables logiques dont les états répondent aux équations du tableau de la commande position-vitesse. Une période d'oscillation se décompose en une succession de quatre états pour la génération des signaux s_1 et s_2 .

Ensuite, chaque organe d'alimentation des phases est testé ; on visualise à l'oscilloscope le signal de commande s_1 (ou s_2) et l'image du courant i_1 (ou i_2) dans la charge en relevant la tension aux bornes du shunt du module interrupteur MI_1 , cf. fig. (3.30.a) et fig.(3.30.b).

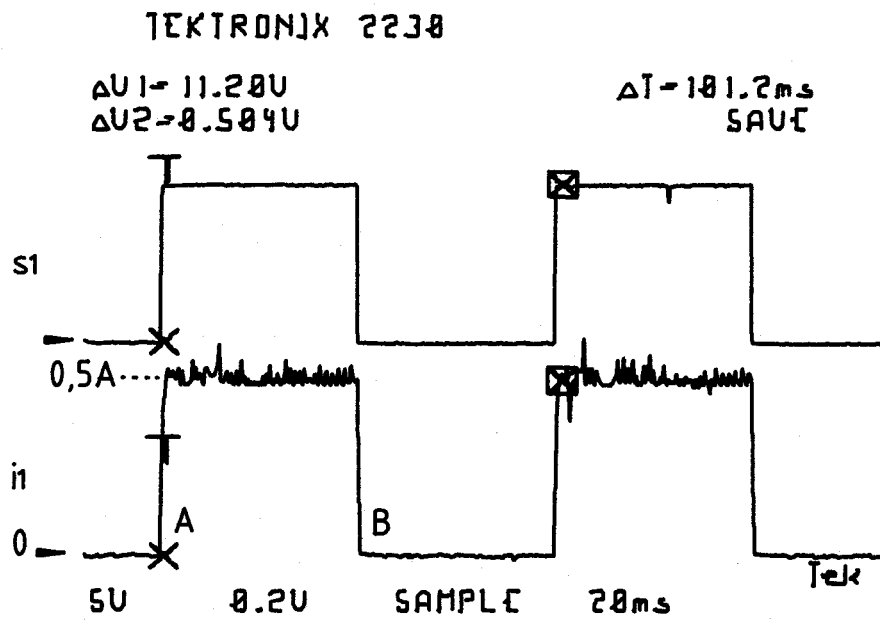


Figure (3.30.a) - Signal de commande et courant dans la phase 1

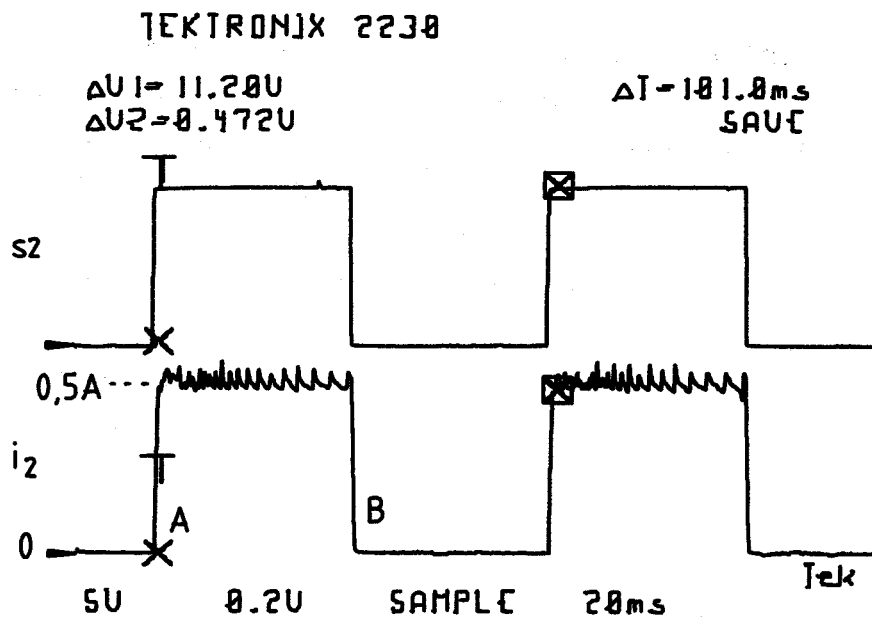


Fig. (3.30.b) - Signal de commande et courant dans la phase 2

Au passage du niveau bas au niveau haut du signal de commande, le courant s'établit très vite dans la charge, en moins de 0,7 ms (point A sur les courbes). Ces temps d'établissement faibles sont dus à la tension d'alimentation élevée (50 v).

Quand le signal de commande est à un niveau haut (de A à B), le courant est voisin de la valeur de consigne réglée sur le montage en demi-pont qui fonctionne en hâcheur. La valeur du courant est ici de 0,5 A.

Au passage du niveau haut au niveau bas du signal de commande (point B), c'est l'extinction du courant à contre source qui s'effectue en moins de 0,75 ms.

Pour un niveau bas du signal de commande, les modules interrupteurs sont ouverts, le courant est nul.

Les organes d'alimentation génèrent donc des créneaux de courant de valeur imposée dans les bobinages, les temps de montée et de descente ne sont pas infiniment petits à cause de la nature selfique des bobinages, mais sont de l'ordre du cinquantième de la durée des impulsions de courant des applications faites ici.

3.7.4. Relevé du mouvement pendant une oscillation

Pour le même système mécanique ($m = 7,49$ kg, $k = 13796$ N/m et $c = 5,88$ Ns/m), on enregistre le mouvement à partir d'un déséquilibre initial ($x_0 = 3,8$ mm) pendant une période d'oscillation ($T = 140$ ms) pour un courant d'alimentation dans chaque phase de 0,82 A, cf. fig.(3.31).

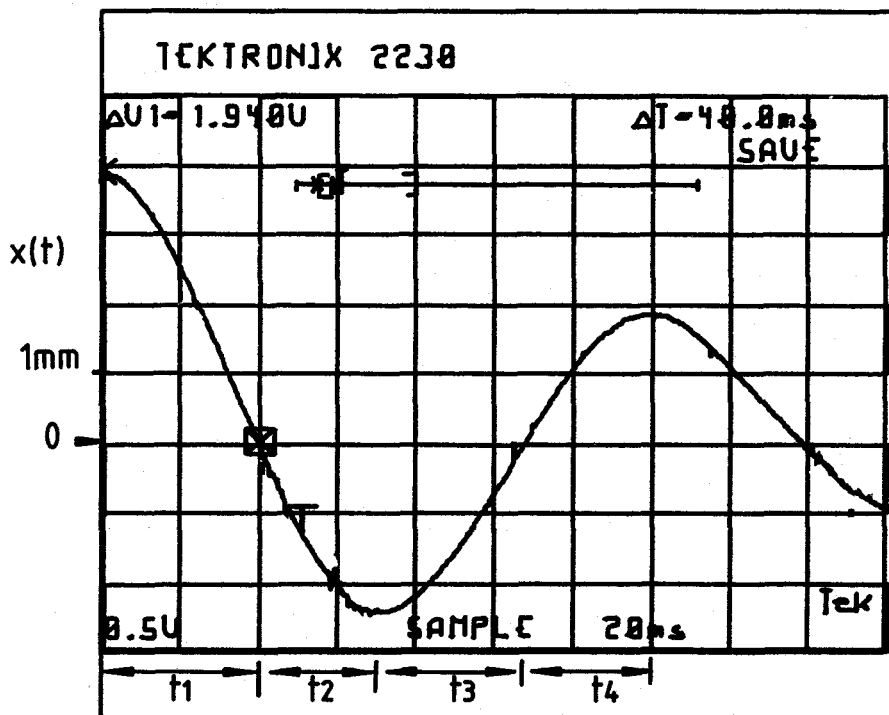


Figure (3.31) - Enregistrement du mouvement pendant une oscillation

Les durées de chaque état de la commande sont mesurées :

$$t_1 = 40 \text{ ms} \quad t_2 = 30,2 \text{ ms} \quad t_3 = 37 \text{ ms} \quad t_4 = 31,8 \text{ ms}$$

Le mouvement n'est plus un mouvement sinusoïdal amorti comme dans un régime libre. Les durées t_2 et t_4 sont plus courtes que les durées t_1 et t_3 . Ceci est prévu et expliqué par l'étude théorique (effet du ressort et de l'actionneur commandé dans le même sens pour les états 2 et 4, effet antagoniste pour les états 1 et 3).

On remarque une différence entre les valeurs numériques des durées prévues par la simulation et obtenues expérimentalement, en particulier pour t_3 .

L'explication de cet écart est donné en visualisant le signal du capteur de position $x(t)$ et le signal logique v qui représente le signe de la vitesse. On constate qu'il y a un retard entre les changements d'état du signal v et les extrema de $x(t)$ qui correspondent aux inversions réelles de la vitesse. Cette imperfection est due à la réalisation matérielle du dérivateur par une cellule résistance-condensateur qui est un montage très simple et fiable mais qui génère un signal avec un retard fonction de la fréquence de travail. Pour ces fréquences traitées ici, on relève un retard global voisin de 8 ms.

Ce défaut peut être pris en compte dans la simulation en modifiant dans le schéma bloc, la fonction de transfert du montage qui génère le signal logique v signe de la vitesse. A partir d'une simulation corrigée, on relève les nouvelles durées des états :

$$\begin{aligned} t_1 &= 44 \text{ ms} \\ t_2 &= 29,4 \text{ ms} \\ t_3 &= 41 \text{ ms} \\ t_4 &= 27 \text{ ms} \\ T &= 141,4 \text{ ms} \end{aligned}$$

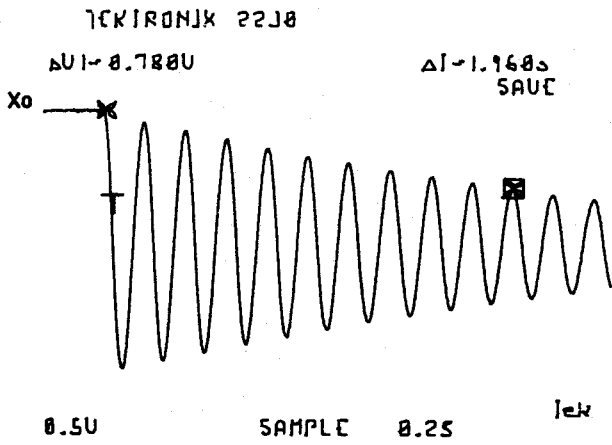
Ces résultats comparés confirment la déformation des oscillations et montrent l'effet de la force développée par l'actionneur qui est opposée au mouvement.

3.7.5. Etude de l'efficacité pour des courants de commande égaux

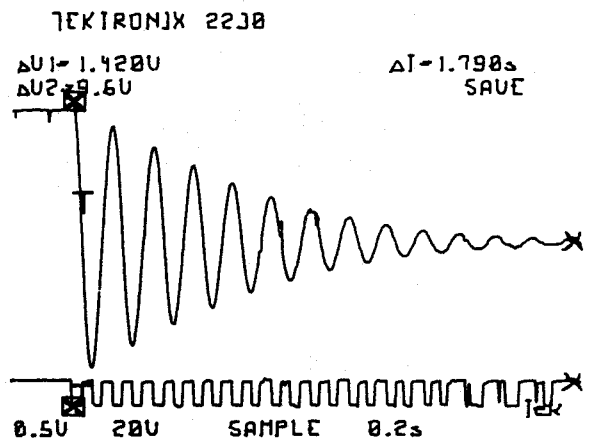
Pour différentes intensités des courants d'alimentation ($I_1 = I_2$) la réponse est enregistrée après un lâcher à une position de déséquilibre x_0 .

Le premier relevé sans commande de l'actionneur ($I = 0$) montre le mouvement en régime libre du système mécanique. Ceci permet de vérifier que les caractéristiques du système mécanique sont inchangées ($k = 13\,796$ N/m, $m = 7,49$ kg et $c = 5,88$ Ns/m, cf. fig. (3.32.a). Les figures (3.32.b) à (3.32.f) montrent la réponse à un déséquilibre x_0 pratiquement réglé à la même valeur, pour des courants d'alimentation différents.

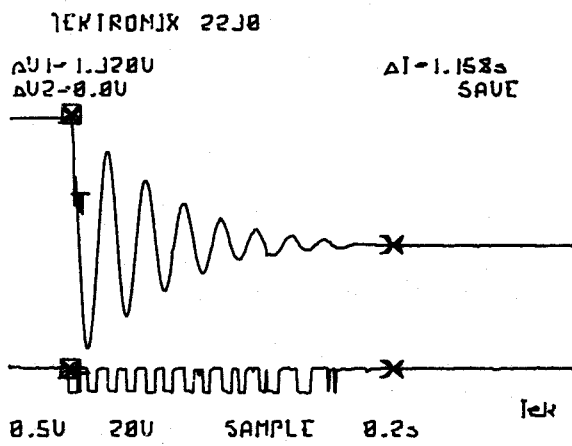
Le dernier relevé de la figure (3.32.f) correspond à la valeur maximale de l'intensité pour avoir un bon fonctionnement ($I_1 = I_2 = 0,9$ A) au delà apparaissent les phénomènes de non convergence.



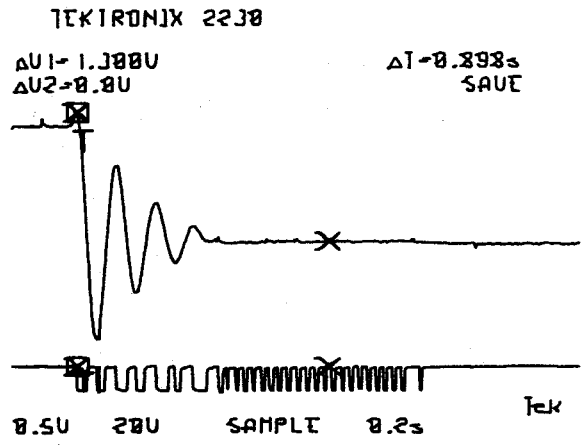
a) $I = 0$ Régime libre



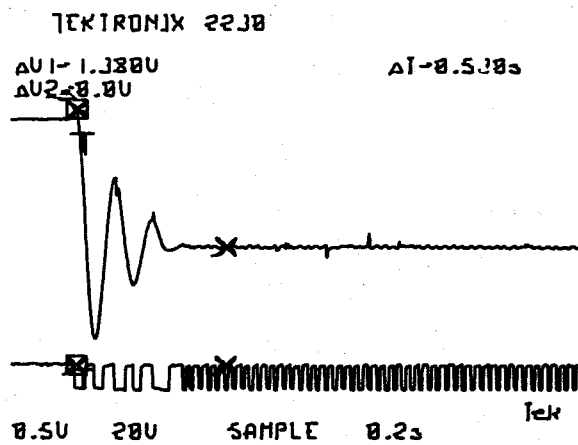
b) $I = 0,353 A$



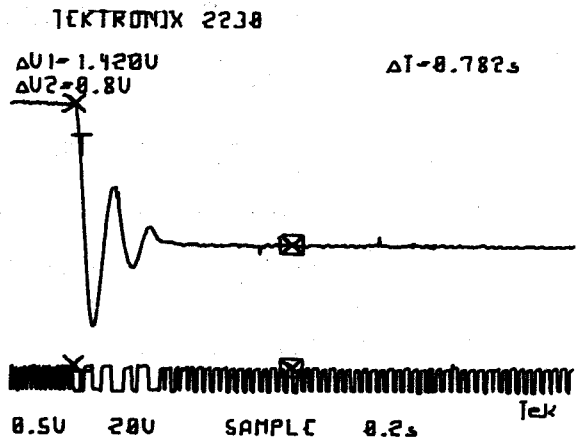
c) $I = 0,5 A$



d) $I = 0,707 A$



e) $I = 0,82 A$



f) $I = 0,9 A$

Figure (3.32) Réponse du système global pour différentes valeurs des courants d'alimentation ($I_1 = I_2$)

La diminution de l'amplitude des oscillations est d'autant plus rapide que la valeur des courants d'alimentation est importante.

A partir des relevés des amplitudes maximales, on calcule pour chaque intensité, la valeur du critère d'efficacité z défini dans la partie théorique, cf. § 237.

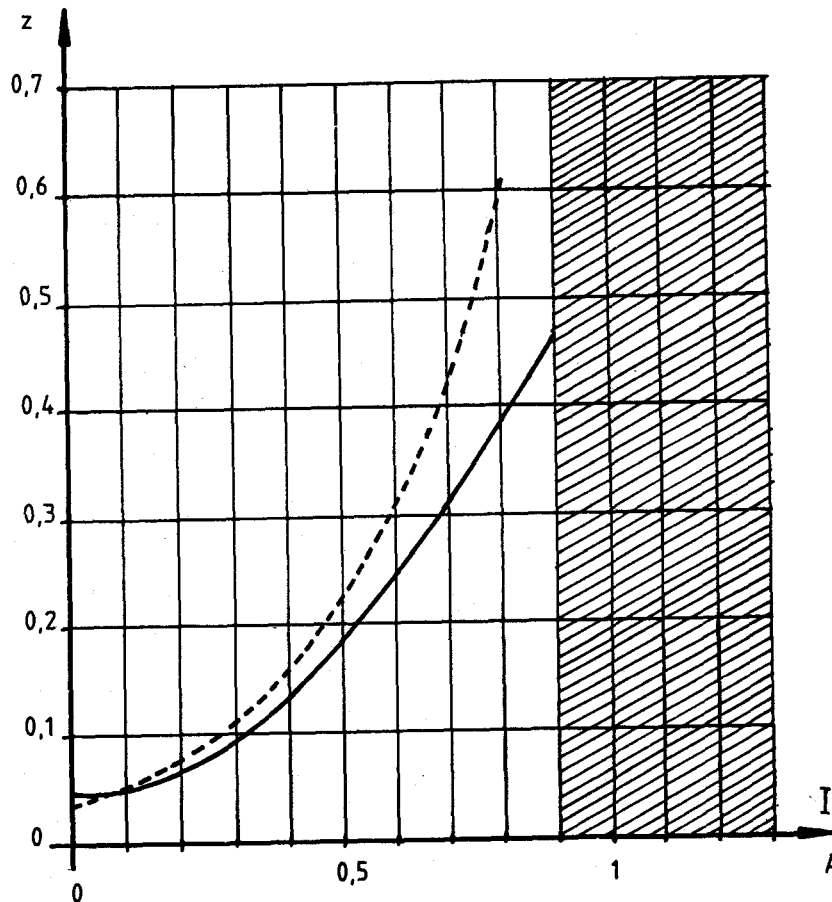


Figure (3.33) - Variation du critère d'efficacité z en fonction de I
 ——— Relevé expérimental
 - - - - - résultat de la simulation

La figure (3.33) représente les deux courbes d'efficacité, résultat de l'expérimentation et de la simulation.

De 0 à 0,45 A les courbes sont très voisines, le modèle utilisé dans la théorie est justifié pour ces valeurs des courants d'alimentation.

Au delà de 0,45 A, la courbe résultant de la simulation devient nettement supérieure en ordonnée à la courbe expérimentation. Cet écart est dû à l'utilisation dans la simulation d'un modèle simplifié de l'actionneur et de sa commande.

En effet, ce modèle ne tient pas compte des imperfections de la construction des éléments expérimentaux (temps de traitement des signaux de commande, temps d'établissement et d'extinction des courants dans les bobinages, désalignement possible des éléments mécaniques du banc d'essai, etc...). Ainsi la non prise en compte de ces imperfections donne une efficacité théorique plus importante que l'efficacité réelle expérimentale.

** Prise en compte des défauts constatés*

Le défaut relatif au retard du signal logique sur la vitesse a été présenté au paragraphe précédent.

Dans la simulation théorique, chaque phase développe instantanément une force selon les signaux de commande. Dans la réalisation pratique, les courants d'alimentation ne s'établissent pas et ne s'éteignent pas instantanément à cause de la nature selfique des bobinages. Plus l'intensité du courant augmente, plus les temps de montée t_m et de descente t_d augmentent. Ces temps sont relevés expérimentalement, ils varient de 0 à environ 3 ms pour des courants de 0 à 1,5 A, cf. fig.(3.34).

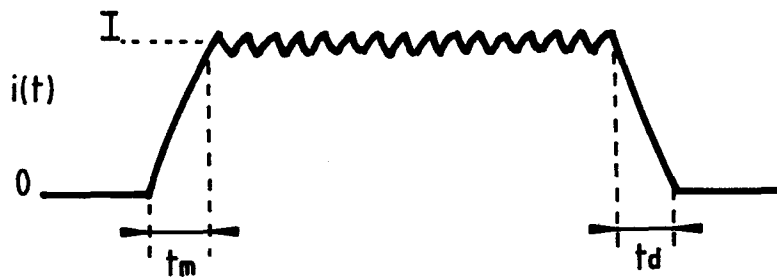


Figure (3.34) - Temps de montée (t_m) et de descente (t_d) du courant

Pendant le retard à l'établissement, l'actionneur ne développe pas la force maximale demandée, tandis que pendant le retard à l'extinction, la phase qui était alimentée, développe encore une force alors que sa durée normale d'action est terminée. Ce recouvrement des actions des deux phases a un effet négatif sur la réduction du régime vibratoire.

On définit un coefficient correcteur, noté e , qui permet de corriger les valeurs des courants de la simulation à partir des mesures de t_m et t_d . Ce coefficient prend en compte la réduction des surfaces (force-temps) due au temps de variation des courants :

$$e = \sqrt{\frac{T/4}{T/4 - \left(\frac{t_m + t_d}{2}\right)}}$$

La valeur de ce coefficient est faible pour le cas traité, il varie ici de 1 à 1,03. La correction s'effectue en multipliant les valeurs des courants de la simulation par le coefficient correcteur.

Si la pulsation des phénomènes vibratoires augmentait, cette imperfection prendrait de plus en plus d'importance.

A partir du modèle corrigé, on simule les réponses au même déséquilibre et on trace une courbe d'efficacité résultat de la simulation améliorée, cf. fig.(3.35).

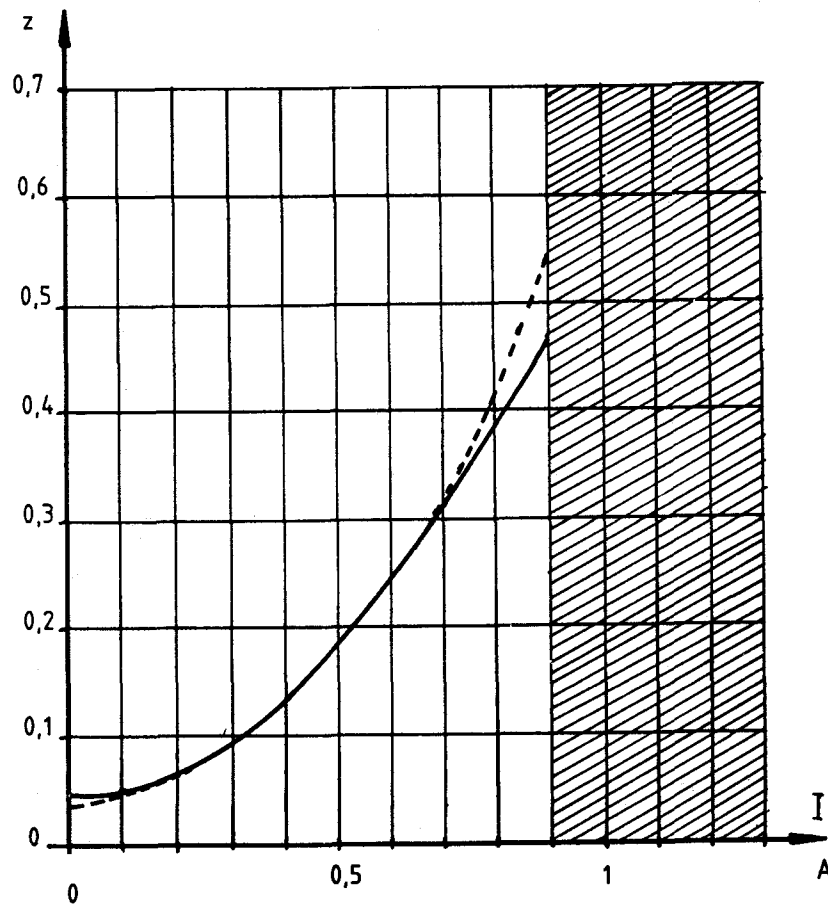


Figure (3.35) - Variation du critère d'efficacité en fonction de I
 ———— relevé expérimental
 - - - - - résultat de la simulation avec correction

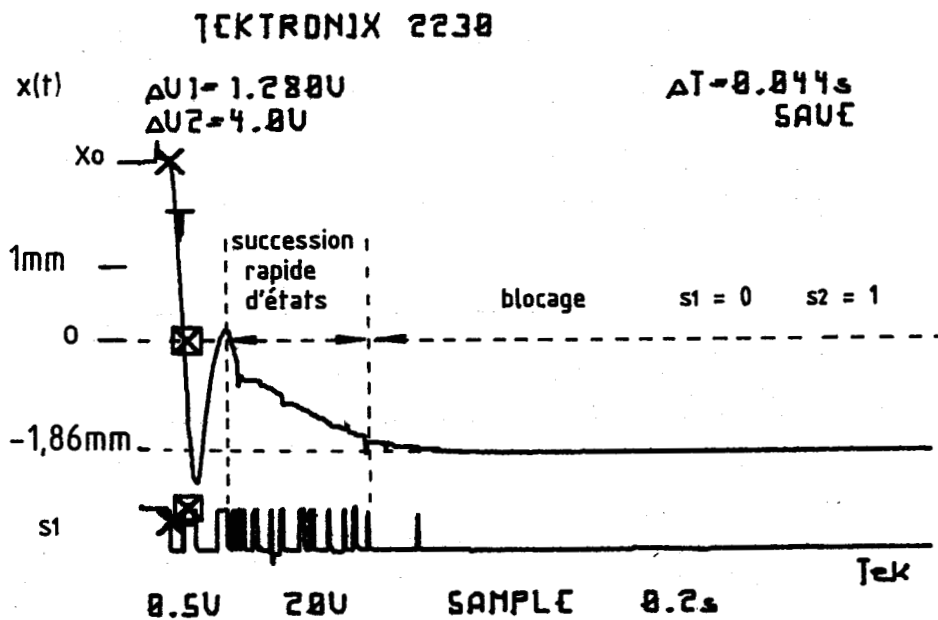
La prise en compte, dans la simulation, des imperfections de la réalisation diminue l'efficacité théorique, la courbe de simulation se rapproche de la courbe réelle expérimentale. De 0 à 0,75 A, les courbes sont pratiquement confondues.

Pour des courants supérieurs de 0,75 A, les courbes s'écartent légèrement. En fait pour ces intensités, le fonctionnement est proche de la limite de non convergence. Pour ce modèle théorique cette limite vaut 0,95 A, expérimentalement la limite est comprise entre 0,9 et 1 A.

Cet écart de la courbe de la simulation peut s'expliquer par l'utilisation d'un modèle attribuant à la non convergence la cause exclusive du courant et non l'éventuel rôle des imperfections d'usinage de la machine et des courbes de forces qui en résultent. Après correction, dans la zone utile, l'erreur sur le critère d'efficacité n'excède jamais 10 %.

3.7.6. Mise en évidence des cas non convergents

Pour tester l'étude théorique qui prévoit l'existence de mouvements non convergents pour des courants d'alimentation élevés, on enregistre la réponse du même système mécanique toujours excité par un déséquilibre en position ($x_0 \approx 2,6\text{mm}$) et couplé à l'actionneur alimenté par des courants supérieurs à 1A, cf.fig.(3.36).



a) $I = 1,4\text{A}$

TEKTRONIX 2230

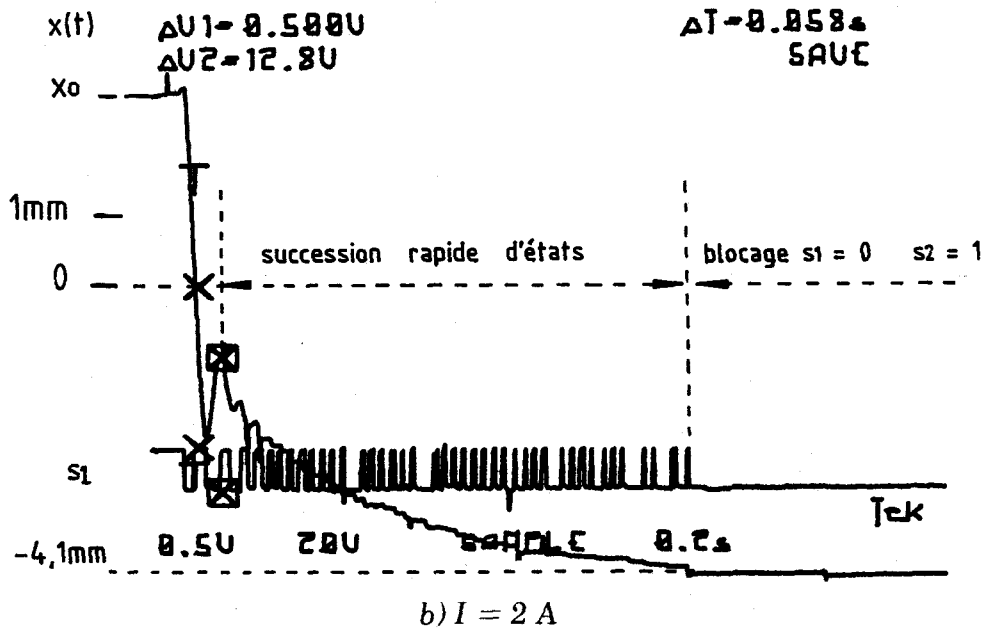


Figure (3.36) - Enregistrement de mouvements non convergents vers $x = 0$

Le phénomène prévu se vérifie ici de façon très nette. Pour des courants identiques dans les deux phases et supérieurs à 1 A, le mouvement est amorti au départ selon la loi de commande position vitesse, mais rapidement le mouvement devient instable et la position diverge vers une position différente de la position d'équilibre naturel : (- 1,86 mm pour $I = 1,4 A$ et - 4,1 mm pour $I = 2 A$;

La visualisation du signal de commande s_1 permet de vérifier l'explication théorique de ce type de fonctionnement. Pendant le mouvement non-convergent, la commande est bien une succession rapide d'états.

A la différence de l'étude par simulation qui prévoit une succession infinie d'états et un mouvement très lent de retour vers $x = 0$, le système expérimental finit par rester bloqué sur une position d'équilibre différente de $x = 0$, avec la deuxième phase seule alimentée ($s_1 = 0$, $s_2 = 1$). L'état ne peut plus évoluer en l'absence d'une modification de la vitesse.

De plus, il y a ici ambiguïté sur l'information vitesse nulle, en effet, la commande ne prend en compte que le signe de la vitesse. On peut proposer une amélioration qui utiliserait une détection de vitesse nulle afin de débloquent l'état mécanique par modification des courants d'alimentation.

3.7.7. Alimentation avec des courants d'intensités différentes

La théorie propose d'augmenter le courant dans la première phase en gardant le courant I_2 limité à une valeur inférieure à la limite d'apparition des cas non convergents. Cette commande est testée expérimentalement. Le courant I_1 est réglé à 0,82 A. On relève la réponse du même système mécanique à un déséquilibre en position identique pour différentes valeurs de courant I_1 , supérieurs à 1 A.

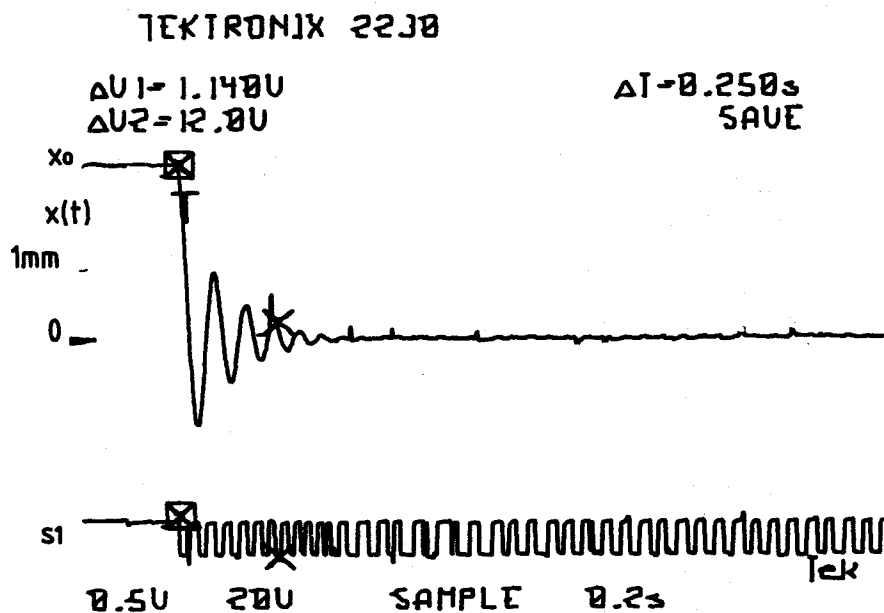


Figure (3.37) - Réponse pour la commande $I_1 = 1,5 A$ et $I_2 = 0,82 A$

L'enregistrement de la figure (3.37) montre qu'il n'existe plus de fonctionnement non convergent, la force développée par l'actionneur est toujours une force de rappel quelque soit l'état de la commande.

La figure (3.38) représente la courbe du critère d'efficacité relevé expérimentalement et la courbe de simulation corrigée par prise en compte des imperfections.

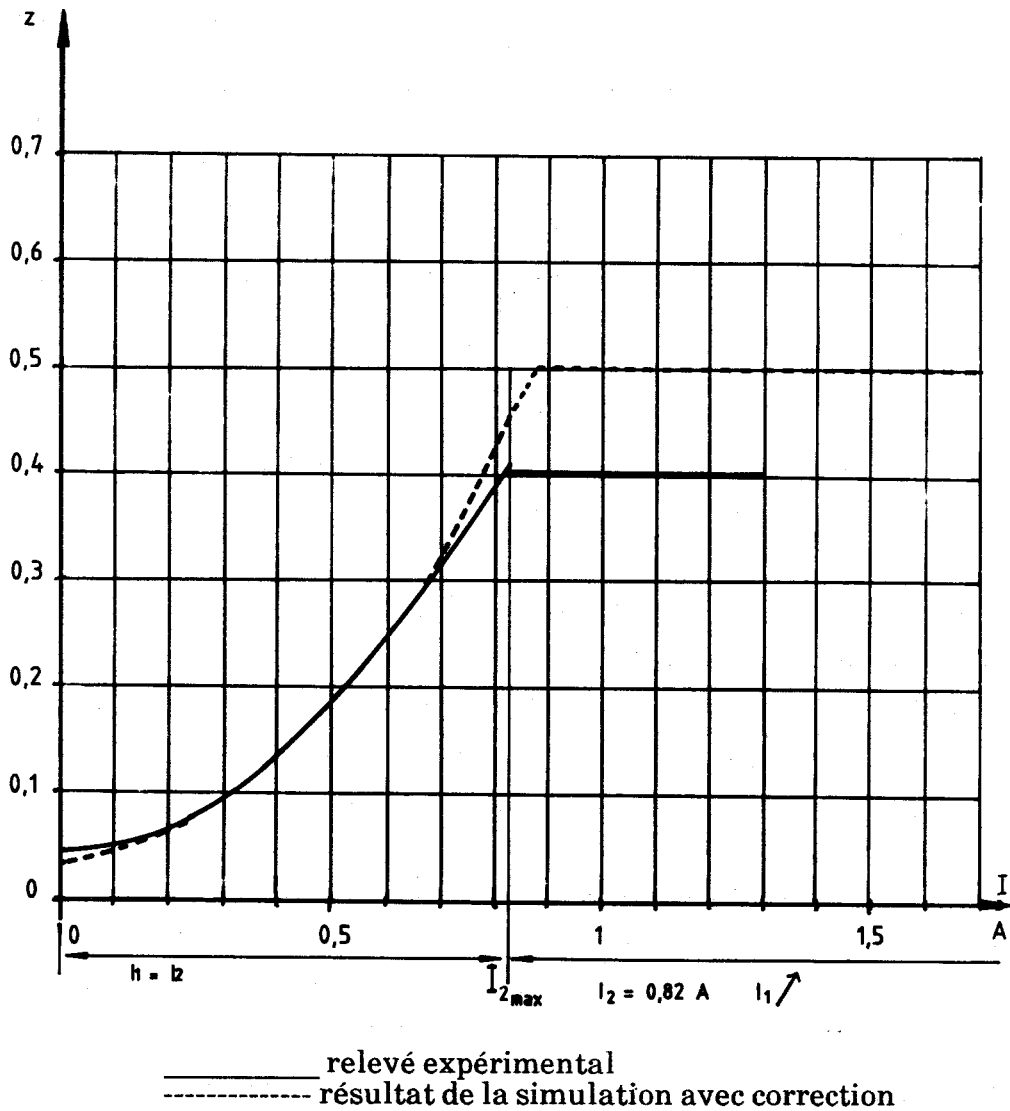


Figure (3.38) - Variation du critère d'efficacité en fonction de I_1

Pour cette commande, la simulation corrigée fait apparaître un critère d'efficacité constant au-delà de la limite $I_1 = 0,9$ A liée au ressort réel. Expérimentalement, on retrouve une valeur constante de l'efficacité mais un peu moindre (0,4 à la place de 0,5). Cette différence pourrait être expliquée par une légère modification des paramètres du système lié aux efforts importants développés par la phase 1 de l'actionneur.

3.7.8. Réponse à une excitation géométrique sinusoïdale

On relève ici la réponse du système mécanique à une excitation géométrique sinusoïdale ($u(t) = u_0 \cdot \sin wt$) à la base du ressort qui démarre au début du relevé.

Un premier essai, avec l'actionneur non commandé, montre une augmentation rapide des oscillations. Comme dans la simulation qui utilise les mêmes paramètres ($m = 7,49 \text{ kg}$, $w_0 = 42,91 \text{ rd/s}$, $u_0 = 0,3 \text{ mm}$ et $w = 40,8 \text{ rd/s}$), l'amplitude des oscillations augmente rapidement pour atteindre environ 6 mm, cf. fig. (3.39).

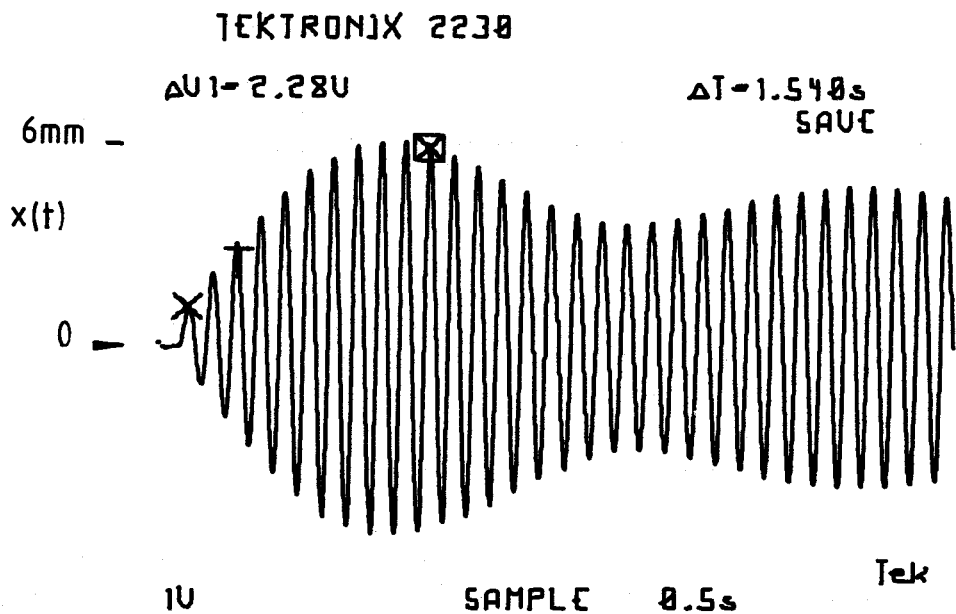


Figure (3.39) - Réponse à une excitation sinusoïdale ($I = 0$)

Le phénomène de modulation d'amplitude est un régime transitoire où les mouvements libres et forcés coexistent /13/.

Un deuxième essai, avec les mêmes paramètres et l'actionneur commandé ($I_1 = I_2 = 0,82 \text{ A}$), montre que les amplitudes des oscillations restent limitées à une valeur bien inférieure à la valeur de l'essai précédent, cf. fig.(3.40).

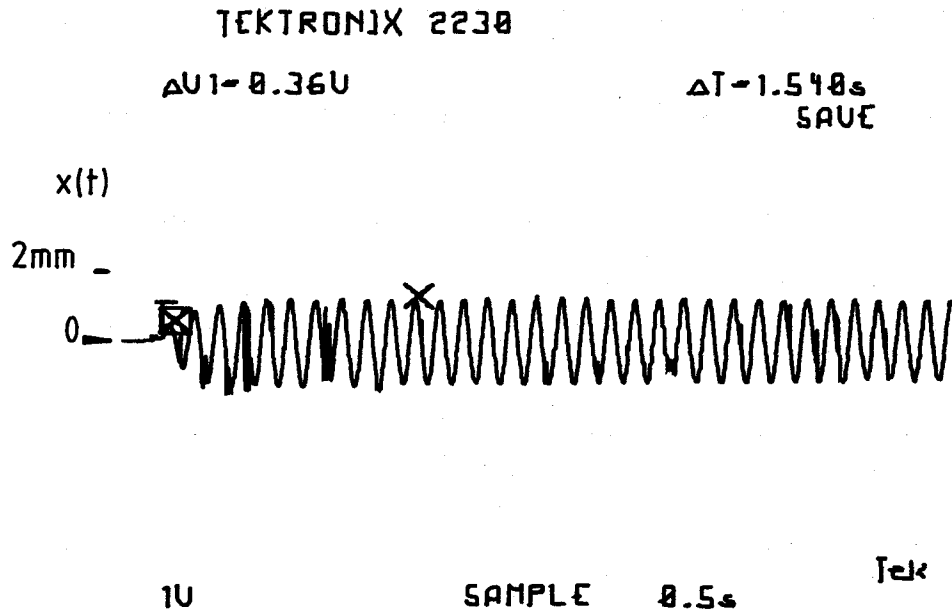


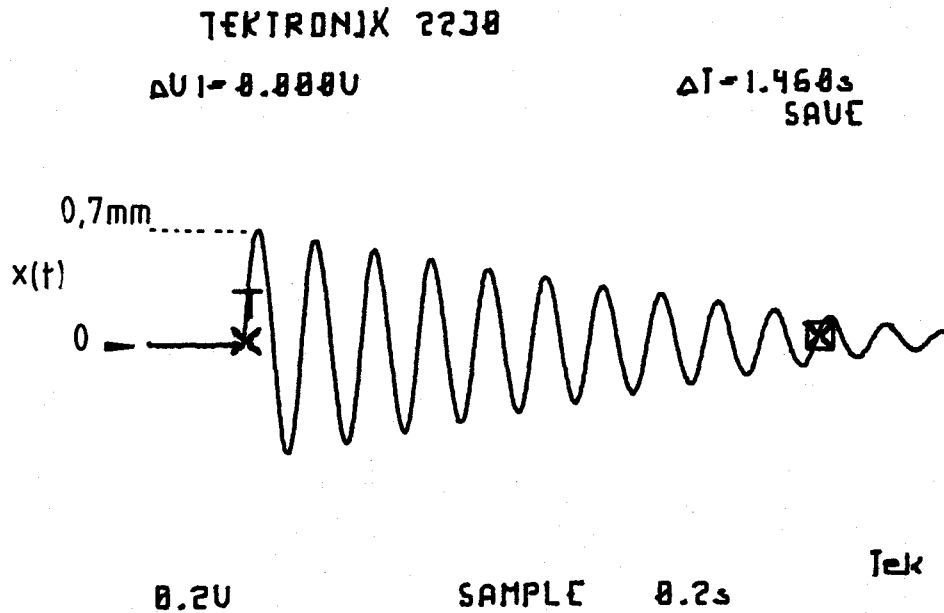
Figure (3.40) - Réponse à une excitation sinusoïdale ($I = 0,82 \text{ A}$)

L'amplitude des oscillations vaut 1 mm, le rapport de l'amplitude du mouvement par l'amplitude de l'excitation passe de 20 à 3,33 quand on alimente l'actionneur (de 20 à 2,33 pour la simulation).

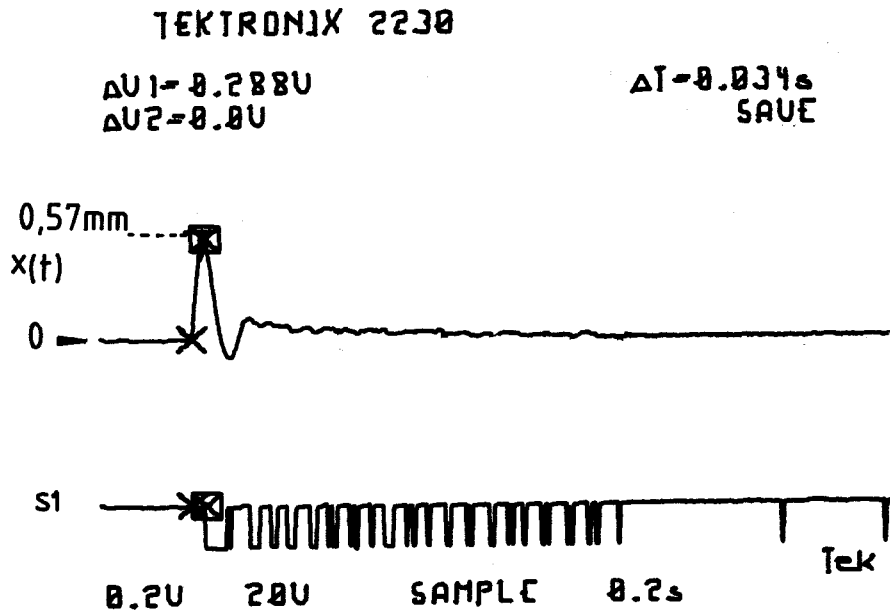
A cette différence près, comme dans la simulation, on trouve lorsque la machine est alimentée, un régime parfaitement périodique d'amplitude limitée.

3.7.9. Réponse à un choc

On enregistre le mouvement suite à un choc sur la masse mobile sans commande puis avec l'actionneur alimenté par des courants d'intensité $I_1 = I_2 = 0,82$ A, cf. (3.41, a et b).



a) actionneur non commandé



b) actionneur commande $I_1 = I_2 = 0,82$ A

Figure (3.41) - Réponse à un choc

Pour le premier essai ($I = 0$), le mouvement est un régime vibratoire libre faiblement amorti après le choc. Au deuxième essai ($I_1 = I_2 = 0,82 \text{ A}$), l'amortissement est bien plus rapide, le mouvement vibratoire dure moins de deux périodes d'oscillation.

Par rapport à la simulation (cf. § 2.3.11), l'amplitude maximale est de 0,7 mm sans commande alors qu'on prévoyait 0,63 mm et 0,57 mm avec commande, alors qu'on prévoyait 0,46 mm. Dans les deux cas, le rapport de réduction entre les valeurs est voisin de 75 % .

Pour la réponse avec l'actionneur commandé, la simulation prévoit un amortissement complet en deux oscillations, ce qui est vérifié expérimentalement (cf. § 2.3.11).

3.7.10. Conclusion sur les essais du deuxième concept

Les premiers essais montrent que le système construit réalise bien le principe d'action proposé. L'actionneur diphasé alimenté selon la commande position-vitesse exerce une force de direction opposée au mouvement, il travaille à la façon d'un amortisseur de caractéristique ajustable par la valeur des courants d'alimentation.

L'étude du mouvement suite à un déséquilibre en position vérifie la propriété d'efficacité fonction des courants d'alimentation. La zone de fonctionnement optimale correspond à une force maximale développée par l'actionneur d'intensité juste inférieure à la force de rappel liée à la rigidité du système mécanique. Ceci est un élément utile pour la construction de l'actionneur, en effet, cette intensité de force peut correspondre au fonctionnement nominal. L'étude montre aussi qu'il est inutile de travailler au delà de cette limite caractérisée par un fonctionnement instable et non convergent.

La réponse à une excitation sinusoïdale qui débute montre que l'actionneur commandé agit immédiatement et limite l'amplitude des oscillations. De plus cette action dure tout le temps de l'existence de l'excitation, c'est un fonctionnement en régime permanent.

L'actionneur commandé est capable d'absorber une énergie de vibration qui apparaît brusquement dans le système mécanique. En effet, l'étude de la réponse

à un choc montre que la machine réduit les amplitudes dès la première oscillation.

3.7.11. Orientation de l'utilisation du deuxième concept

Pour le calcul de la machine, il faut prendre en compte la rigidité du système mécanique et l'amplitude du régime vibratoire.

Le pas dentaire des dentures des deux phases doit être supérieur au double de l'amplitude des oscillations à amortir, il faut donc connaître les caractéristiques du régime vibratoire à contrôler.

La force nominale des deux phases de l'actionneur doit être légèrement inférieure à la force de rappel de la rigidité du système mécanique. Cette force peut être déterminée par un relevé expérimental du déplacement suite à une poussée statique (utilisation d'un capteur de déplacement et d'un capteur de force).

La procédure d'installation se décompose en deux étapes :

- l'armature mobile de l'actionneur et le capteur de position sont couplés mécaniquement à la partie vibrante. Le positionnement de ces deux éléments doit être ajusté le mieux possible. Pour la position d'équilibre naturel, les dents de la première phase doivent être alignées et le capteur doit délivrer une tension nulle.
- L'intensité des courants d'alimentation est réglée de façon à ce que l'actionneur délivre une force nominale inférieure à la force de rappel du système mécanique. Ceci peut être réalisé à la mise en service du système amortisseur commandé.

Pour éviter que la machine soit alimentée quand il n'y a pas de vibration, il est possible de mettre dans la commande un seuil de position réglable en deçà duquel il n'y a pas d'alimentation des bobinages. Le seuil de position correspond à une amplitude non destructive et petite devant les amplitudes à contrôler.

CONCLUSION

En réponse à un problème de vibrations à un degré de liberté en translation, nous avons proposé de contrôler le mouvement par une machine à réluctance variable susceptible de fonctionner selon deux principes d'action différents. Le but recherché est de modifier les paramètres caractéristiques du système mécanique vibrant soit en exerçant une action simple rappel, soit en agissant à la manière d'un amortisseur par échange d'énergie. Pour réaliser ces principes d'action, nous avons abouti à deux concepts d'actionneurs linéaires spéciaux possédant chacun une commande d'alimentation spécifique qui traite l'information position de la partie vibrante.

La démarche complète propose des solutions aux cahiers des charges des problèmes de vibrations, donne les éléments nécessaires à la définition et à la simulation des machines des deux concepts et indique les limites d'efficacité à attendre.

La machine à réluctance variable, élément principal de cette étude, voit son calcul détaillé. Le pas dentaire et la force nominale sont, respectivement, directement fonction de l'amplitude des vibrations et de la raideur du système mécanique vibrant. L'utilisation d'un logiciel de CAO en Electrotechnique valide la méthode de calcul analytique utilisée et permettrait d'optimiser la géométrie des machines.

Le degré de solidité du système mécanique vibrant et le type d'excitation donnent les critères de choix entre les deux concepts proposés et les éléments de commande associés.

L'optimisation de la conception de l'actionneur devrait conduire à la saturation du circuit magnétique par réduction de ses dimensions. Il peut également être envisagé de recourir à des formes axisymétriques utilisant les gorges d'un arbre comme denture circulaire. Du point de vue mécanique, le fonctionnement est le même, seule l'étude de la partie transducteur électromagnétique nécessiterait l'emploi d'un logiciel de CAO en trois dimensions traitant les phénomènes de saturation.

Par le deuxième concept, il est possible de contrôler des vibrations d'amplitude supérieure au demi-pas dentaire en exerçant une force, toujours opposée au mouvement, mais au prix d'une commande plus complexe.

Il est possible de faire exercer par l'actionneur une force d'appui constante, indépendante de la position, en fonctionnant sur le segment supérieur de la courbe de force.

On peut proposer des principes d'action portant sur plusieurs degrés de liberté. Par exemple, pour des déplacements en translation dans un plan, on pourrait obtenir l'effet de réluctance variable par des dents en forme de plots carrés.

Quand la machine à réluctance variable n'a pas à assurer son propre guidage, il peut même être envisagé d'agir également sur le troisième degré de liberté en utilisant la force d'attraction unidirectionnelle des armatures en fonction de l'épaisseur d'entrefer.

Finalement, il apparaît que la machine à réluctance variable utilisée en amortisseur peut être adaptée, par sa structure et par sa commande, à un grand nombre d'applications utilisant la notion de suspension active.

LISTE DES SYMBOLES

A	coefficient d'atténuation
A_1, A_2	constante d'intégration
B, Bs	induction magnétique
c	coefficient d'amortissement ou de frottement
c'	coefficient d'amortissement ou de frottement équivalent à l'actionneur
c_c	coefficient d'amortissement critique
d	profondeur des encoches
E	tension d'alimentation
e	coefficient correcteur
ϵ_c	énergie dissipée par l'amortisseur
ϵ_e	énergie apportée par l'excitation
ϵ_m	énergie cinétique de la masse
ϵ_r	énergie potentielle du ressort
Fc	force d'amortissement ou de frottement
Fi	effort instantané développé par l'actionneur
Fo	amplitude de la force d'excitation
Fr	force de rappel du ressort
F λ	effort développé par un pas dentaire
F $\bar{\lambda}$	valeur moyenne de F λ sur une demi-période
F $_1, F_2$	forces développées par l'actionneur diphasé
g	épaisseur de l'entrefer
H, Hs	champ magnétique
I, I $_1, I_2$	intensités des courants
i, i $_1, i_2$	courants d'alimentation
k	raideur d'un ressort
k'	raideur du ressort équivalent à l'actionneur
L	inductance
Ld	longueur des dents principales
m	masse en mouvement
N	nombre de pas dentaires
n	nombre de spires
P	perméance d'un circuit magnétique
p	signal signe de la position
R	réductance d'un circuit magnétique
r $_1, r_2$	résistances des bobinages

S, s	surfaces
s ₁	largeur des encoches
s ₁ , s ₂	signaux logiques de commande
T	période de la vibration
T ₁	durée d'une oscillation
t	temps
t _e	largeur des dents
t ₁ , t ₂ , t ₃ , t ₄	durées des états d'une oscillation
U	tension électrique
u	excitation géométrique à la base du ressort
u ₀	amplitude de u
V	signal signe de la vitesse
v	vitesse de déplacement de la pièce mobile
v ₀	vitesse initiale
W _m	énergie magnétique
W' _m	coénergie magnétique
w	pulsation de la vibration harmonique
X _M	position de l'armature mobile correspondant à la force maximale
X, X _r , X _{r0}	amplitudes de la vibration harmonique
X _{st}	déplacement du système en régime statique
x	position de la pièce mobile
x _m	amplitude de la vibration
x ₀	position initiale
z	critère d'efficacité
α, α ₁	taux d'amortissement
δ	mouvement relatif
θ	position angulaire
θ _A , θ _{A'}	potentiels magnétiques
λ	pas dentaire
Φ	flux magnétique
Ø, Ø ₁	déphasage
ψ, ψ ₁	flux totalisés d'induction magnétique
μ	perméabilité magnétique
w	pulsation de la vibration harmonique
w ₀	pulsation propre
w ₁	pulsation propre du système global
w _r	pulsation de résonance
z	critère d'efficacité

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. M. JUFER
"Transducteur électromagnétique"
Volume IX, Ed. Georgi
2. A. MAILFERT
"Machines à réluctance variable"
Techniques de l'Ingénieur - Machines électriques D3
3. G. FOURNET
"Electromagnétisme"
Ed. Masson
4. H. SCHOORENS
"Contribution à l'étude analytique des machines à réluctance variable, notamment de celles à configuration axisymétrique - Application aux actionneurs linéaires"
Thèse d'Etat : Lille, octobre 1982
5. H. SCHOORENS, Y. GUEGAN, P. FAVIER
"New developments of reluctance linear actuator with magnetic casing"
ICEM 84, Lausanne
6. P. FAVIER
"Etude des systèmes de denture droite des actionneurs linéaires"
Diplôme d'Etudes Approfondies, électronique : Lille, juillet 1983
7. C. CHALESLE, J-M. KAUFFMANN, F-M. SARGOS
"An experimental study of the optimal slotting design in reluctance motors"
I.C.E.M.
8. J-P. DEN HARTOG
"Vibrations mécaniques"
Ed. Dunod

- 9 Etablissement Robert MASSELIN
 "Technique du ressort"
- 10 J. MORLON
 "Isolation antivibratoire et antichoc"
 Techniques de l'Ingénieur - B 59
- 11 M. LALANNE, P. BERTHIER, J. DERHAGOPIAN
 "Mécanique des vibrations linéaires"
 Ed. Masson
- 12 J. BATICLE
 "Vibrations - Applications aux structures"
 Techniques de l'Ingénieur - R 3140 - R 3142 - R 3142
- 13 P. THUREAU, D. LECLER
 "Vibrations, régimes linéaires"
 Ed. Dunod
- 14 R. MAZET
 "Mécanique vibratoire"
 Ed. Béranger Dunod
- 15 P. FAVIER and Pr. H. SCHOORENS
 "Design of a vibration absorber by means of a single or double effect reluctance actuator"
 B.I.C.E.M. Beijing (CHINA)
- 16 TUTSIM * V 1983 *
 "Neeram Automatisering"
 Ed. Enschede, Netherlands
- 17 P. FAVIER and Pr. H. SCHOORENS
 "Schock absorber using a reluctance linear actuator"
 I.C.E.M. 86 - München
- 18 P. FAVIER and Pr. H. SCHOORENS
 "Simulation of a double effect reluctance actuator acting as a shock absorber"
 I.C.E.M. 88 - Pise

- 19 A. ANGOT
"Complément de mathématiques à l'usage des ingénieurs de l'électrotechnique et des télécommunications"
Ed. Masson & Cie
- 20 Société SCHNEE BERGER
"Guidages linéaires"
- 21 J-L. COULOMB, J-C. SABONNADIÈRE
"C.A.O. en Electrotechnique"
ED. Hermès
- 22 Société CEDRAT
"Flux 2D - Mode d'emploi"
- 23 G. ASCH et collaborateur
"Les capteurs en Instrumentation industrielle"
Ed. Dunod
- 24 Compte-rendu des quatrièmes journées d'études sur les moteurs pas à pas :
"Positionnement incrémental par entraînement électrique"
Juin 1986 - E.P.F. - Lausanne
- 25 INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE
"Les moteurs pas à pas"
23 au 27 novembre 1981
- 26 H. SCHREIBER
"Transistors MOS de puissance"
Editions Techniques et Scientifiques Françaises
- 27 THOMSON C.S.F.
"Manuel d'application - Transistor à effet de champ"
- 28 THOMSON C.S.F.
"Les transistors de puissance en régime de commutation"
- 29 J-M. PETER
"Comment choisir une transil"
Laboratoire d'Application, deuxième édition

30 M. ALOISI (MOTOROLA, Toulouse)

"Le transistor MOS"

Journées électrotechniques 87 - Club EEA - IDN de Villeneuve d'Ascq

31 C. GOELDEL

"Les moteurs pas à pas, modèles - alimentation - commande"

Journées électrotechniques 87 - Club EEA - ENS de Cachan

TABLE DES MATIERES

AVANT PROPOS	2
INTRODUCTION	4
I. MACHINE A RELUCTANCE VARIABLE ET VIBRATIONS	8
I.1. Actionneurs à réductance variable	9
I.1.1. Principes des machines à réductance variable	9
I.1.2. Théorie des machines à réductance variable	10
I.1.3. Actionneurs à entrefer denté	16
I.2. Cinématique des vibrations	22
1.2.1. Définitions	22
1.2.2. Applications aux structures mécaniques	23
II. CONCEPTS DE MACHINE	39
2.1. Introduction	39
2.2. Premier concept de machine	42
2.2.1. Principe d'action	42
2.2.2. Utilisation d'une machine à réductance variable monophasée	42
2.2.3. Modèle mathématique du système global	43
2.2.4. Etude de mouvement	45
2.2.5. Lois de commande du courant d'alimentation	49
2.2.6. Conclusion sur l'usage de la machine (1er concept)	56
2.3. Deuxième concept de machine	58
2.3.1. Principe d'action	58
2.3.2. L'actionneur à réductance variable diphasé	58
2.3.4. Commande de l'actionneur diphasé	61
2.3.5. Modèle mathématique du système global	63
2.3.6. Simulation de la réponse du système commandé	64

2.3.7. Etude théorique du mouvement	71
2.3.8. Etude de l'efficacité	77
2.3.9. Cas de non retour à l'équilibre naturel	82
2.3.10 Réponse à une excitation continue sinusoïdale	93
2.3.11. Simulation de la réponse à un choc	95
2.3.12. Conclusion sur l'usage de la machine (2ème concept)	97
II. ETUDE EXPERIMENTALE	99
3.1. Introduction	100
3.2. Procédure expérimentale	100
3.2.1. Procédure retenue	100
3.2.2. Les étapes de l'expérimentation	101
3.3. Présentation du banc d'essai	101
3.3.1. La machine à réluctance variable	102
3.3.2. Le système mécanique vibrant	114
3.3.3. Les excitations du système mécanique	116
3.3.4. Le capteur de position	118
3.3.5. L'électronique de commande	118
3.3.6. L'instrumentation	124
3.4. Relevés directs des caractéristiques de la machine	125
3.5. Essais en vibration du système mécanique à éléments discrets	128
3.6. Essais de la machine du premier concept	131
3.6.1. Mise en évidence de l'effet de ressort équivalent	131
3.6.2. Essai de la loi de commande proportionnelle	132
3.6.3. Essai de la loi de commande en tout ou rien avec seuil	136
3.6.4. Conclusion sur les essais du premier concept	138
3.7. Essais de la machine du deuxième concept	139
3.7.1. Introduction	139
3.7.2. Les caractéristiques du système mécanique	139
3.7.3. Etude de la commande position-vitesse	139
3.7.4. Relevé du mouvement pendant une oscillation	142

3.7.5. Etude de l'efficacité pour des courants de commande égaux	143
3.7.6. Mise en évidence des cas non-convergens	143
3.7.7. Alimentation avec des courants d'intensités différentes ..	151
3.7.8. Réponse à une excitation géométrique sinusoidale	153
3.7.9. Réponse à un choc	155
3.7.10 Conclusion sur les essais du deuxième concept	156
3.7.11. Orientation de l'utilisation du deuxième concept	157
CONCLUSION	158
LISTE DES SYMBOLES	161
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	163
TABLE DES MATIERES	167
ANNEXES	174
1. Photographies du banc d'essai	175
2. Le capteur de position	178
3. Le module interrupteur autoprotégé	180
4. Constitution des différentes lois de commande	183

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

1.1. Mode d'action des machines à réluctance variable	9
1.2. Surfaces limitant un tube de champ	12
1.3. Représentation schématique d'un circuit magnétique	13
1.4. Entrefer d'une machine à réluctance variable	16
1.5. Perméance par pas dentaire à i constant	18
1.6. Force par pas dentaire à i constant	18
1.7. Courbe force-déplacement	19
1.8. Représentation graphique d'un mouvement vibratoire	22
1.9. Système type à un seul degré de liberté	23
1.10. Système mécanique vibrant	23
1.11. Mouvement pseudo-périodique amorti	27
1.12. Mouvement aperiodique critique	28
1.13. Mouvement aperiodique	29
1.14. Amplitude et phase en fonction de la pulsation d'excitation	31
1.15. Excitation à la masse	34
1.16. Excitation géométrique à la base du ressort	35
1.17. Accélération à la masse	36
1.18. Système non amorti à deux degrés de liberté	37

Chapitre II

2.1. Courbe de force autour de la position dents alignées	43
2.2. Modèle du système global avec excitation géométrique à la base du ressort	44
2.3. Pulsation et amplitude de résonance en fonction du courant	48
2.4. Schéma bloc du système global bouclé selon une loi de commande du courant proportionnel au déplacement	58
2.5. Mouvement et force résultats de la simulation	52
2.6. Les fonctions de la commande avec seuil	54
2.7. Début de la simulation du mouvement	55
2.8. Simulation du mouvement	55
2.9. Coupe longitudinale de l'actionneur diphasé	59
2.10. Forces développées par les deux phases de l'actionneur	60

2.11. Décomposition du mouvement en quatre états	62
2.12. Modélisation de la courbe force-déplacement d'une phase de l'actionneur	65
2.13. Modèle de l'actionneur diphasé commandé selon le couple position-vitesse	65
2.14. Schéma bloc du système mécanique	66
2.15. Régime libre du système mécanique	67
2.16. Réponse à un même déséquilibre avec l'actionneur commandé ...	68
2.17. Mouvement amorti	69
2.18. Simulation de la réponse en régime libre	78
2.19. Simulation de la réponse $I = 0,29 \text{ A}$ $F_m = 1,25 \text{ N}$..	78
2.20. " " $I = 0,408 \text{ A}$ $F_m = 2,5 \text{ N}$	79
2.21. " " $I = 0,577 \text{ A}$ $F_m = 5 \text{ N}$	79
2.22. " " $I = 0,81 \text{ A}$ $F_m = 10 \text{ N}$	80
2.23. " " $I = 0,91 \text{ A}$ $F_m = 12,5 \text{ N}$..	80
2.24. Critère d'efficacité en fonction du courant d'alimentation	81
2.25. Force $F_r(x)$ et $F_i(x)$ et résultante	83
2.26. Diagramme de succession des états	84
2.27. Limite d'apparition des cas non-convergeants	85
2.28. Simulation du cas limite	86
2.29. Mouvement non-convergent $I = 1 \text{ A}$ $F_m = 15 \text{ N}$	87
2.30 " " $I = 1,15 \text{ A}$ $F_m = 20 \text{ N}$	87
2.31. " " $I = 1,63 \text{ A}$ $F_m = 40 \text{ N}$	88
2.32. Simulation du début de la non-convergence	89
2.33. Modèle de l'actionneur commandé	90
2.34. Réponse avec des courants différents	91
2.35. Critère d'efficacité en fonction des courants d'alimentation	92
2.36. Réponse à une excitation sinusoïdale	93
2.37. Réponse avec l'actionneur commandé	94
2.38. Simulation de la réponse du système mécanique à un choc	96
2.39. Simulation de la réponse avec l'actionneur commandé	96

Chapitre III

3.1. Schéma du banc d'essai	101
3.2. Coupe transversale d'une demi-machine	103
3.3. Schéma des f.m.m. et des réluctances	103
3.4. Plan de l'actionneur diphasé	107
3.5. Plan de la denture latérale	107

3.6. Géométrie testée par "flux 2D"	110
3.7. Maillage de tout l'espace plan	111
3.8. Maillage de la denture	111
3.9. Tracé des lignes de champ en position dents en quinconce	112
3.10. Composantes F_x et F_y de la force en fonction du déplacement ...	113
3.11. Plan de l'excitation géométrique sinusoïdale	117
3.12. Synoptique de fonctionnement d'un module interrupteur	119
3.13. L'alimentation de l'actionneur du premier concept	120
3.14. Réalisation de la commande proportionnelle	120
3.15. Synoptique de la commande en tout ou rien avec seuil	121
3.16. Le synoptique de la commande du deuxième concept	122
3.17. Alimentation en demi-pont d'une phase	123
3.18. Séquence d'alimentation d'une phase	124
3.19. Relevé de l'induction moyenne dans le noyau principal	125
3.20. Effort développé en fonction du courant d'alimentation	126
3.21. Courbes force-déplacement pour les deux phases	127
3.22. Relevé du mouvement en régime libre	129
3.23. Variation de l'amplitude des oscillations en fonction de w	130
3.24. Variation de w_r/w_o et X_r/X_{ro} en fonction du courant I	132
3.25. Enregistrement du mouvement et du courant à la mise en mouvement	133
3.26. Mouvement au début du régime forcé	134
3.27. Réponse à une excitation non continue	135
3.28. Réponse à une excitation qui démarre	136
3.29. Enregistrement des signaux de la commande (p, v)	140
3.30. Signal de commande et courant (a) phase 1, (b) phase 2	141
3.31. Enregistrement du mouvement pendant une oscillation	142
3.32. Réponse du système global pour différentes valeurs des courants d'alimentation (I_1, I_2)	145
3.33. Variation du critère d'efficacité z en fonction de I	146
3.34. Temps de montée t_m et de descente t_d du courant	147
3.35. Variation du critère d'efficacité en fonction de I	148
3.36. Enregistrement de mouvements non-convergeants vers $x = 0$...	150
3.37. Réponse pour la commande $I_1 = 1,5$ A et $I_2 = 0,82$ A	151
3.38. Variation du critère d'efficacité en fonction de I_1	152
3.39. Réponse à une excitation sinusoïdale ($I = 0$)	153
3.40. Réponse à une excitation sinusoïdale ($I = 0,82$ A)	154
3.41 Réponse à un choc	155

LISTE DES PHOTOGRAPHIES

3.1. Les éléments du système mécanique	115
3.2. Les différents éléments utilisés	115

A N N E X E

A1.1. Vue d'ensemble du banc d'essai	175
A1.2. Vue générale de l'actionneur diphasé	175
A1.3. Vue de dessus des dentures de l'armature fixé	176
A1.4. Vue de dessous de l'armature mobile déposée	176
A1.5. Vue du système de guidage par glissières à billes	177
A1.6. Vue de l'excitation géométrique sinusoïdale	177
A2.1. Le capteur inductif, son noyau, le conditionneur afficheur	179
A4.1. L'alimentation des deux phases par deux demi-ponts	186

Liste des tableaux

II.1. Les différents modes de fonctionnement	41
II.2. Logique de commande position-vitesse	63
II.3. Décomposition d'une oscillation	70

Remarques

Les formules d'un chapitre sont numérotées continûment à partir de 1 ; les formules référencées appartenant à un autre chapitre sont précédées du numéro de chapitre en chiffre romain (exemple II.11), celles appartenant au même chapitre n'ont pas de préfixe.

Les tableaux sont numérotés suivant le même principe en chiffre romain.

Le repère d'une figure comporte le numéro de chapitre et le numéro de figure dans le chapitre.

A N N E X E S

- ANNEXE 1 - Photographies diverses**
- ANNEXE 2 Le capteur de position**
- ANNEXE 3 Le module interrupteur autoprotégé**
- ANNEXE 4 Constitution des différentes lois de commandes**

ANNEXE 1

Les photographies du banc d'essai

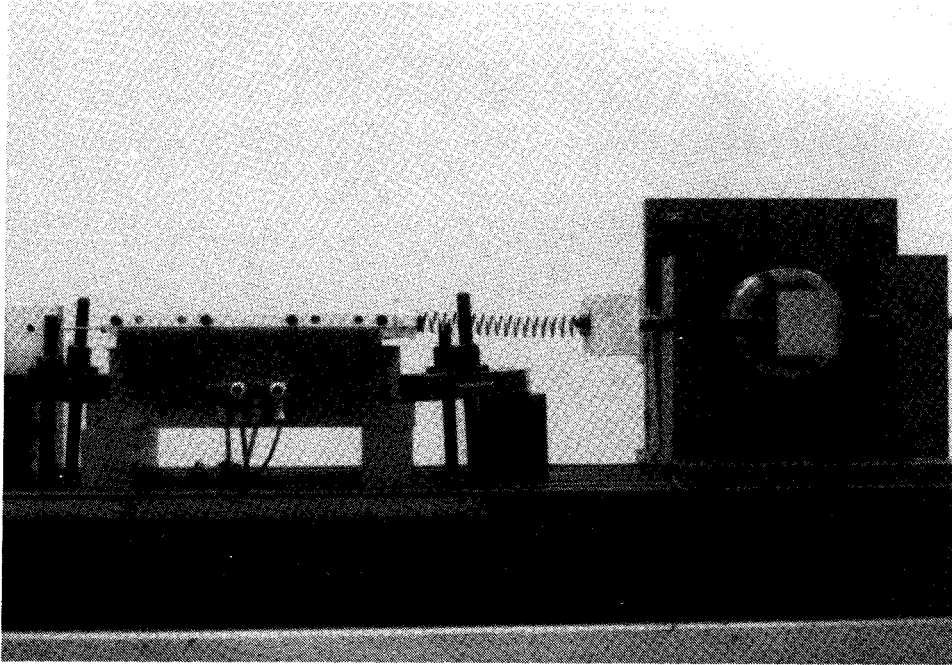


Photo A1.1. - Vue d'ensemble du banc d'essai

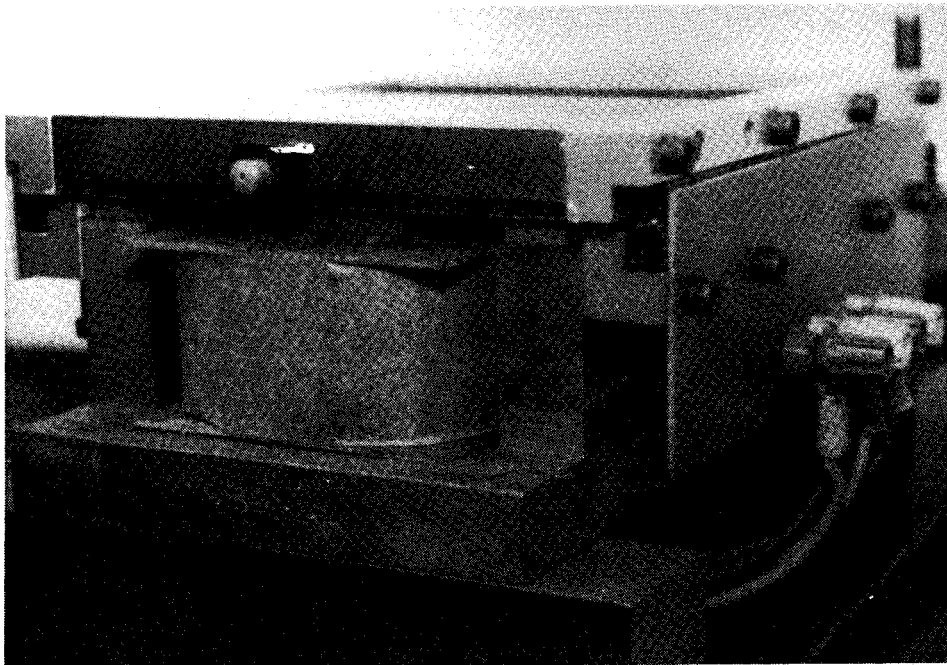


Photo A1.2. Vue générale de l'actionneur diphasé



Photo. A1.3. - Vue de dessus des dentures de l'armature fixe

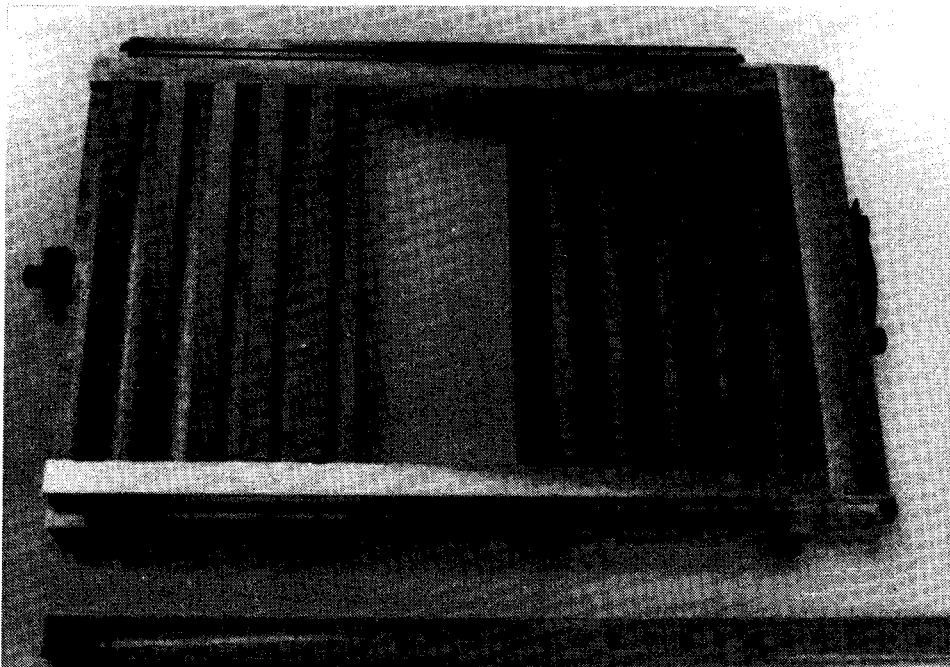


Photo A1.4. Vue de dessous de l'armature mobile déposée

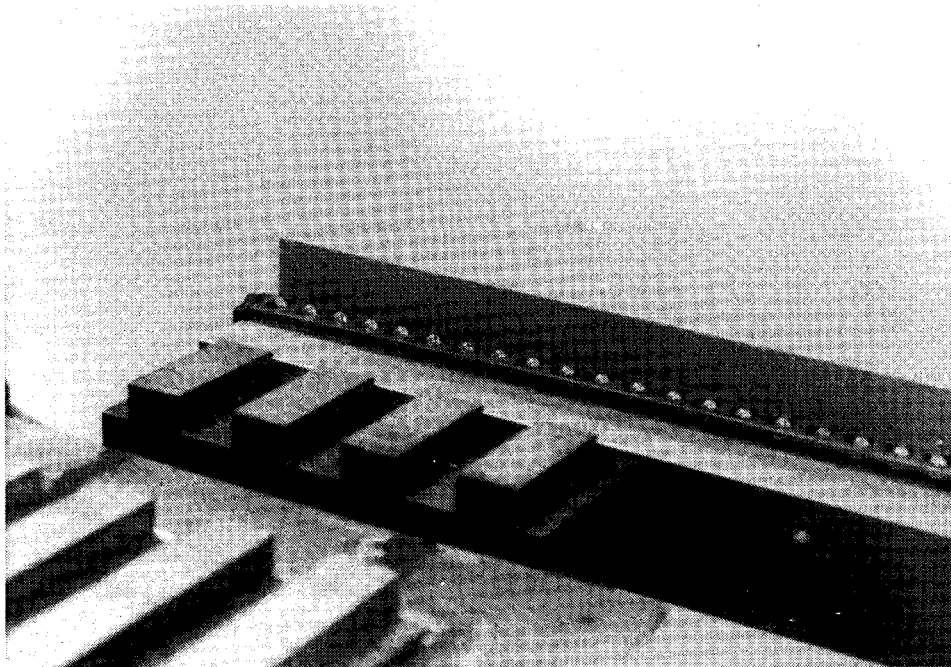


Photo A1.5. Vue du système de guidage par glissières à billes

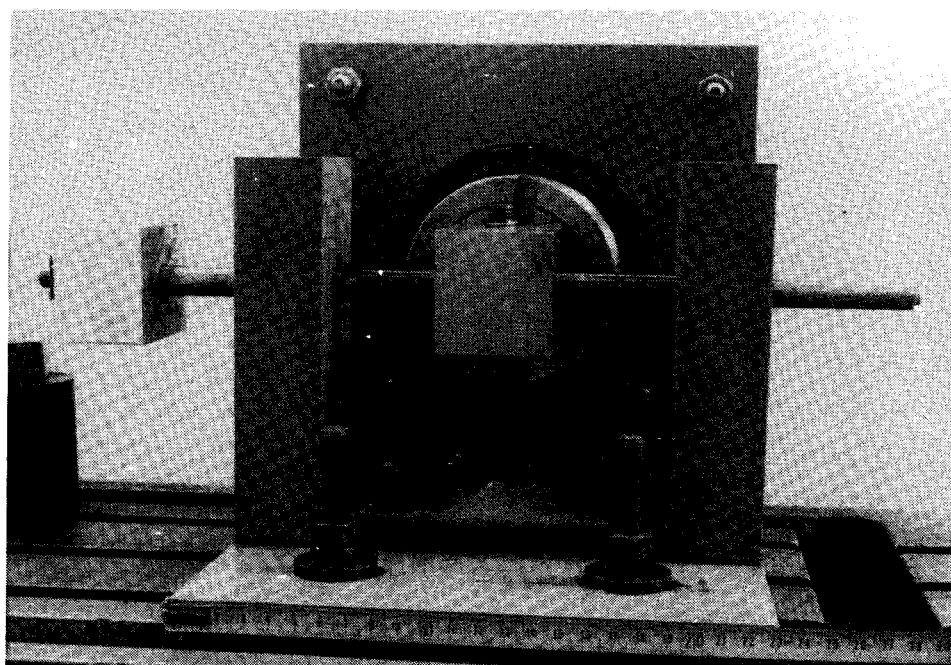


Photo A1.6. - Vue de l'excitation géométrique sinusoidale

ANNEXE 2

Le capteur de position

I. Le principe

Le capteur utilisé est basé sur le principe du transformateur différentiel (voir figure A2.1.).

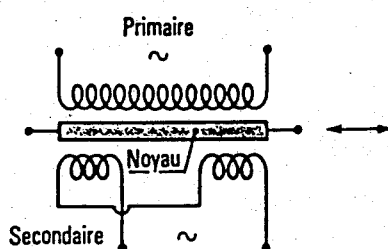


Figure A2.1. - Principe du transformateur différentiel

Le transformateur différentiel est constitué d'un enroulement primaire et de deux enroulements secondaires placés symétriquement par rapport au primaire et reliés en opposition. Lorsqu'un courant alternatif parcourt l'enroulement primaire, le déplacement du noyau ferromagnétique dans l'axe médian des bobines modifie le couplage entre les enroulements primaire et secondaires. La tension résultante aux bornes des enroulements secondaires est fonction de la position du noyau par rapport aux enroulements.

Le blindage des enroulements rend le capteur insensible à l'action des champs extérieurs et des masses métalliques avoisinantes.

L'électronique associée à ce capteur réalise deux fonctions distinctes :

- Alimenter le circuit primaire en courant alternatif
- Traiter le signal issu des enroulements secondaires afin d'obtenir un signal analogique en tension représentatif de la position du noyau.

II. Le matériel utilisé

Le capteur construit par la société SCHAEVITZ est du type LVDT M12F10 associé à un conditionneur de type 6100 (voir photographie A2.1.).

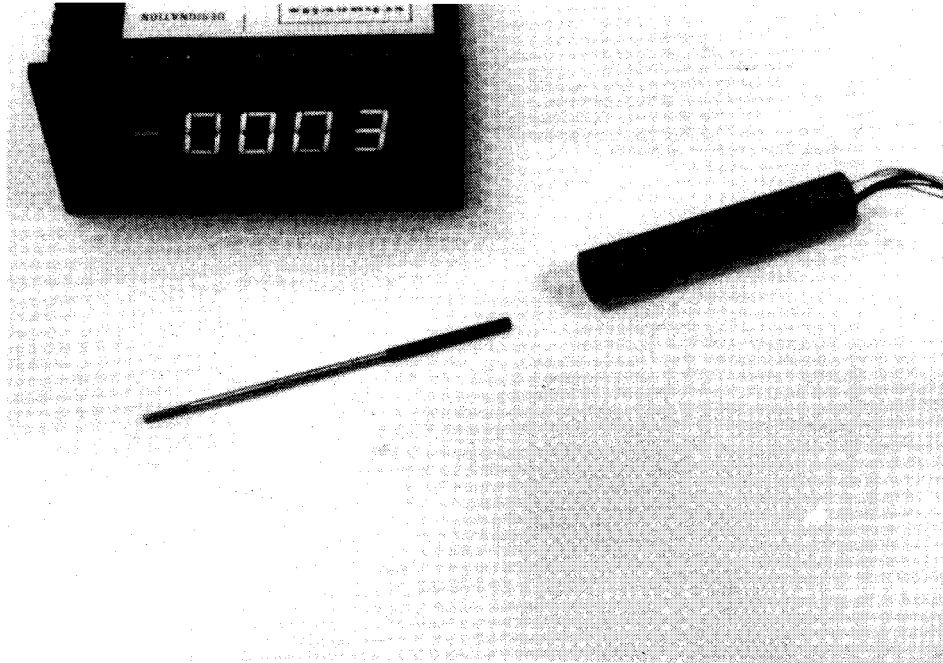


Photo A2.1. - Le capteur inductif, son noyau, le conditionneur afficheur

Les caractéristiques de l'ensemble sont :

- étendue de mesure	$\pm 10 \text{ mm}$
- sensibilité	39 mV/V/mm
- coefficient de température	$- 55 \text{ ppm}/^\circ\text{C}$
- linéarité	$\leq 0,25 \% \text{ (trié)}$
- fréquence porteuse	3500 Hz
- bande passante	400 Hz
- affichage numérique	$\pm 19999 \text{ points}$
- sortie analogique	$0,5 \text{ V/mm}$

Les transistors MOS de puissance sont protégés contre sur les surtensions par des diodes transil branchées en inverse entre drain et source. La transil est une diode à avalanche spécialement conçue pour écrêter des surtensions et dissiper des fortes énergies en régime transitoire [29]. Les diodes transils choisies ont une tension inverse d'avalanche de 200V qui est bien inférieure à la tension de claquage des transistors utilisés (transil P6KE 200 de Thomson).

Un shunt résistif, repéré s, mesure le courant instantané en I_r qui circule dans l'interrupteur. Si ce courant dépasse la consigne I_c , la logique de commande impose un état bloqué du transistor. Cette fonction est réalisée par le comparateur de tension LM 311.

La logique de commande prend en compte trois signaux :

- le blocage manuel prioritaire est commandé par un interrupteur mécanique qui peut bloquer directement le transistor en imposant un potentiel faible sur la grille.

- le signal de commande électrique marche-arrêt qui transite par un photo-coupleur CNX 35. L'isolation galvanique obtenue facilite l'utilisation du module interrupteur.

- la sortie du comparateur. Suivant la valeur du courant par rapport à la valeur de consigne réglée, ce signal commande l'état bloqué ou passant du transistor.

Le tableau A3.1. représente tous les cas possibles de cette commande :

Blocage manuel	Commande électrique	$I_r > I_c$	Etat du transistor
1	X	X	bloqué
0	0	X	bloqué
0	1	0	bloqué
0	1	1	passant

0 = état non actif, proposition fausse
 1 = état actif, proposition vraie
 X = indifférent

Tableau A3.1. - Logique de commande d'un interrupteur autoprotégé

Chaque module nécessite une alimentation symétrique (+ 15V, - 15V) isolée des autres organes électriques. Elle alimente les circuits électroniques du module. La tension du réseau 220 v est abaissée, redressée, filtrée et régulée.

ANNEXE 4

Constitution des différentes lois de commande

I. Schéma électrique de la commande en tout ou rien avec seuil

A partir du signal de position, le montage de commande doit générer sur la commande du module interrupteur des impulsions de durée constante en cas de dépassement du seuil de position réglé.

Le schéma électrique est donné par la figure A4.1..

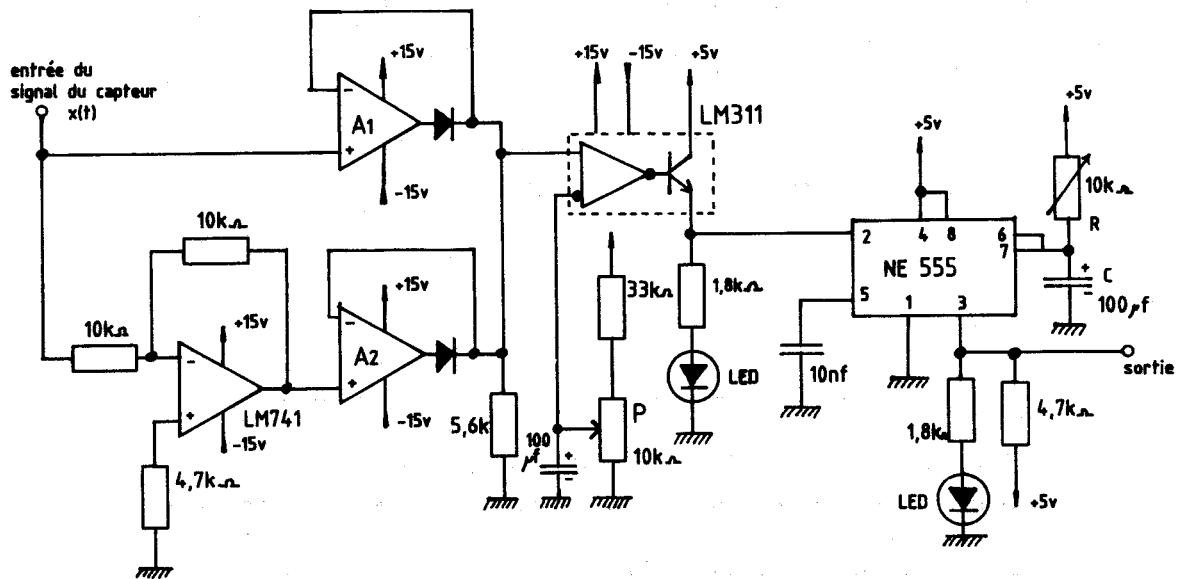


Figure A4.1. - Schéma électrique de la commande

Deux redresseurs parfaits (A_1 et A_2) donnent la valeur absolue de la position x . Le comparateur de tension (LM 311) génère un signal logique suivant la valeur du déplacement absolu par rapport au seuil de position réglé par un potentiomètre P monté en diviseur de tension.

Dans le cas du dépassement du seuil, la sortie du comparateur change d'état, ceci correspond au front actif de déclenchement du monostable. Ce dernier est réalisé par le circuit intégré temporisateur NE 555, l'association de la résistance R et du condensateur C permet de fixer la durée de l'impulsion à 0,46s. La sortie est connectée directement à l'entrée de commande électrique du module interrupteur, on bénéficie ainsi de l'isolation galvanique du photocoupleur.

II. Les schémas électriques de commande du deuxième concept

Pour générer le signal p qui représente le signe de la vitesse, le signal $x(t)$ du capteur (0,5 V/mm) est comparé à une tension nulle par un montage à amplificateur opérationnel. Le signe v de la vitesse est obtenu par dérivation du signal $x(t)$ à l'aide d'une cellule RC en série, puis par comparaison à une tension nulle. (voir figure A4.2.).

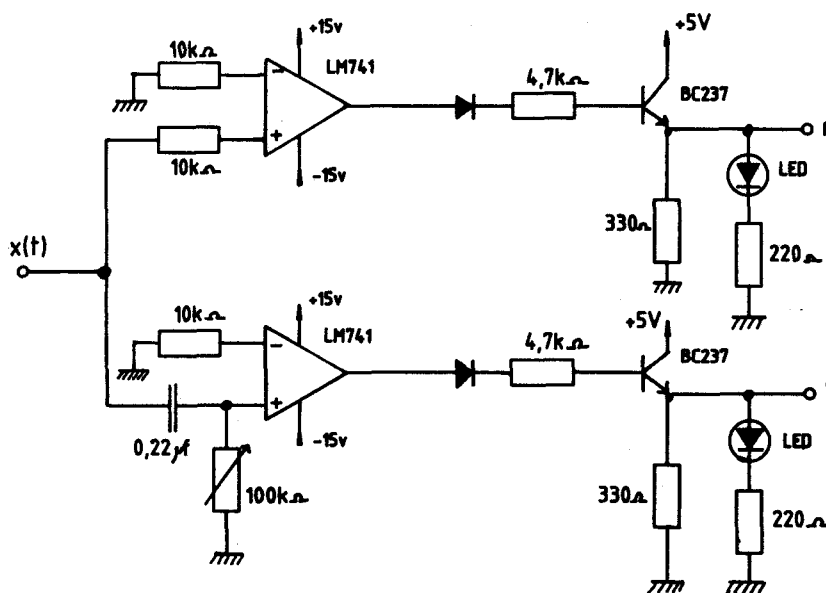


Figure A4.2. - Le montage interface analogique / logique

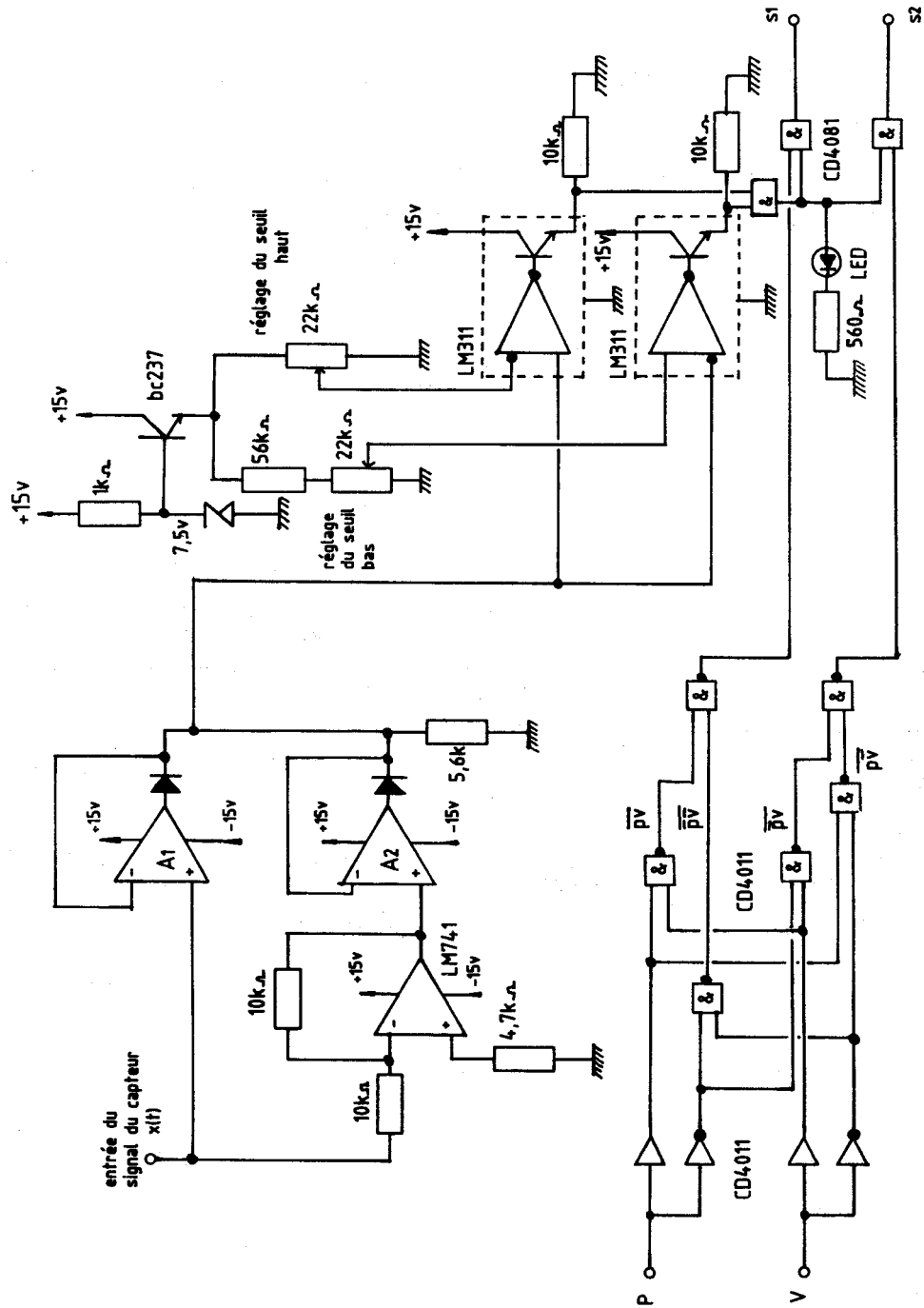


Figure A4.3. - Schéma électrique de la logique de commande

Les signaux p et v sont des signaux logiques (niveau bas $0V$ = signe négatif, niveau haut $5V$ = signe positif). A partir de ces signaux, un montage à opérateurs logiques génère les signaux de commande $s1$ et $s2$ des courants $i1$ et $i2$ dans les bobines. A partir d'un seuil haut de position (8 mm), il coupe l'alimentation des bobines. Un seuil bas peut être aussi utilisé pour alimenter l'actionneur uniquement à partir d'un seuil d'amplitude d'oscillation destructif. Voir figure A4.3.

Ce montage modulaire utilise des amplificateurs opérationnels LM 741, des comparateurs de tension LM 311 et des circuits intégrés logiques en technologie CMOS : CD 4011 et CD 4081. Il nécessite une alimentation continue symétrique (+ 15 v, - 15 v).

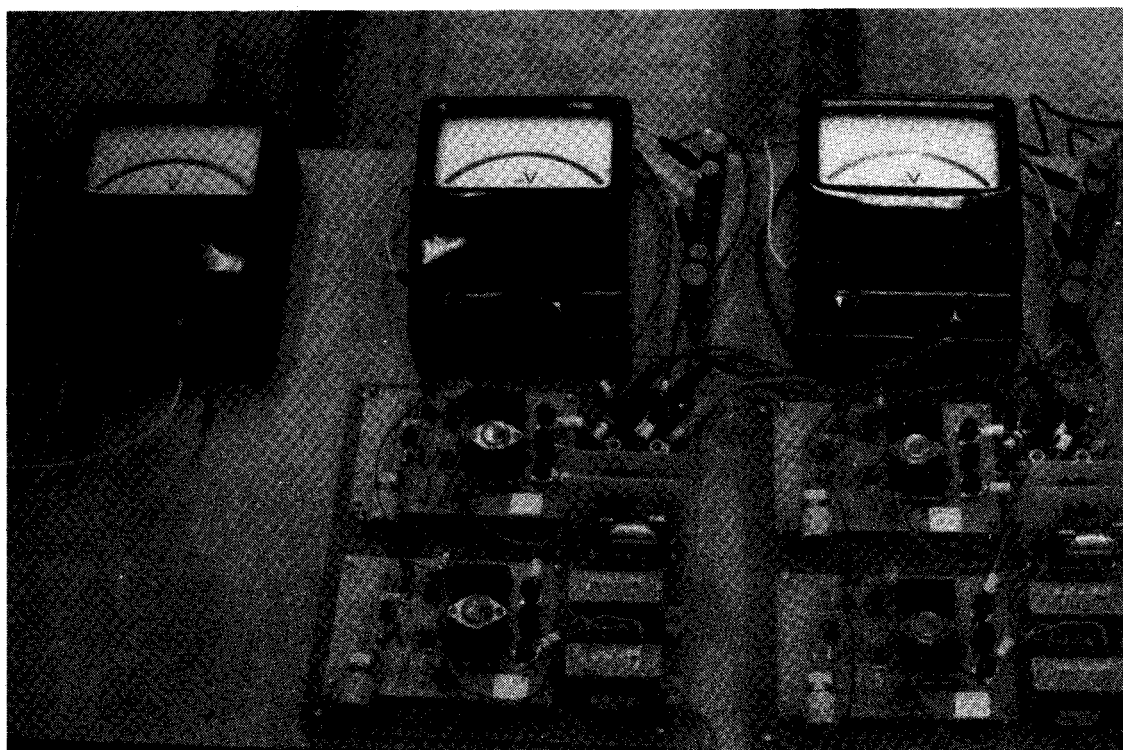
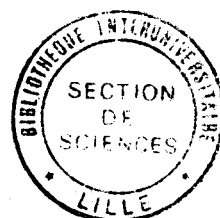


Photo A4.1. - L'alimentation des deux phases par deux demi-ponts.



RESUME

Les MACHINES A RELUCTANCE VARIABLE permettent de réaliser des ACTIONNEURS linéaires capables d'exercer des efforts importants, fonction de la position relative des armatures. Cette propriété est utilisée pour contrôler les VIBRATIONS d'un OSCILLATEUR HARMONIQUE mécanique en translation.

Un actionneur monophasé développe une force proportionnelle au déplacement autour de la position des dents alignées. Il est donc équivalent à un RESSORT de raideur commandable par la valeur du courant d'alimentation. Il peut servir à éviter les régimes destructifs de résonance vibratoire en changeant la raideur globale du système mécanique auquel il est couplé.

Un actionneur diphasé dont les bobines sont alimentées selon les signes de la position et de la vitesse, peut développer une force toujours opposée au mouvement. Il est équivalent à un AMORTISSEUR de caractéristique commandable par la valeur des courants d'alimentation.

Deux concepts de machines sont proposés avec des commandes spécifiques. L'étude théorique des performances est faite par simulation à partir de modèles simplifiés, un critère d'efficacité est défini. Ce système est soumis à plusieurs types d'excitation.

La vérification expérimentale a nécessité le calcul et la réalisation d'une machine dont la géométrie a été testée par un logiciel de CAO en électrotechnique. Les résultats expérimentaux valident la démarche et les modèles utilisés et confirment les limites d'efficacité prévues.

MOTS CLEFS

MACHINES A RELUCTANCE VARIABLE
ACTIONNEURS
VIBRATIONS
OSCILLATEUR HARMONIQUE

RESSORT
AMORTISSEUR
C.A.O. EN ELECTROTECHNIQUE