

50376  
1993  
137

50376  
1993  
137

N° d'ordre : 796

présentée à

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE

Pour obtenir le grade de

**DOCTEUR ès Sciences Physiques**

par

**Daniel PINCHON**

MODELISATION D'ACTIONNEURS A MOTEUR PAS A PAS  
PREDETERMINATION DES SEQUENCES OPTIMALES DE POSITIONNEMENT



Soutenu le 28 janvier 1993 devant la commission d'examen :

MM.

P. VIDAL	Président
G. GOELDEL	Rapporteur
G. MANESSE	Rapporteur
L. POVY	Rapporteur
M. ABIGNOLI	Examineur
D. MAUGER	Examineur
S. TARASIEWICZ	Examineur

*Le travail décrit dans ce mémoire a été effectué au Centre d'Automatique de l'Université des Sciences et Technologies de Lille.*

*Nous exprimons toute notre gratitude à Monsieur le Professeur Pierre VIDAL pour l'accueil qu'il nous a réservé au sein de son laboratoire et nous le remercions d'avoir accepté la présidence de notre jury de thèse.*

*Monsieur le Professeur Lucien POVY a dirigé ce travail. Nous tenons à l'assurer de notre reconnaissance pour l'aide qu'il nous a apportée dans sa réalisation et pour les conseils qu'il nous a souvent donnés.*

*Tous nos remerciements vont à Messieurs les Professeurs Clément GOELDEL et Georges MANESSE pour l'attention qu'ils ont bien voulu porter à nos recherches et pour avoir accepté de les juger.*

*Nous voulons exprimer notre profonde gratitude à Messieurs les Professeurs Michel ABIGNOLI et Stanislas TARASIEWICZ pour l'intérêt qu'ils manifestent pour ce travail en participant au jury de thèse. Nous sommes particulièrement touché de la présence de Monsieur Dominique MAUGER, Directeur technique de la société SOCITEC, présence qui confirme une collaboration qui s'est affirmée au fur et à mesure des années.*

*Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont participé à la réalisation matérielle de ce mémoire, en particulier Pascal BRUNIAUX et Jean-Paul BRIENNE, et tout spécialement Elsa et Christophe, maîtres d'œuvre de la frappe et de la présentation du texte.*

*Mes parents,*

*toute ma famille*

*en particulier : ma femme Jacqueline*

*nos enfants Christophe et Elsa*

*Stéphanie et Paul*

*Nicolas*

*Anne - Ségolène*

*sont pour beaucoup dans la réalisation de cette thèse.*

*Je suis heureux de leur offrir ce travail.*

---

## SOMMAIRE GENERAL

<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
<b>PREAMBULE</b>	<b>3</b>
<b>LISTE DES SYMBOLES UTILISES</b>	<b>5</b>
<b>1. MODELISATION</b>	<b>6</b>
1.1. Introduction	8
1.2. Modèle numéro 1	8
1.3. Modèle numéro 2	10
1.3.1. Principe	
1.3.2. Expression du couple moteur par les différents modes d'alimentation	
1.4. Modèle numéro 3	25
1.4.1. Principe	
1.4.2. Expression du couple moteur moyen en mode 1	
1.4.3. Expression du couple moteur moyen en mode 2	
1.4.4. Expression du couple moteur moyen en mode demi-pas	
1.5. Modèle numéro 4	29
1.6. Conclusion	29
<b>2. METHODE D'IDENTIFICATION</b>	
2.1. Introduction	33
2.2. Présentation de la méthode	33
2.3. Principe de la méthode	34
2.4. Détermination des coefficients $C_H$ et $C_D$	35
2.4.1. Principe de la mesure de $C_H$ et $C_D$	
2.4.2. Résultats	
2.5. Relation régissant l'évolution entre les points $M_1$ et $M_2$	38
2.6. Caractéristiques des extremums de vitesse	39
2.7. Relations nécessaires aux méthodes d'identification	40
2.7.1. Expressions du couple moteur moyen	
2.7.2. Expressions relatives à l'évolution du système	
2.7.3. Expressions relatives au extremums de vitesse	
2.8. Première méthode d'identification	43
2.9. Seconde méthode d'identification	48
2.10. Troisième méthode d'identification	49
2.11. Conclusion	51

---

### **3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANQUES DU SYSTEME**

<b>3.1. Introduction</b>	<b>54</b>
<b>3.2. Tracé des courbes de réponse sur un pas</b>	<b>54</b>
<b>3.3. Stratégie de choix des points</b>	<b>55</b>
3.3.1. Principe de la stratégie	
3.3.2. Stratégie relative à la première méthode d'identification	
3.3.3. Stratégie relative à la seconde méthode d'identification	
3.3.4. Stratégie relative à la troisième méthode d'identification	
3.3.5. Conclusion	
<b>3.4. Filtre numérique</b>	<b>63</b>
<b>3.5. Résultats expérimentaux</b>	<b>65</b>
<b>3.6. Conclusion</b>	<b>68</b>

### **4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE**

<b>4.1. Introduction</b>	<b>71</b>
<b>4.2. Conception de la commande en boucle ouverte</b>	<b>71</b>
<b>4.3. Principe de la loi au maximum de la vitesse</b>	<b>72</b>
<b>4.4. Lieu des points de commutation</b>	<b>73</b>
4.4.1. Equation du lieu des points de commutation	
4.4.2. Caractéristiques du lieu des points de commutation	
<b>4.5. Etude de la commande au maximum de la vitesse</b>	<b>78</b>
<b>4.6. Etude de la vitesse frontière</b>	<b>80</b>
4.6.1. Détermination de la vitesse frontière	
4.6.2. Influence du mode d'alimentation	
<b>4.7. Etude d'une accélération</b>	<b>83</b>
4.7.1. Présentation du système étudié	
4.7.2. Procédure d'étude	
4.7.3. Conclusions	
<b>4.8. Amélioration de la commande</b>	<b>92</b>
<b>4.9. Conclusion</b>	<b>96</b>

### **5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

<b>5.1. Introduction</b>	<b>99</b>
<b>5.2. Temps de commutation. Angle de commutation</b>	<b>99</b>
<b>5.3. Principe du calcul des temps de commutation relatifs à une accélération</b>	<b>100</b>
<b>5.4. Etude de l'accélération à partir du modèle 1</b>	<b>100</b>
<b>5.5. Etude de l'accélération à partir du modèle 2</b>	<b>105</b>

---

<b>5.6. Etude de l'accélération à partir du modèle 3</b>	<b>107</b>
5.6.1. Principe	
5.6.2. Calcul des temps de commutation	
5.6.3. Calcul du premier temps de commutation	
5.6.4. Résultats obtenus	
5.6.5. Caractéristiques d'un point de commutation	
<b>5.7. Etude de l'accélération à partir du modèle 4</b>	<b>118</b>
<b>5.8. Etude de la décélération à partir du modèle 1</b>	<b>118</b>
<b>5.9. Etude de la décélération à partir des modèles simplifiés</b>	<b>121</b>
5.9.1. Principe	
5.9.2. Expression du couple décélérateur en mode 2	
5.9.3. Etude de l'évolution du système	
5.9.4. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 3	
5.9.5. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 4	
<b>5.10. CONCLUSION</b>	<b>127</b>
<b>6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT</b>	
<b>6.1. Introduction</b>	<b>130</b>
<b>6.2. Temps d'ajustement entre l'accélération et le palier</b>	<b>130</b>
6.2.1. Principe	
6.2.2. Détermination du temps d'ajustement à partir du modèle 1	
6.2.3. Détermination du temps d'ajustement à partir du modèle 4	
6.2.4. Correction du temps d'ajustement	
<b>6.3. Temps d'ajustement entre le palier et la décélération</b>	<b>142</b>
<b>6.4. Mise en oeuvre d'un positionnement</b>	<b>148</b>
6.4.1. Principe	
6.4.2. Positionnement effectué à partir du modèle 1	
6.4.3. Positionnement effectué à partir du modèle 4	
<b>6.5. Conclusion</b>	<b>160</b>
<b>CONCLUSION</b>	<b>161</b>
<b>ANNEXES</b>	<b>163</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>	<b>177</b>

---

## INTRODUCTION

Le travail présenté dans ce mémoire consiste en la mise en oeuvre d'un déplacement d'une charge mécanique entraînée par un moteur pas à pas. Il nous faut établir une stratégie de commande qui permette de réaliser le positionnement souhaité dans le temps le plus bref possible, sans perte de pas.

Etant donnée l'importance du moteur pas à pas comme actionneur incrémental dans un grand domaine d'applications (péri - informatique, machines - outils, techniques spatiales, robotique), de nombreuses publications ont déjà décrit différentes façons de l'utiliser, de le commander et d'améliorer son comportement.

Il est donc bon de préciser les points qui assurent l'originalité du travail présenté :

- tout d'abord, nous avons maintenu la commande du moteur en boucle ouverte, alors qu'à l'heure actuelle, la tendance est plutôt aux asservissements de différents types ;
- nous avons choisi ensuite, pour l'ensemble alimentation - moteur - charge, un modèle d'étude simplifié qui permet une mise en oeuvre rapide et facile du positionnement;
- enfin, pour améliorer le comportement du système aux hautes vitesses, nous avons modifié le modèle choisi de sorte que les calculs développés pour des fréquences d'impulsions de commande peu élevées se modifient très facilement lorsque celles-ci augmentent.

C'est certainement là que réside la partie la plus originale de nos travaux. D'ailleurs, elle a fait l'objet d'un brevet qui a été déposé en commun avec la société SOCITEC. Aussi, pour conserver le caractère confidentiel de ces résultats, avons-nous été amenés à mettre en annexe tout ce qui se rapporte à l'amélioration du modèle d'étude et à son application à la commande du système.

Le positionnement de la charge en boucle ouverte ne peut être mis en oeuvre qu'à partir d'équations régissant le fonctionnement de l'ensemble alimentation - moteur - charge. Le premier chapitre est consacré au modèle d'étude choisi. Nous comparons ce dernier à un autre, moins simplifié, qui offre l'avantage de tenir compte des différents phénomènes mis en jeu mais qui présente l'inconvénient de ne pouvoir conduire à une mise en oeuvre facile du positionnement souhaité. Cependant, nous garderons ce modèle comme référence et, tout au long de notre étude, nous comparerons les résultats obtenus avec les deux représentations, afin de justifier les hypothèses simplificatrices émises.

Il nous faut ensuite connaître les valeurs des paramètres qui interviennent dans les équations mises en jeu. Dans le second chapitre, nous présentons une méthode d'identification originale, propre à la forme sous laquelle se présente le modèle simplifié choisi. Différentes procédures sont envisagées et développées à partir de la connaissance de la réponse sur un pas. Le troisième chapitre conduit aux valeurs expérimentales des paramètres du système constitué par le moteur et sa charge mécanique. Après avoir défini une stratégie optimale d'identification, nous l'avons appliquée aux courbes de position et de vitesse, qui, étant bruitées, ont nécessité l'emploi d'un filtre numérique.

Dans le quatrième chapitre, nous abordons l'étude de la commande en boucle ouverte. Nous donnons les profils relatifs à une accélération lorsque les commutations se produisent soit lorsque la vitesse passe par un maximum, soit lorsque le couple moteur moyen entre deux impulsions successives est maximal. Nous concluons sur les meilleures performances obtenues avec ce second type de commande que nous adoptons donc pour mettre en oeuvre le positionnement souhaité.

Pour réaliser ce dernier, nous devons déterminer les temps de commutation, c'est à dire les temps séparant deux commutations successives, lors des phases d'accélération, de palier à vitesse constante et de décélération. Ce calcul est présenté dans le cinquième chapitre, à partir des différents modèles d'étude. Nous prenons soin de comparer quantitativement les résultats obtenus. Nous mettons ainsi en évidence le fait que le modèle simplifié n'est valable que si les vitesses atteintes ne sont pas trop élevées. Le modèle amélioré remédie à cet inconvénient tout en gardant la simplicité du calcul présenté.

Les profils de mise en vitesse relatifs aux positionnements ainsi réalisés présentent des oscillations sur le palier ainsi qu'à l'arrêt. Pour les réduire, voire les supprimer, nous introduisons des temps dits temps d'ajustement entre l'accélération et le palier, et entre le palier et la décélération. Nous présentons cette étude dans le sixième chapitre. Nous notons que le modèle d'étude adopté permet de réaliser en boucle ouverte des positionnements qui exigent des vitesses élevées.



## PREAMBULE

Dans ce préambule, nous décrivons brièvement le banc d'essais [BRUNIAUX - 83] qui nous a permis de mener à bien nos travaux.

Le moteur utilisé est le STEBON 852-250-70, de type hybride, à 200 pas par tour [SOCITEC - 1]. Ses enroulements statoriques peuvent être couplés en parallèle ou en série, le premier mode permettant d'atteindre des vitesses plus élevées que le second.

Il entraîne une charge mécanique constituée par :

- des disques purement inertiels ;
- un frein à poudre JAEGER CS 17P [STAMI] qui assure un frottement sec fonction du courant qui parcourt ses bobines.

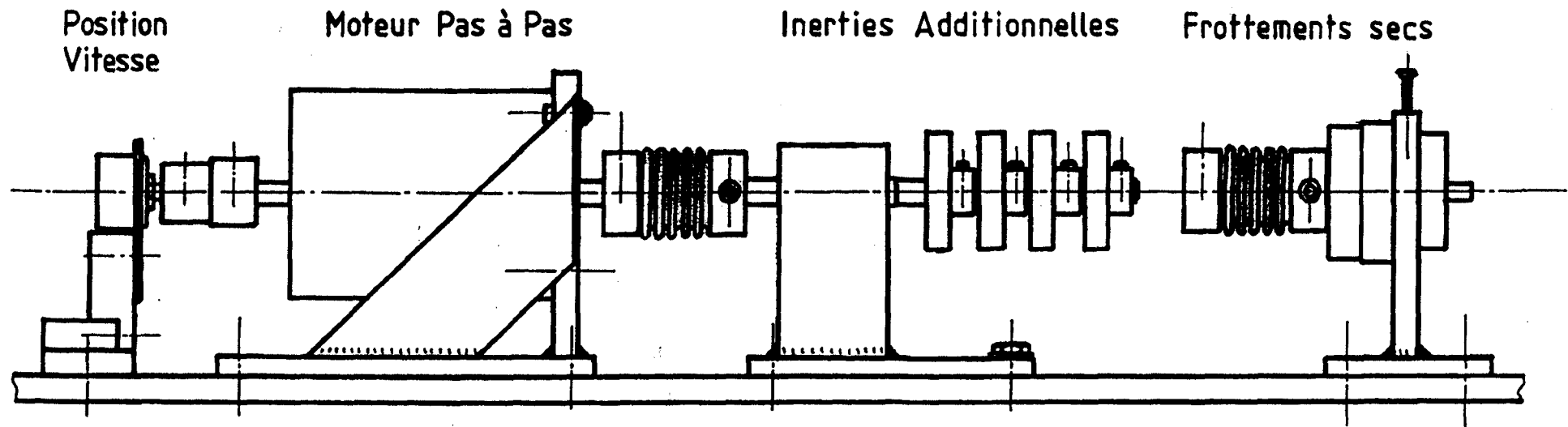
Un potentiomètre à rotation continue et une génératrice tachymétrique permettent d'observer respectivement la position et la vitesse lors des mouvements imposés.

Le dispositif de commande (référence CD 20) [SOCITEC - 2] est une alimentation bipolaire en pont en H [CARBON - 79], [GOELDEL - 84]. Le courant maximal de sortie est de 2,8A lorsque les deux phases statoriques sont alimentées, mais il peut prendre cinq autres valeurs données par le constructeur. De plus, la commande en mode demi-pas est possible.

Un ordinateur permet :

- d'acquérir les informations position et vitesse lors de la réponse sur un pas ;
- de les traiter en vue de l'identification des paramètres du système ;
- de simuler le comportement de ce dernier ;
- de calculer les temps de commutation et d'ajustement pour une charge donnée et de permettre ainsi le positionnement correspondant à un nombre de pas déterminé [LAFRENIERE - 79], [GOELDEL - 79] ;
- de visualiser sur table traçante les profils de vitesse relatifs aux commandes étudiées.

Notons que, pour le moment, nous traitons la commande en temps différé : les temps de commutation et d'ajustement relatifs à un parcours donné sont stockés en mémoire de l'ordinateur. Après le signal de départ lancé par l'utilisateur, le microprocesseur lit la table de ces temps et les applique au moteur par l'intermédiaire de la carte CD 20 [MIYAMOTO - 79], [MIYAMOTO - 79/2]. Des travaux sont en cours pour aboutir à une commande en temps réel : pendant le parcours sur un pas, le microprocesseur calcule le temps de commutation suivant. Les résultats ainsi obtenus permettraient d'aboutir à la commande d'une charge variable, et, par là-même, serait directement applicable à la robotique.



BANC D'ESSAIS DE MOTEURS PAS A PAS

## LISTE DES SYMBOLES UTILISES

$\theta$ :	angle géométrique de rotation (rad)
S :	pas angulaire (rad)
P :	position angulaire (pas)
V :	vitesse angulaire (pas/s)
J :	moment d'inertie du système constitué par le moteur et sa charge ( $\text{kg.m}^2$ )
F :	coefficient de frottement visqueux du système ( $\text{N.m/rad.s}^{-1}$ )
$C_R$ :	couple de frottement sec du système (N.m)
$C_m$ :	couple moteur (N.m)
$C_h$ :	couple hybride (N.m)
$C_d$ :	couple de détente (N.m)
$C_H$ :	valeur maximale du couple hybride* (N.m)
$C_D$ :	valeur maximale du couple de détente*(N.m)
$\overline{C_m(P_1, P_2)}$ :	valeur moyenne du couple moteur (N.m) lorsque P évolue entre $P_1$ et $P_2$
$N_R$ :	nombre de dents rotoriques
R :	résistance par phase ( $\Omega$ )
L :	inductance par phase (H)
$K_e$ :	coefficient de force contre-électromotrice ( $\text{V/rad.s}^{-1}$ )
$K_H$ :	coefficient de couple hybride (N.m/A)
$u_1, u_2$ :	tensions aux bornes des phases (V)
$i_1, i_2$ :	courants dans les phases (A)

Remarque : La quantité  $C_M^1(P_1)$  signifie qu'il s'agit du couple moteur pour une alimentation en mode 1. Cette remarque est valable pour le couple hybride et le couple de détente, ainsi que pour les autres modes d'alimentation.

\* Sa mesure se fait en régime statique.

## Chapitre 1

# **MODELISATION**

---

## **1. MODELISATION**

---

## SOMMAIRE

<b>1.1. INTRODUCTION</b>	<b>8</b>
<b>1.2. MODELE NUMERO 1</b>	<b>8</b>
<b>1.3. MODELE NUMERO 2</b>	<b>10</b>
1.3.1. Principe	10
1.3.2. Expression du couple moteur par les différents modes d'alimentation	10
1.3.2.1. Les différents modes d'alimentation	10
1.3.2.2. Expression du couple moteur en mode 1	11
1.3.2.3. Expression du couple moteur en mode 2	21
1.3.2.4. Expression du couple moteur en mode demi-pas	23
<b>1.4. MODELE NUMERO 3</b>	<b>25</b>
1.4.1. Principe	25
1.4.2. Expression du couple moteur moyen en mode 1	28
1.4.3. Expression du couple moteur moyen en mode 2	28
1.4.4. Expression du couple moteur moyen en mode demi-pas	29
<b>1.5. MODELE NUMERO 4</b>	<b>29</b>
<b>1.6. CONCLUSION</b>	<b>29</b>

---

## 1. MODELISATION

### 1.1. INTRODUCTION

Nous présentons dans ce chapitre quatre modèles d'étude possibles pour décrire le comportement de l'ensemble alimentation - moteur - charge mécanique.

Le premier qui tient compte à la fois des phénomènes électriques et mécaniques nous servira de référence ; il est constitué par un ensemble d'équations non linéaires. Si nous négligeons le temps de montée des courants dans les phases statoriques, nous aboutissons à la seconde représentation, encore non linéaire, et qui, de plus, n'est valable que dans un certain domaine de fréquences. Le troisième modèle est issu du précédent et il donc assujéti à la même restriction ; par contre, il correspond à une seule équation différentielle linéaire, puisqu'au cours d'une évolution donnée nous assimilons le couple moteur à sa valeur moyenne. La quatrième représentation est reportée en annexe pour les raisons précédemment citées.

Il existe plusieurs séquences d'alimentation des phases du moteur ; pour chacune d'entre elles, nous calculons le couple mis en jeu et intervenant dans les second et troisième modèles.

### 1.2. MODELE NUMERO 1

Différentes représentations de l'ensemble alimentation - moteur - charge sont possibles [GOELDEL - 84]. Elles sont d'autant plus complexes que les auteurs tiennent compte au maximum des phénomènes électriques et électromagnétiques mis en jeu [SINGH - 75], [PICKUP - 79], [HALLER - 81], [WARD - 86].

Comme modèle de référence, nous retenons une représentation qui introduit des simplifications par rapport aux précédentes [LAZZARI - 76], [LOUIS - 79], [WHITE - 80], [GOELDEL - 82].

Cela nous donne le modèle numéro 1 [BRUNIAUX - 88], [PINCHON - 88/2], [PINCHON - 88/3], [KANT - 89], [BRUNIAUX - 91].

Les équations mécaniques s'écrivent :

$$J.\ddot{\theta} + F.\dot{\theta} + C_R.\text{sgn } \dot{\theta} = C_m \quad (1.1)$$

Si l'on néglige le couple de réluctance, il vient :

$$C_m = C_h + C_d \quad (1.2)$$

$$C_H = -C_H(i_1) \cdot \sin(N_R \cdot \theta) + C_H(i_2) \cdot \cos(N_R \cdot \theta) \quad (1.3)$$

et :

$$C_d = -C_D \cdot \sin(4 \cdot N_R \cdot \theta) \quad (1.4)$$

Les équations électriques ont pour expression :

$$u_1 = R \cdot i_1 + L \cdot \frac{di_1}{dt} - K_E \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(N_R \cdot \theta) \quad (1.5)$$

$$u_2 = R \cdot i_2 + L \cdot \frac{di_2}{dt} + K_E \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(N_R \cdot \theta) \quad (1.6)$$

si l'on admet que les résistances, inductances et coefficients de force contre-électromotrice sont identiques pour les deux phases. Des travaux effectués par P. BRUNIAUX [BRUNIAUX - 88], [BRUNIAUX - 90] ont permis de montrer que les grandeurs  $C_H(i_1)$  et  $C_H(i_2)$  pouvaient se mettre sous la forme : [POVY - 88]

$$C_H(i_1) = C_s \cdot (1 - e^{-A \cdot |i_1|}) \cdot \text{sgn } i_1 \quad (1.7)$$

$$C_H(i_2) = C_s \cdot (1 - e^{-A \cdot |i_2|}) \cdot \text{sgn } i_2 \quad (1.8)$$

où les coefficients  $C_s$  et  $A$  interviennent comme paramètres à identifier. La forme de ces expressions est liée à l'allure de la courbe, représentée à la **figure 2.2.**, qui donne les variations de  $C_H$  en fonction du courant qui parcourt l'enroulement considéré.

L'ensemble de ces équations constitue le "modèle complet" dans lequel nous prenons en compte les variations des courants dans les phases statoriques pour étudier leur influence sur le couple moteur. Ce modèle n°1 est illustré par les **figures 1.1.a., 1.1.b., 1.1.c. et 1.1.d.** Les **figures 1.1.a. et 1.1.b.** représentent les équations mécanique et électriques. En posant comme variables d'état :

$$X_1 = \theta ; X_2 = \dot{\theta} ; X_3 = i_1 \text{ et } X_4 = i_2$$

nous obtenons les écritures matricielles :

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{F}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{J} & -\frac{1}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_m(X_1, X_3, X_4) \\ C_R \text{sgn}(X_2) \end{bmatrix}$$

## 1. MODELISATION

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{u_1}{L} + \frac{K_E}{L} \cdot X_2 \cdot \sin(N_R \cdot X_1) \\ \frac{u_2}{L} - \frac{K_E}{L} \cdot X_2 \cdot \cos(N_R \cdot X_1) \end{bmatrix}$$

La figure 1.1.c. représente l'équation de couplage qui s'écrit :

$$C_m(X_3, X_4, X_1) = -C_s \cdot (1 - e^{-A \cdot |X_3|}) \cdot \text{sgn}(X_3) \cdot \sin(N_R \cdot X_1) \\ + C_s \cdot (1 - e^{-A \cdot |X_4|}) \cdot \text{sgn}(X_4) \cdot \cos(N_R \cdot X_1) - C_D \sin(4N_R \cdot X_1)$$

La figure 1.1.d. représente l'ensemble des trois blocs définis ci-dessus.

Le modèle correspondant sera utilisé pour l'élaboration de la commande du système constitué par le moteur et la charge mécanique qu'il entraîne.

### 1.3. MODELE NUMERO 2

#### 1.3.1. Principe

Si nous négligeons les temps de montée des courants, seule subsiste l'équation (I.1) qui constitue le "modèle mécanique" [PINCHON - 81], [PINCHON - 82/2], [GOELDEL - 84], [ABIGNOLI - 86]. Nous pouvons le considérer comme valable tant que l'effet de force contre électromotrice est négligeable. L'hypothèse de validité de ce modèle simplifié est donc liée à une contrainte en vitesse : si celle-ci n'est pas trop élevée - ce sera le cas, par exemple, d'un positionnement sur un nombre réduit de pas - ce modèle nous donnera de très bons résultats. Les figures 1.2a, 1.2b, 1.2c et 1.2d qui représentent les formes d'onde du courant dans une phase statorique en fonction de la fréquence  $f$  des impulsions de commande, et la figure 1.3 qui donne la caractéristique dynamique du moteur, livrée par le constructeur, montrent que l'hypothèse précisée ci-dessus est valable tant que la vitesse reste inférieure à une limite de l'ordre de 2000 pas/s.

Ce modèle n°2 sera utilisé pour l'élaboration de la commande du système. Les résultats obtenus confirmeront le domaine de validité qui vient d'être défini ; ils seront comparés à ceux que donne le modèle n°1.

#### 1.3.2. Expression du couple moteur par les différents modes d'alimentation

##### 1.3.2.1. Les différents modes d'alimentation

Nous distinguons trois modes principaux [ATHANI - 80], [PINCHON - 81], [GOELDEL - 84], [KANT - 89] :

- mode 1 : une seule phase est parcourue par le courant  $I$  (figure 1.4), ce qui implique une séquence qui comporte quatre temps.



- mode 2: deux phases sont alimentées simultanément avec des courants  $I$  (**figure I.5**).
- mode 3 (ou mode demi-pas): la séquence représentée à la **figure I.6** se déroule alors sur huit temps.

Nous posons :

$$C_H = K_H \cdot I \quad (I.9)$$

et nous allons déterminer les expressions de  $C_m$  pour ces différents modes d'alimentation.

### 1.3.2.2. Expression du couple moteur en mode 1

Nous écrivons l'équation (I.3) lorsqu'une seule des phases statoriques A, B, C, D est alimentée ; nous appelons  $\theta_1$  l'angle géométrique de rotation, l'origine étant précisée sur la **figure I.7**.

- phase A alimentée :  $i_1=0$  et  $i_2=+I$

$$C_h = K_H \cdot I \cdot \cos(N_R \cdot \theta_1) = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{\pi}{2})$$

- phase B alimentée :  $i_1=-I$  et  $i_2=0$

$$C_h = K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1) = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{2 \cdot \pi}{2})$$

- phase C alimentée :  $i_1=0$  et  $i_2=-I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \cos(N_R \cdot \theta_1) = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{3 \cdot \pi}{2})$$

- phase D alimentée :  $i_1=+I$  et  $i_2=0$

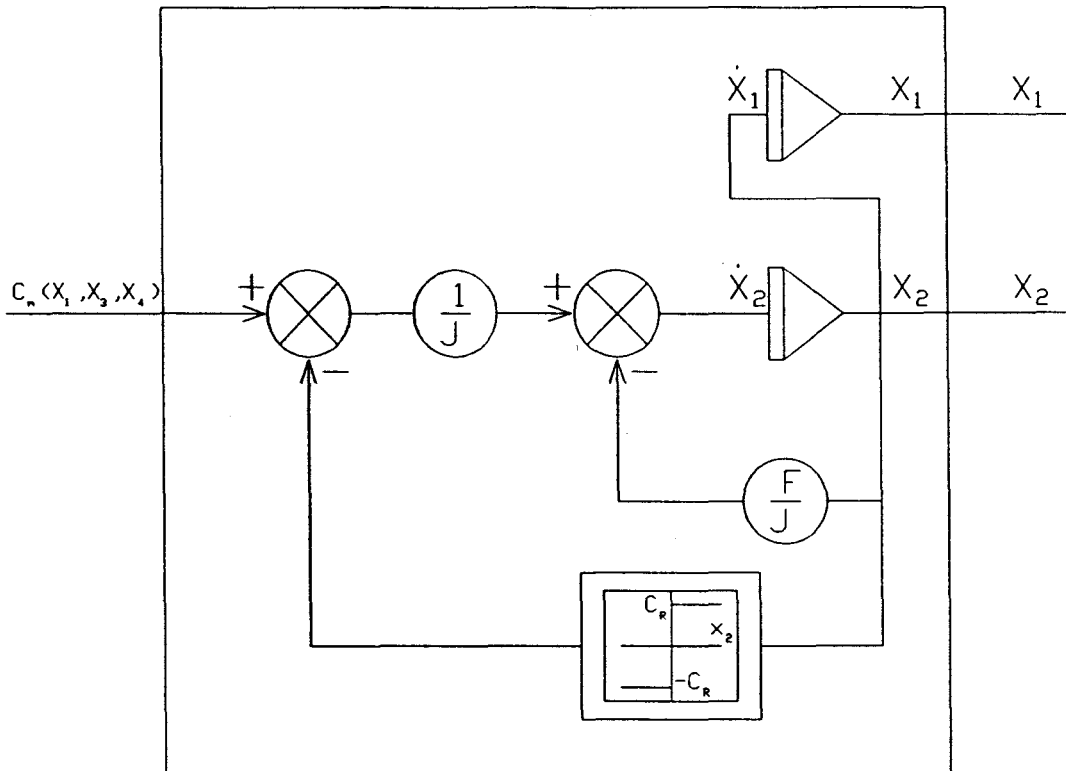
$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1) = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{4 \cdot \pi}{2})$$

L'expression générale du couple hybride en mode 1 est donc :

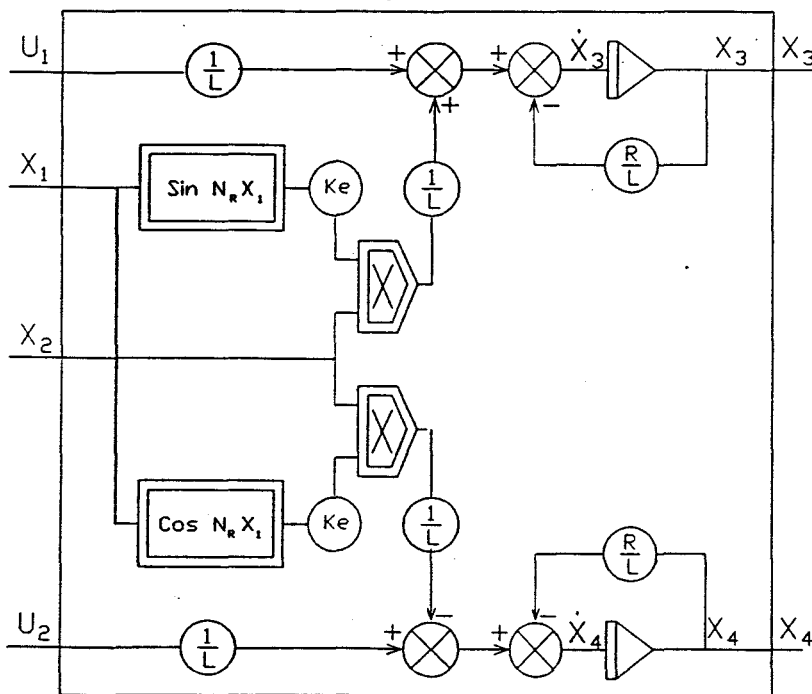
$$C_h^1 = -C_H \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - k_1 \cdot \frac{\pi}{2}) \quad (I.10)$$

où  $k_1$  est un coefficient entier qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente d'une unité à partir de la valeur initiale  $k_1=1$ .

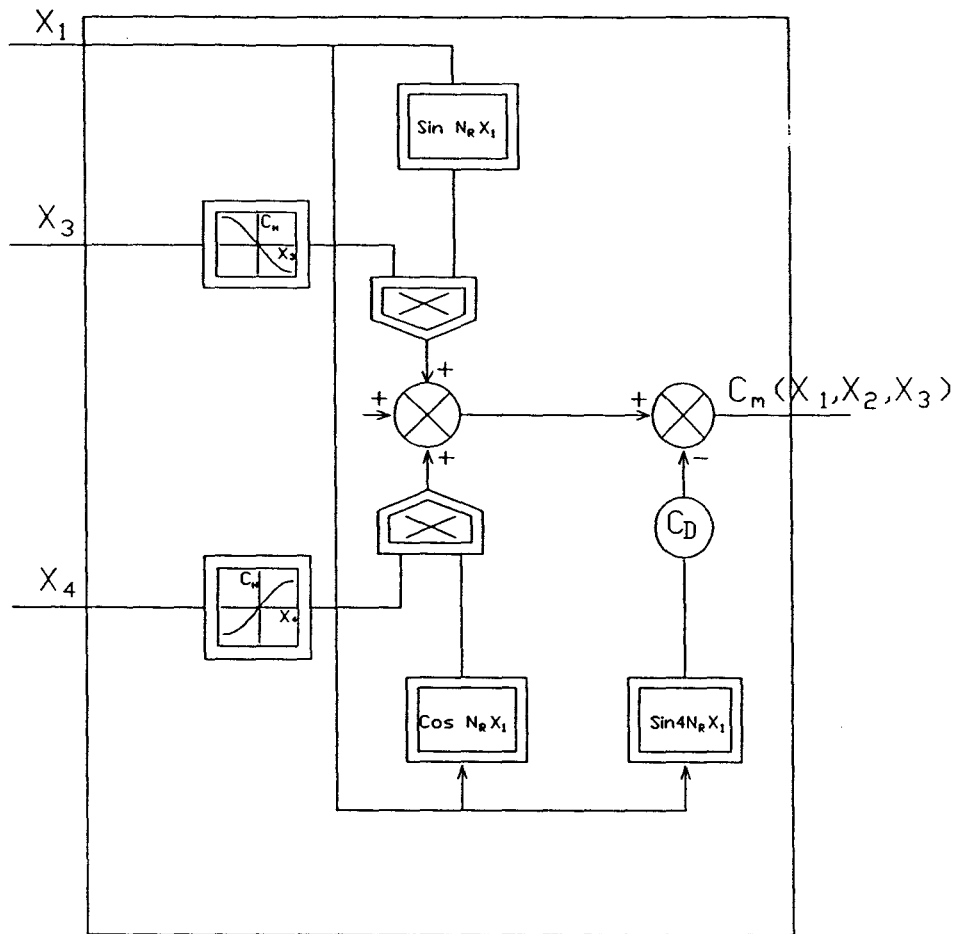
**Figure I.1a : Equation mécanique**



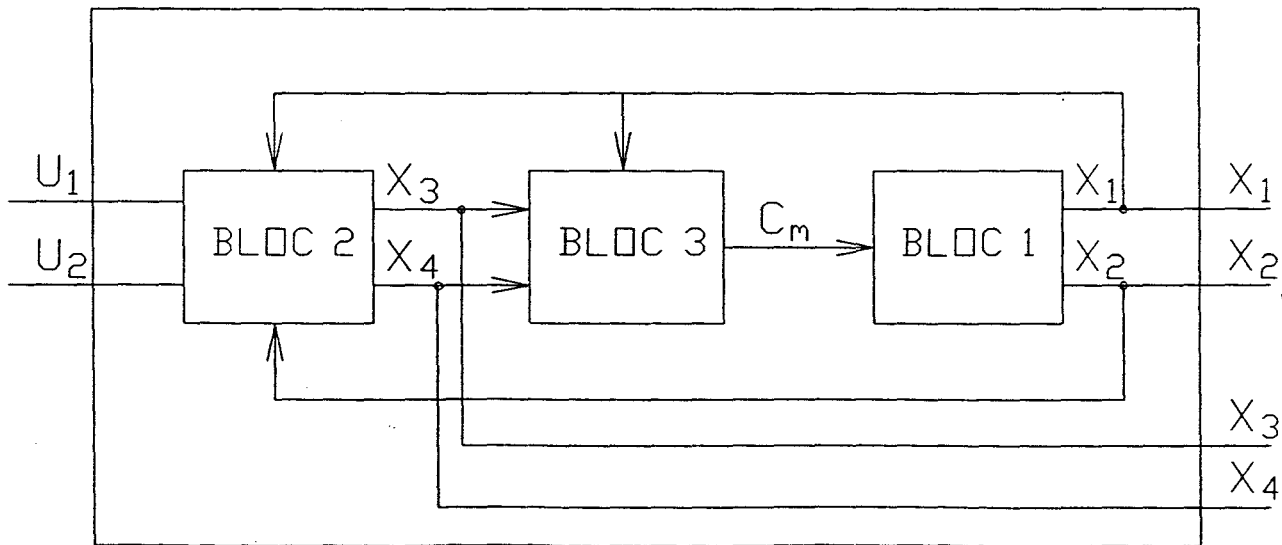
**Figure I.1b : Equations électriques**



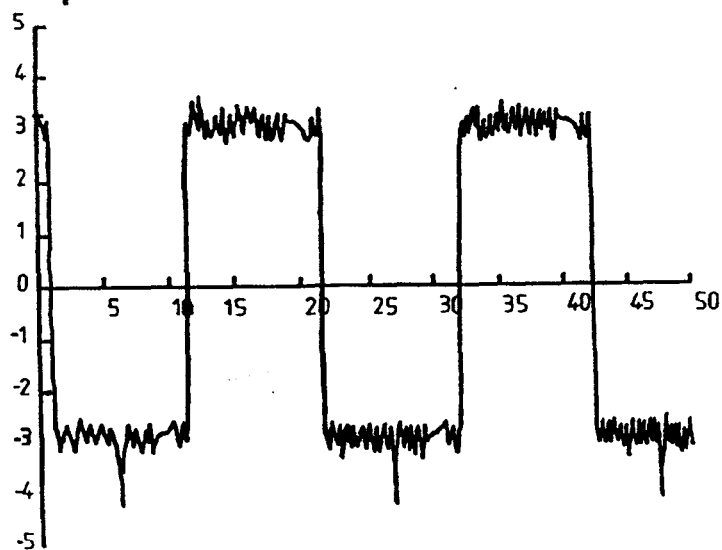
**Figure I.1c : Equation de couplage**



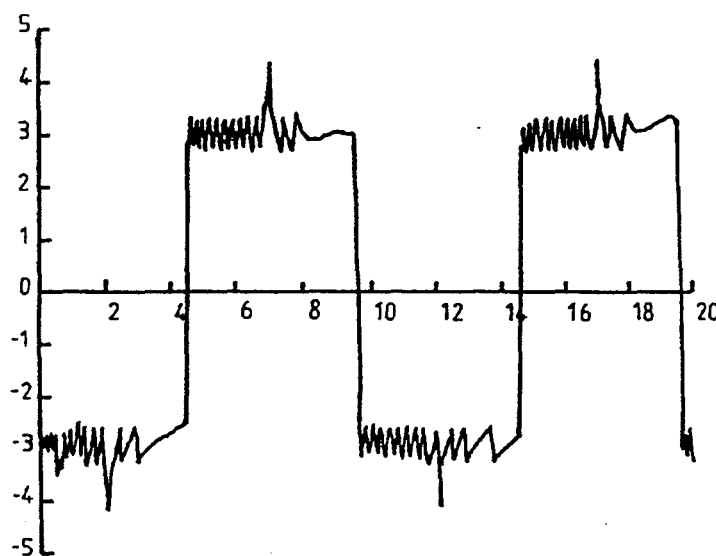
**Figure I.1d : Modèle numéro 1**



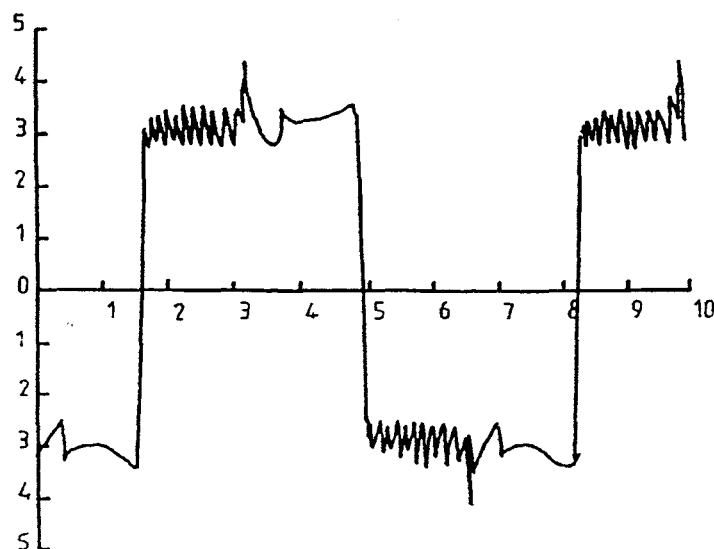
**Figure I.2a : Forme d'onde des courants statoriques en fonction de la fréquence  $f$  des impulsions de commande**



$f = 200$  Hz

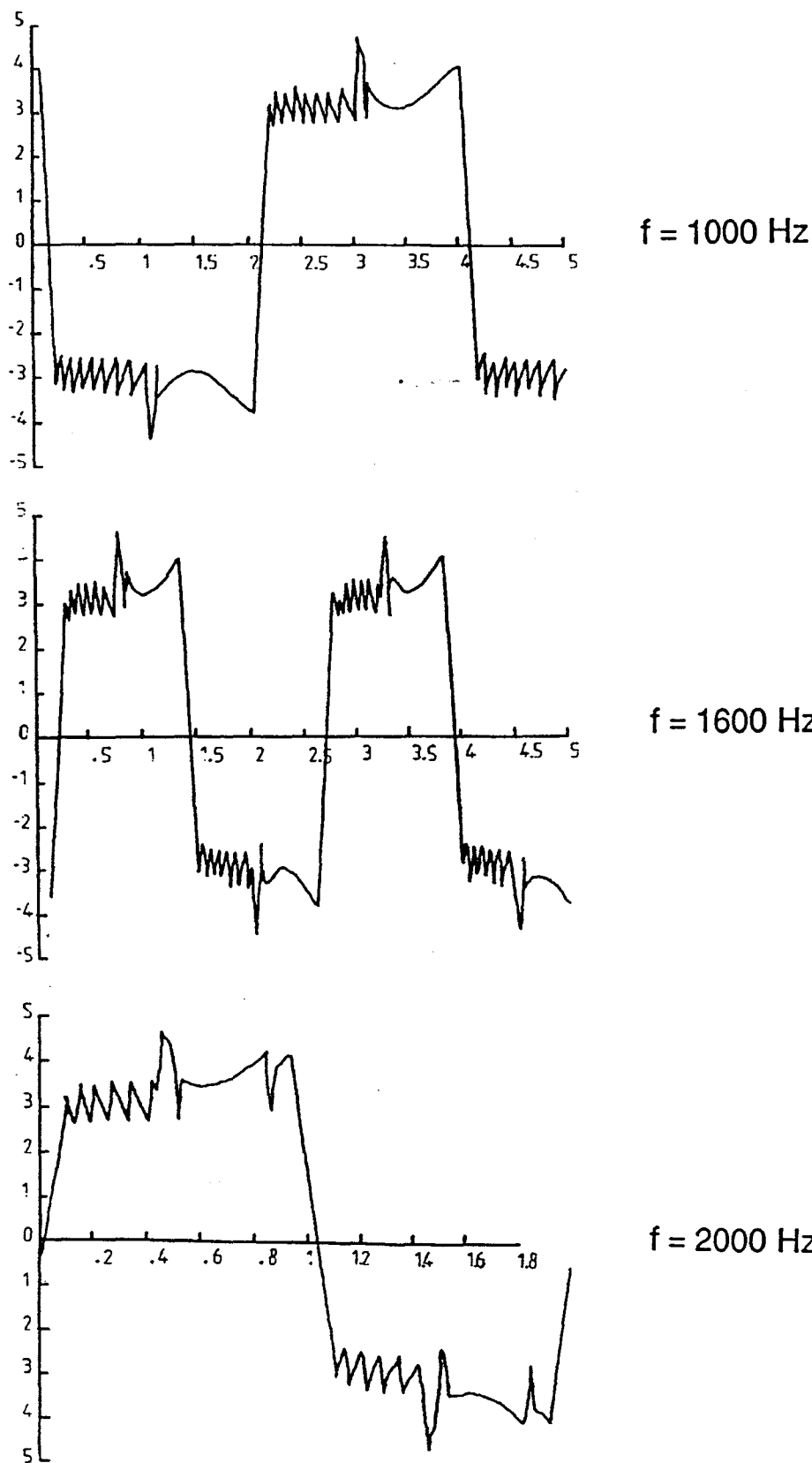


$f = 400$  Hz

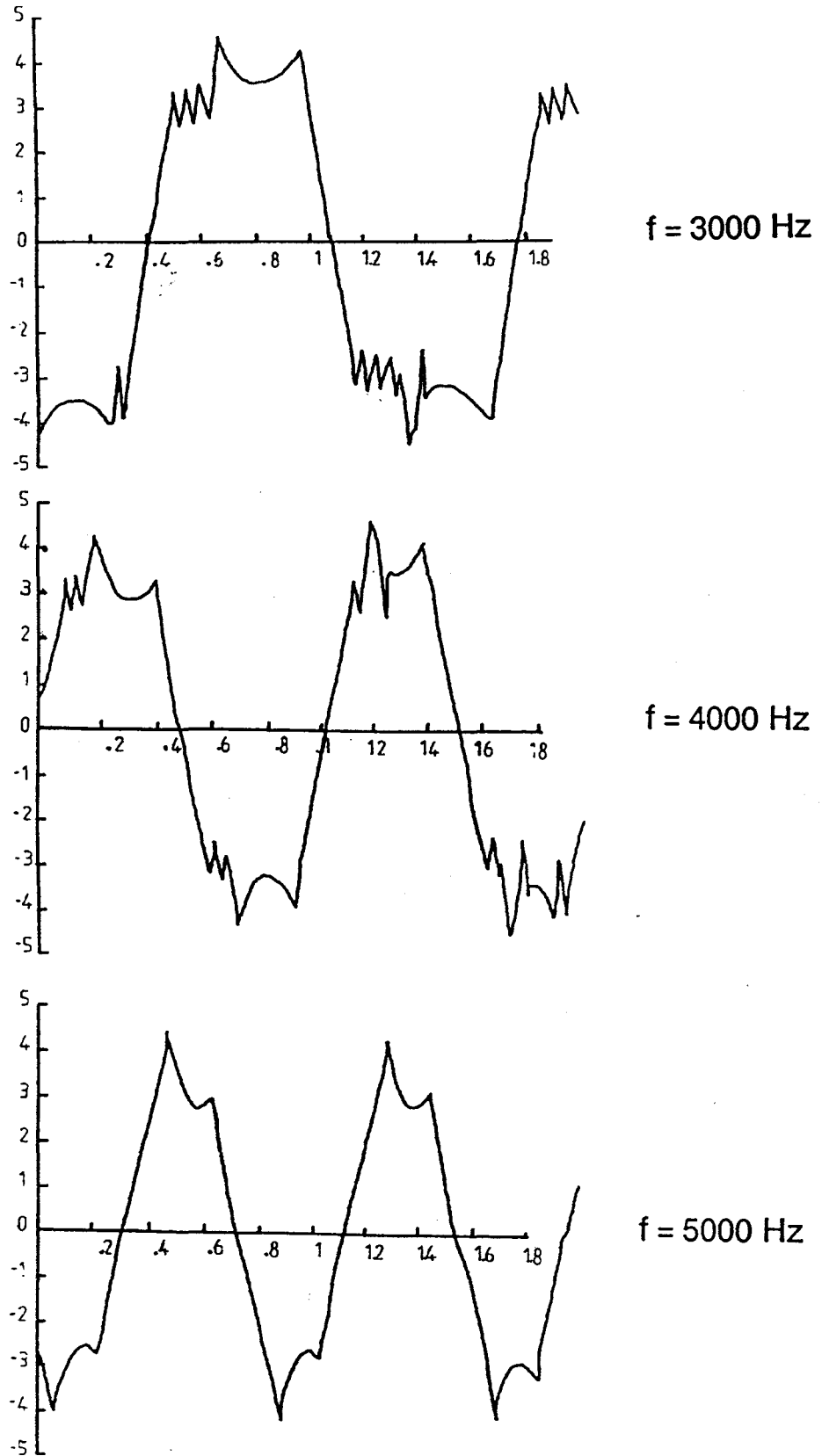


$f = 600$  Hz

**Figure 1.2b : Forme d'onde des courants statoriques en fonction de la fréquence  $f$  des impulsions de commande**



**Figure I.2c : Forme d'onde des courants statoriques en fonction de la fréquence  $f$  des impulsions de commande**



**Figure I.2d : Forme d'onde des courants statoriques en fonction de la fréquence  $f$  des impulsions de commande**

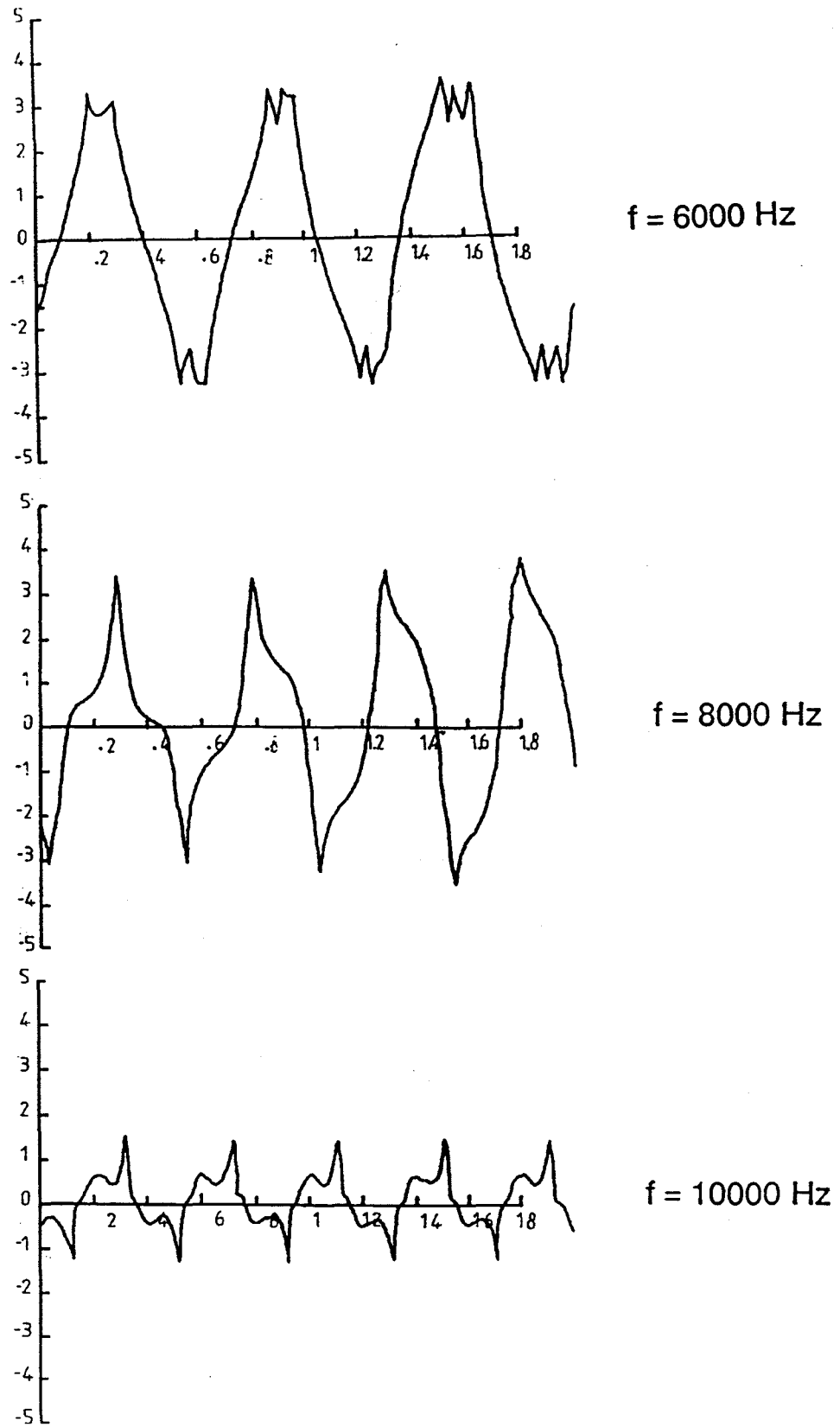
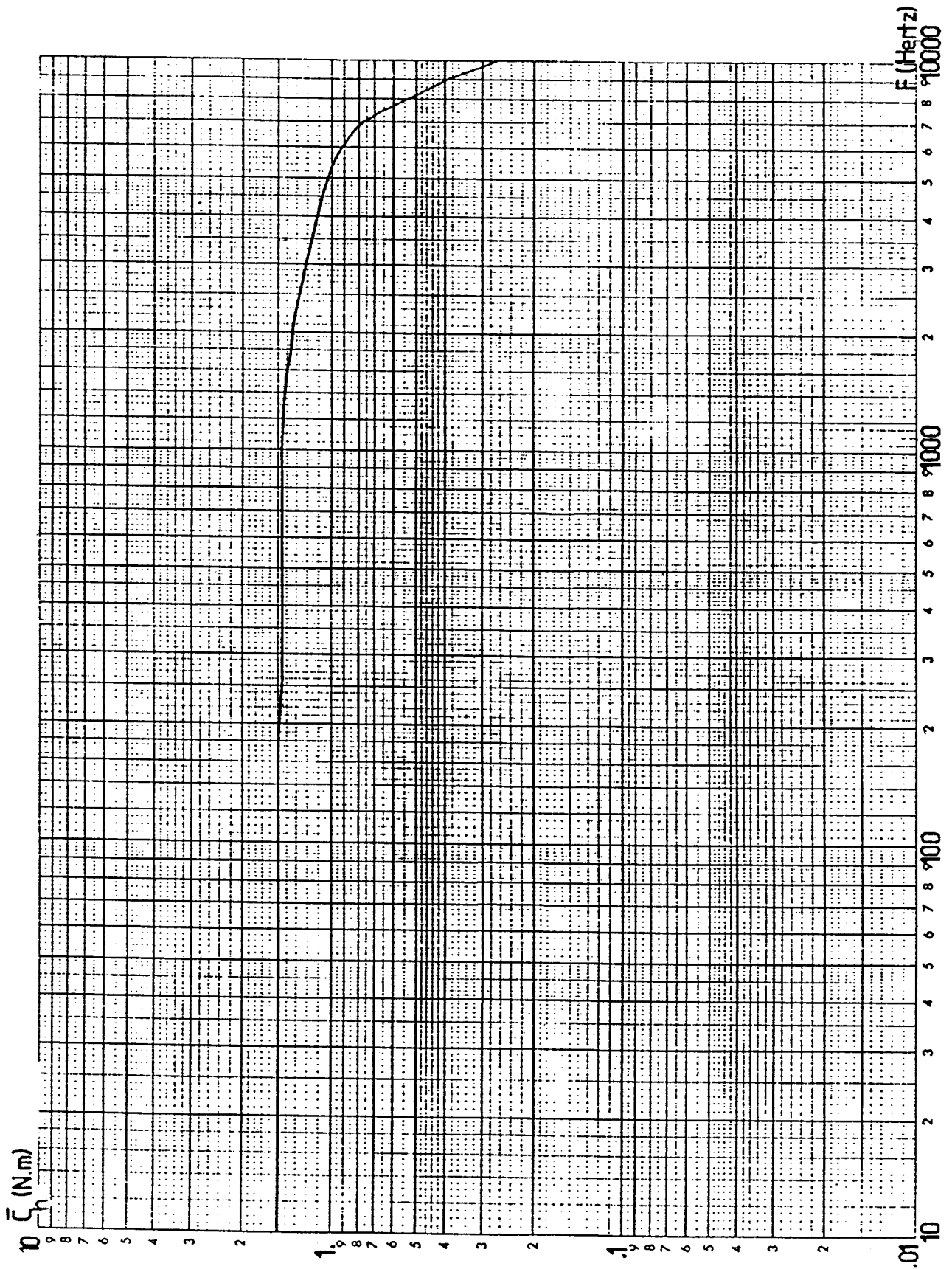


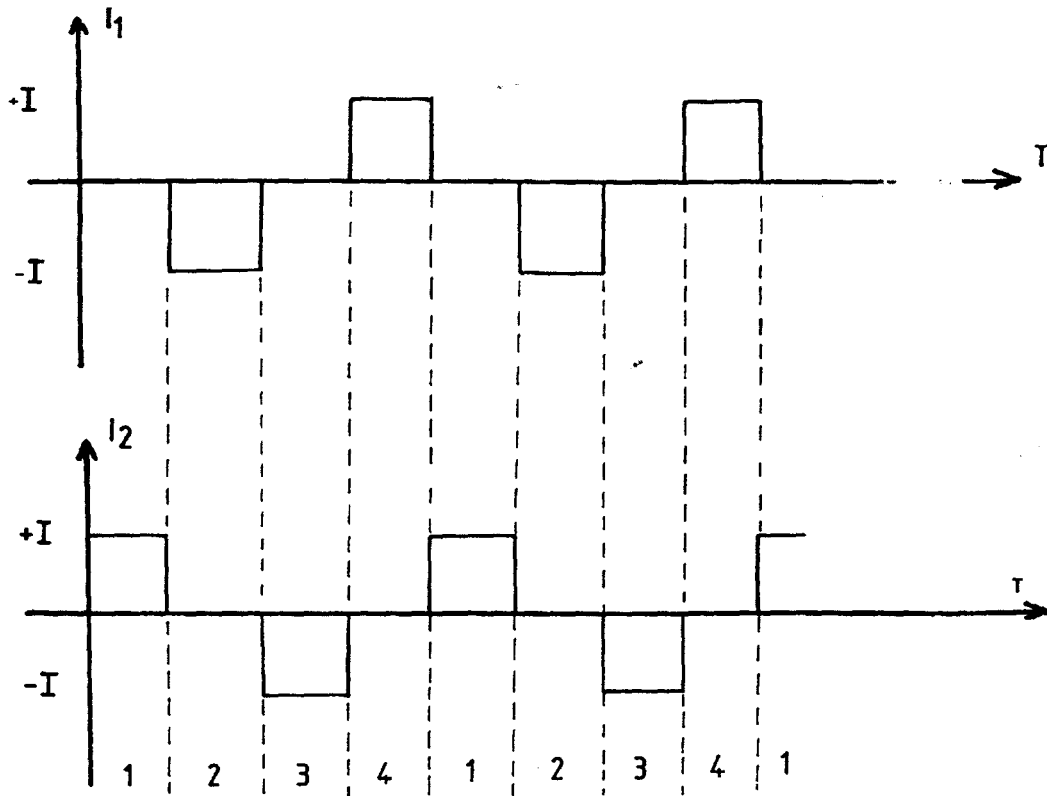
Figure I.3 : Caractéristique dynamique du moteur



1. MODELISATION



**Figure I.4 : Séquence d'alimentation en mode 1**



**Figure I.5 : Séquence d'alimentation en mode 2**

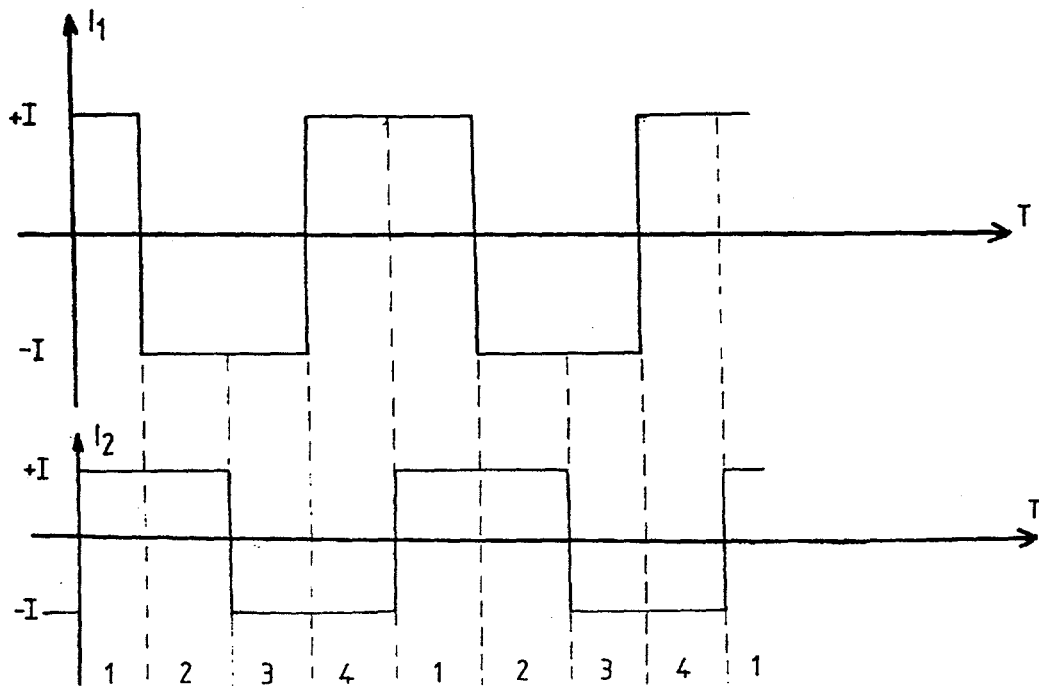
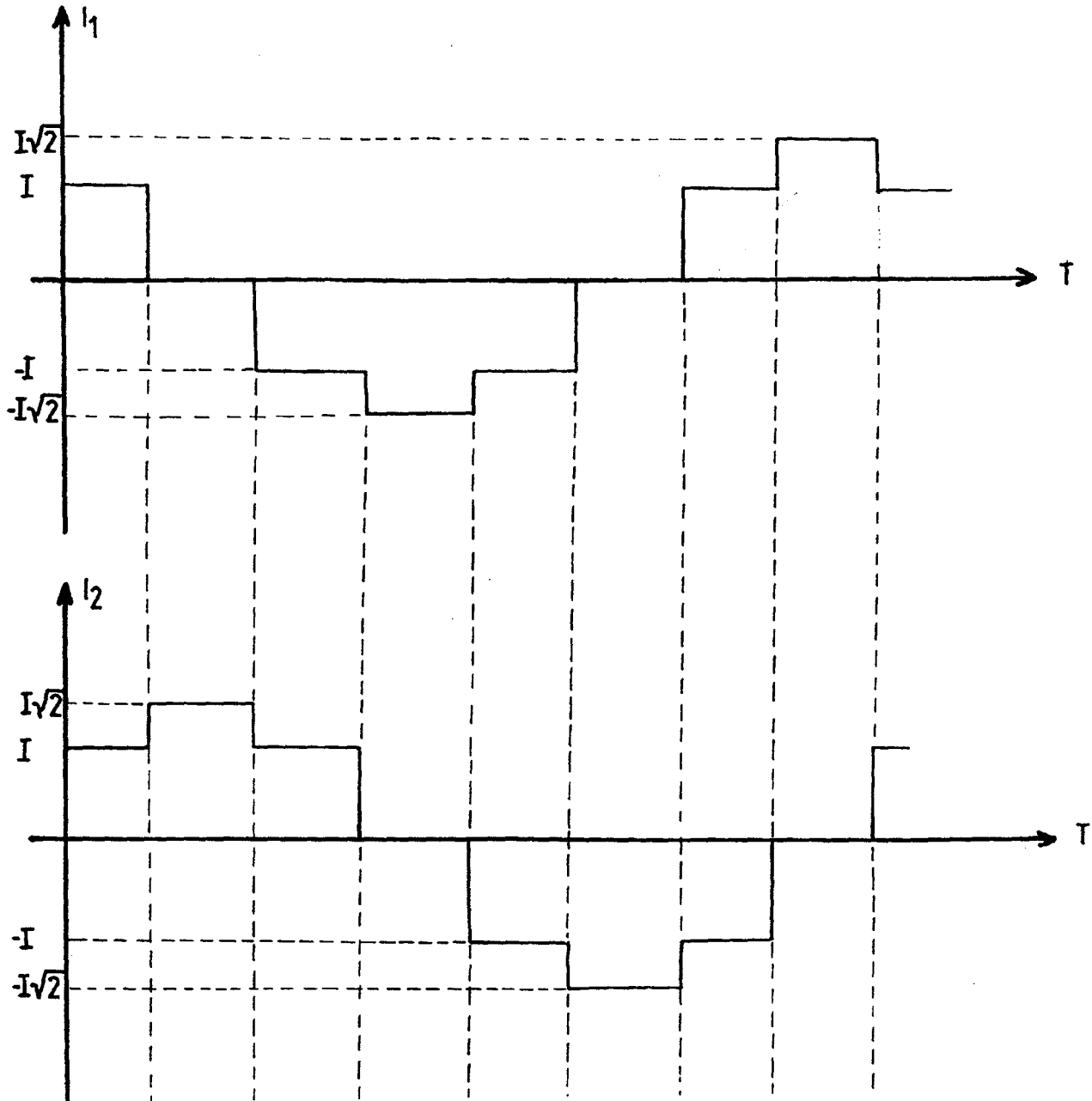


Figure I.6 : Séquence d'alimentation en mode demi-pas



La relation (I.10) correspond, comme cela est mis en évidence sur la figure I.7, à des sinusôides, de période quatre pas, d'amplitude  $C_H$  et décalées l'une par rapport à l'autre d'un pas.

Le couple moteur s'écrit alors :

$$C_m^1 = -C_H \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - k_1 \cdot \frac{\pi}{2}) - C_D \cdot \sin(4 \cdot N_R \cdot \theta_1) \quad (I.11)$$

Si nous exprimons la position en pas angulaire S

$$P = \frac{\theta}{S} \quad (I.12)$$

avec  $S = \frac{2\pi}{4N_R}$ , soit  $S = \frac{\pi}{100}$  rad ou  $1,8^\circ$  pour le moteur étudié, nous pouvons écrire l'expression du couple moteur instantané en mode 1 :

$$C_m^1 = -C_H \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot P^1}{2} - k_1 \cdot \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P^1) \quad (I.13)$$

où  $P^1$  représente la position angulaire, exprimée en pas, lorsque le moteur est alimenté en mode 1.

### 1.3.2.3. Expression du couple moteur en mode 2

Nous écrivons l'équation (I.3) lorsque deux phases statoriques sont alimentées simultanément.

- phases D et A alimentées :  $i_1=+I$  et  $i_2=+I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \theta_1) + K_H \cdot I \cdot \cos(N_R \theta_1)$$

soit :

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_1 - \frac{\pi}{4}\right)$$

- phases A et B alimentées :  $i_1=-I$  et  $i_2=+I$

$$C_h = K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \theta_1) + K_H \cdot I \cdot \cos(N_R \theta_1)$$

ou

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_1 - \frac{3\pi}{4}\right)$$

- phases B et C alimentées :  $i_1=-I$  et  $i_2=-I$

$$C_h = K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \theta_1) - K_H \cdot I \cdot \cos(N_R \theta_1)$$

ou

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_1 - \frac{5\pi}{4}\right)$$

- phases C et D alimentées :  $i_1 = +I$  et  $i_2 = -I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sin(N_R \theta_1) - K_H \cdot I \cdot \cos(N_R \theta_1)$$

ou

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_1 - \frac{7\pi}{4}\right)$$

L'expression générale du couple hybride en mode 2 est donc :

$$C_h^2 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_1 - \frac{\pi}{4} - k'_2 \cdot \frac{\pi}{2}\right) \quad (I.14)$$

où  $k'_2$  est un coefficient entier qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente d'une unité à partir de la valeur initiale  $k'_2 = 0$ .

En posant :  $\theta_2 = \theta_1 + \frac{\pi}{4 \cdot N_R}$ , soit  $\theta_2 = \theta_1 + \frac{S}{2}$ , l'origine de  $\theta_2$  étant précisée à la figure 1.7, nous obtenons :

$$C_h^2 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_2 - k_2 \cdot \frac{\pi}{2}\right) \quad (I.15)$$

où  $k_2$  est un coefficient entier qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente d'une unité à partir de la valeur initiale  $k_2 = 1$ .

La relation (I.15) correspond à des sinusoïdes, de période quatre pas, d'amplitude  $C_H \cdot \sqrt{2}$ , décalées d'un pas l'une par rapport à l'autre, et d'un demi-pas des courbes correspondantes obtenues en mode 1. Cela implique que les positions d'équilibre stable sont à mi-distance de celles obtenues dans le mode précédent.

Le couple moteur instantané en mode 2 s'écrit alors :

$$C_m^2 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(N_R \theta_2 - k_2 \cdot \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(4 \cdot N_R \cdot \theta_1)$$

soit :

$$C_m^2 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \theta_2 - k_2 \cdot \frac{\pi}{2}) + C_D \cdot \sin(4 \cdot N_R \theta_2) \quad (I.16)$$

ou encore :

$$C_m^2 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(\frac{\pi \cdot P^2}{2} - k_2 \cdot \frac{\pi}{2}) + C_D \cdot \sin(2\pi P^2) \quad (I.17)$$

où  $P^2$  représente la position angulaire, exprimée en pas, lorsque le moteur est alimenté en mode 2.

#### 1.3.2.4. Expression du couple moteur en mode demi-pas

Nous écrivons l'équation (I.3) pour chacune des phases de la séquence d'alimentation représentée à la figure I.6.

- phases D et A alimentées avec le courant  $I$  :  $i_1 = +I$  et  $i_2 = +I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{\pi}{4})$$

expression qui correspond à la phase 1 du mode 2.

- phase A alimentée avec un courant  $I\sqrt{2}$  :  $i_1 = 0$  et  $i_2 = +I\sqrt{2}$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{2 \cdot \pi}{4})$$

expression qui correspond à la phase 1 du mode 1 pour un courant de  $I\sqrt{2}$ . Le calcul se poursuit donc par comparaison avec les modes 1 et 2.

- phases A et B alimentées avec le courant  $I$  :  $i_1 = -I$  et  $i_2 = +I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{3 \cdot \pi}{4})$$

- phase B alimentée avec un courant  $I\sqrt{2}$  :  $i_1 = -I\sqrt{2}$  et  $i_2 = 0$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{4 \cdot \pi}{4})$$

- phases B et C alimentées avec un courant  $I$  :  $i_1 = -I$  et  $i_2 = -I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{5 \cdot \pi}{4})$$

- phase C alimentée avec un courant  $I\sqrt{2}$  :  $i_1 = 0$  et  $i_2 = -I\sqrt{2}$

- phase C alimentée avec un courant  $I\sqrt{2}$  :  $i_1=0$  et  $i_2=-I\sqrt{2}$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{6 \cdot \pi}{4})$$

- phases C et D alimentées avec un courant  $I$  :  $i_1=+I$  et  $i_2=-I$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{7 \cdot \pi}{4})$$

- phase D alimentée avec un courant  $I\sqrt{2}$  :  $i_1=+I\sqrt{2}$  et  $i_2=0$

$$C_h = -K_H \cdot I \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{8 \cdot \pi}{4})$$

L'expression générale du couple hybride en mode demi-pas est donc :

$$C_h^3 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - k'_3 \cdot \frac{\pi}{4})$$

où  $k'_3$  est un coefficient entier qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente d'une unité à partir de la valeur initiale  $k'_3=1$ .

En posant  $\theta_3 = \theta_1 + \frac{\pi}{4 \cdot N_R} = \theta_1 + \frac{S}{2}$ , l'origine de  $\theta_3$  étant donc la même qu'en mode 2, nous obtenons :

$$C_h^3 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_3 - k_3 \cdot \frac{\pi}{2}) \tag{I.18}$$

où  $k_3$  est un coefficient qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente de 0,5 à partir de la valeur initiale  $k_3=1$ .

Cette dernière relation correspond à des sinusoïdes, de période quatre pas, d'amplitude  $C_H \sqrt{2}$ , décalées d'un demi-pas l'une par rapport à l'autre (figure I.8).

Le couple moteur instantané en mode demi-pas s'écrit alors :

$$C_m^3 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_3 - k_3 \cdot \frac{\pi}{2}) - C_D \cdot \sin(4 \cdot N_R \cdot \theta_1)$$

soit :

$$C_m^3 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_3 - k_3 \cdot \frac{\pi}{2}) + C_D \cdot \sin(4 \cdot N_R \cdot \theta_3) \tag{I.19}$$

ou encore :

$$C_m^3 = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot P^3}{2} - k_3 \cdot \frac{\pi}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P^3) \quad (I.20)$$

où  $P^3$  représente la position angulaire, exprimée en pas, lorsque le moteur est alimenté en mode demi-pas.

## 1.4. MODELE NUMERO 3

### 1.4.1. Principe

En exprimant la vitesse  $V$  en pas par seconde à partir de la relation :

$$V = \frac{\dot{\theta}}{S} \quad (I.21)$$

l'équation mécanique (I.1) devient :

$$S \cdot J \cdot \dot{V} + S \cdot F \cdot V + C_R \cdot \text{sgn } V = C_m \quad (I.22)$$

Le modèle simplifié linéarisé s'obtient en considérant que l'évolution entre deux points  $M(t, P, V)$  et  $M'(t', P', V')$  s'effectue à couple moteur constant et égal à sa valeur moyenne notée  $\bar{C}_m(P, P')$  que nous allons calculer pour les différents modes d'alimentation [PINCHON - 88/2], [PINCHON - 88/3], [CREUZET - 88], [HAMZAOUI - 90], [BRUNIAUX - 91].

Pour que ce calcul soit valable, il faut que les points  $M$  et  $M'$  appartiennent à la même arche de la sinusoïde qui représente la forme d'onde du couple (figures 1.7. et 1.8.).

**Figure I.7 : Formes d'onde du couple hybride en modes 1 et 2**  
**Forme d'onde du couple de détente**

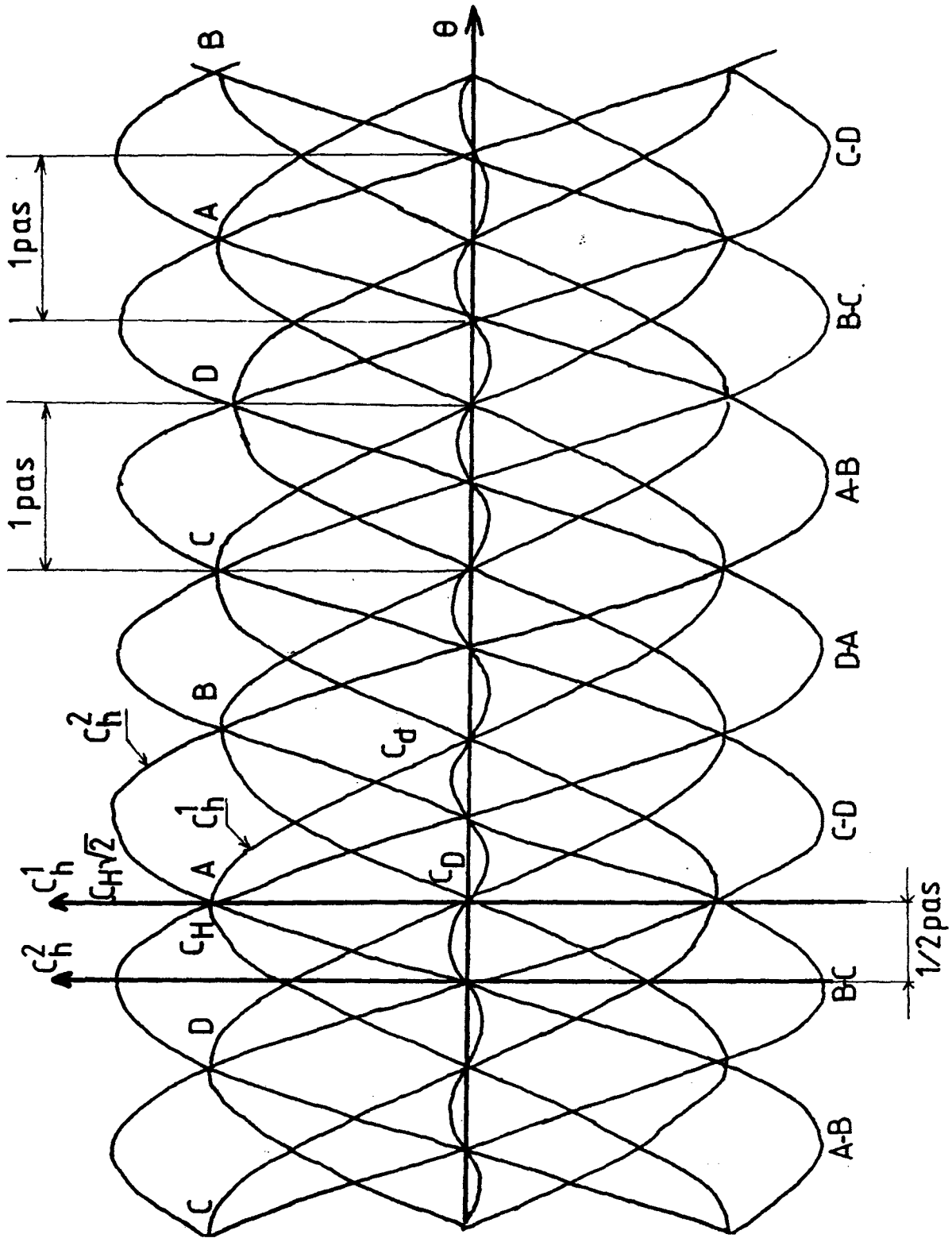
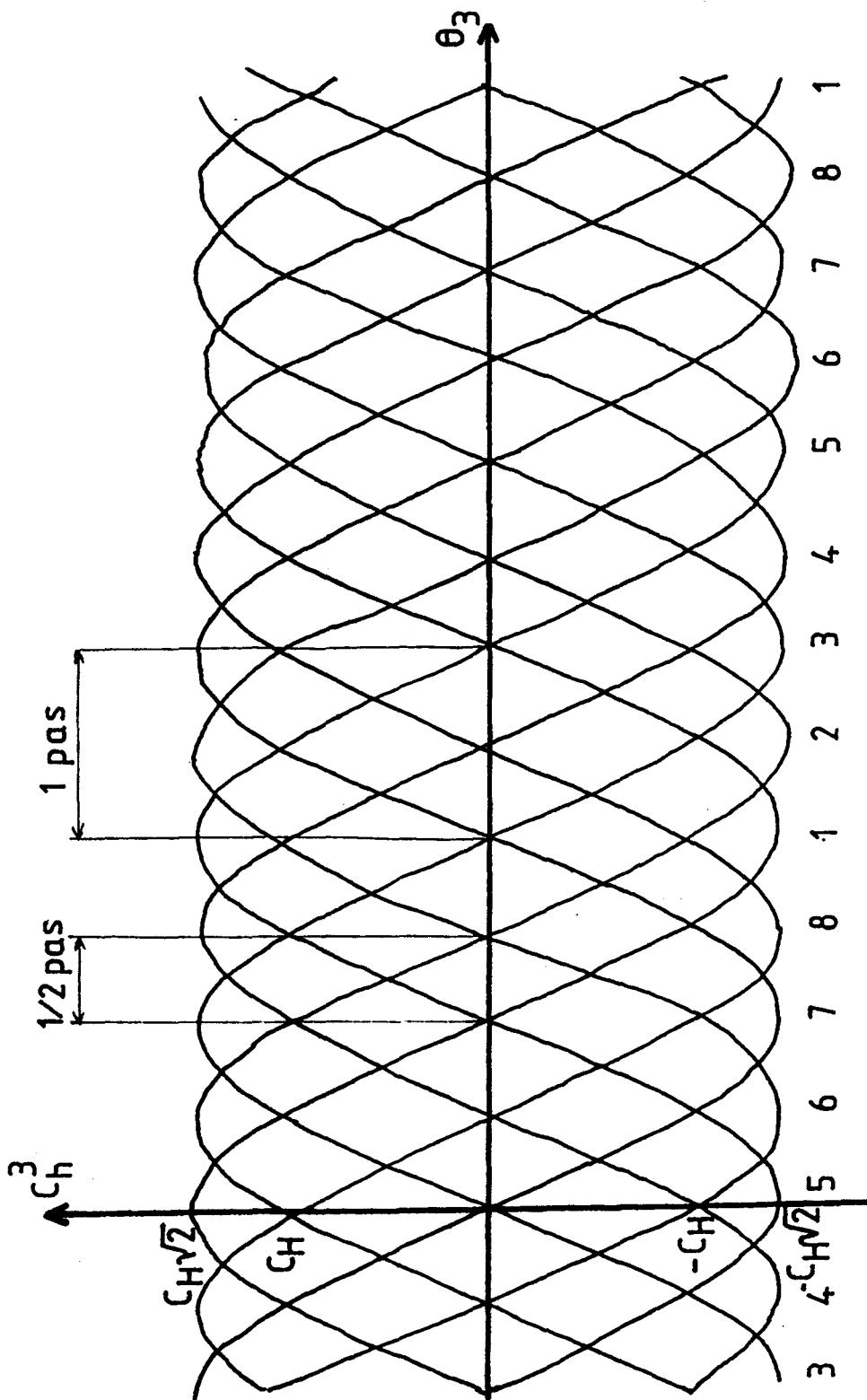




Figure I.8 : Forme d'onde du couple hybride en mode demi-pas



### 1.4.2. Expression du couple moteur moyen en mode 1

Par définition, nous pouvons écrire :

$$\overline{C_m^1(P,P')} = \frac{1}{P'-P} \int_P^{P'} C_m^1(\alpha).d\alpha \quad (I.23)$$

soit, d'après (I.13) :

$$\overline{C_m^1(P,P')} = -\frac{C_H}{P'-P} \int_P^{P'} \sin\left(\frac{\pi.\alpha}{2} - k_1 \cdot \frac{\pi}{2}\right).d\alpha - \frac{C_D}{P'-P} \int_P^{P'} \sin(2\pi\alpha).d\alpha \quad (I.24)$$

d'où :

$$\overline{C_m^1(P,P')} = \frac{2.C_H}{\pi.(P'-P)} \left[ \cos\left(\frac{\pi.P'}{2} - k_1 \frac{\pi}{2}\right) - \cos\left(\frac{\pi.P}{2} - k_1 \frac{\pi}{2}\right) \right] + \frac{C_D}{2.\pi.(P'-P)} [\cos(2.\pi.P') - \cos(2.\pi.P)] \quad (I.25)$$

### 1.4.3. Expression du couple moteur moyen en mode 2

$\overline{C_m^2(P,P')}$  se calcule de façon analogue :

$$\overline{C_m^2(P,P')} = \frac{1}{P'-P} \int_{P'}^P C_m^2(\alpha).d\alpha \quad (I.26)$$

soit, d'après (I.17), et en s'inspirant du résultat précédent :

$$\overline{C_m^2(P,P')} = \frac{2.C_H.\sqrt{2}}{\pi.(P'-P)} \left[ \cos\left(\frac{\pi.P'}{2} - k_2 \frac{\pi}{2}\right) - \cos\left(\frac{\pi.P}{2} - k_2 \frac{\pi}{2}\right) \right] - \frac{C_D}{2.\pi.(P'-P)} [\cos(2.\pi.P') - \cos(2.\pi.P)] \quad (I.27)$$

#### 1.4.4. Expression du couple moteur moyen en mode demi-pas

D'après la relation (I.20), le couple moteur moyen en mode demi-pas se déduit directement de (I.27) :

$$\overline{C_m^3(P, P')} = \frac{2 \cdot C_H \cdot \sqrt{2}}{\pi \cdot (P' - P)} \left[ \cos\left(\frac{\pi \cdot P'}{2} - k_3 \frac{\pi}{2}\right) - \cos\left(\frac{\pi \cdot P}{2} - k_3 \frac{\pi}{2}\right) \right] - \frac{C_D}{2 \cdot \pi \cdot (P' - P)} [\cos(2 \cdot \pi \cdot P') - \cos(2 \cdot \pi \cdot P)] \quad (I.28)$$

Seule la valeur du coefficient  $k_3$  change par rapport à l'expression trouvée pour  $\overline{C_m^2(P, P')}$ .

Ce modèle simplifié linéarisé –modèle n°3– sera utilisé pour l'identification des paramètres du système et pour la mise en oeuvre de sa commande.

Outre les hypothèses faites pour le modèle n°2, il faut tenir compte de la simplification introduite par le fait que le couple moteur est assimilé à sa valeur moyenne lors de l'évolution entre deux points. Les méthodes utilisées pour l'identification et la commande seront faciles à mettre en oeuvre. Les résultats, obtenus rapidement, seront, pour être validés, comparés avec ceux que donnent les modèles n°1 et 2.

#### 1.5. MODELE NUMERO 4

Cette étude est reportée en annexe 1.

#### 1.6. CONCLUSION

Nous avons ainsi à notre disposition plusieurs modèles d'étude pour aboutir à la mise en oeuvre d'un positionnement de la charge mécanique entraînée par le moteur pas à pas.

Le modèle complet, présenté ici, est lié à une approche globale du couple moteur ; il régit l'évolution sur un pas. Les autres modèles, qui s'appuient sur la valeur instantanée du couple, permettent l'étude d'une évolution complète.

Le modèle numéro 1 tient compte des différents phénomènes mis en jeu. Ce n'est pas le cas pour les modèles numéros 2 et 3, qui ont un domaine de validité restreint. Le modèle numéro 4 corrige cet inconvénient. De plus, comme l'évolution mécanique du moteur ne dépend que de la valeur moyenne du couple, ces modèles simplifiés diffèrent entre eux par la façon de représenter cette grandeur.

Une conclusion finale sur la comparaison entre ces différents modèles pourra être faite à partir des performances obtenues lors de la mise en oeuvre d'un positionnement.

## Chapitre 2

### **METHODE D'IDENTIFICATION**

---

## SOMMAIRE

<b>2.1. INTRODUCTION</b>	<b>33</b>
<b>2.2. PRESENTATION DE LA METHODE</b>	<b>33</b>
<b>2.3. PRINCIPE DE LA METHODE</b>	<b>34</b>
<b>2.4. DETERMINATION DES COEFFICIENTS <math>C_H</math> ET <math>C_D</math></b>	<b>35</b>
2.4.1. Principe de la mesure de $C_H$ et $C_D$	35
2.4.2. Résultats	38
<b>2.5. RELATION REGISSANT L'EVOLUTION ENTRE LES POINTS <math>M_1</math> ET <math>M_2</math></b>	<b>38</b>
<b>2.6. CARACTERISTIQUES DES EXTREMUMS DE VITESSE</b>	<b>39</b>
<b>2.7. RELATIONS NECESSAIRES AUX METHODES D'IDENTIFICATION</b>	<b>40</b>
2.7.1. Expressions du couple moteur moyen	40
2.7.2. Expressions relatives à l'évolution du système	41
2.7.3. Expressions relatives au extremums de vitesse	42
<b>2.8. PREMIERE METHODE D'IDENTIFICATION</b>	<b>43</b>
<b>2.9. SECONDE METHODE D'IDENTIFICATION</b>	<b>48</b>
<b>2.10. TROISIEME METHODE D'IDENTIFICATION</b>	<b>49</b>
<b>2.11. CONCLUSION</b>	<b>51</b>

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

### 2.1. INTRODUCTION

Puisque nous allons élaborer une stratégie de commande à partir du modèle n°3, nous avons mis au point une méthode d'identification à partir de cette représentation. Nous nous proposons donc de déterminer les valeurs des paramètres mécaniques du système étudié, les coefficients de couple étant mesurés de façon classique.

Plusieurs procédures de calcul sont possibles ; elles dépendent des points choisis sur la courbe illustrant la réponse sur un pas. L'utilisation des graphes de transfert permet d'aboutir aux expressions littérales des trois grandeurs qui caractérisent la charge.

L'avantage de cette méthode, propre à l'expression du modèle utilisé, réside en sa simplicité.

### 2.2. PRESENTATION DE LA METHODE

Les méthodes d'identification des paramètres d'un processus sont nombreuses [POVY - 75], [RICHALET - 87], [ZWINGELSTEIN - 84]. Certaines d'entre elles conviennent particulièrement bien au modèle numéro un [BRUNIAUX -88], [PINCHON - 88/3], [POVY - 88]. La méthode des moindres carrés [SÖDERSTRÖM - 74], [GRAUPE - 80] s'applique facilement au modèle numéro deux [ABIGNOLI - 77], [PINCHON - 81], [YUE SHOU CHANG - 84], [SENG - 76].

Nous nous proposons, quant à nous, de déterminer les paramètres qui interviennent dans la représentation du modèle numéro trois.

Leurs valeurs sont obtenues à partir des courbes représentant l'évolution de la position et de la vitesse angulaire lors de l'avance sur un pas, lorsque le moteur est alimenté en mode 1.

L'équation (I.22) qui régit le fonctionnement du système s'écrit alors :

$$S.J.\dot{V} + S.F.V + C_R.\text{sgn}V = C_m^1 \quad (\text{II.1})$$

Dans l'expression de  $C_m^1$ , définie en (I.13),  $k_1$  garde la valeur  $k_1=1$ , puisqu'une seule impulsion est nécessaire pour obtenir la réponse sur un pas. D'où :

$$C_m^1 = C_H.\cos\left(\frac{\pi.P^1}{2}\right) - C_D.\sin(2.\pi.P^1) \quad (\text{II.2})$$

D'autre part, nous considérons que l'évolution entre deux points M et M' se fait à couple moteur constant et égal à  $\overline{C_m^1(P,P')}$  ; d'après (I.25) et en tenant compte de la valeur particulière de  $k_1$ , nous écrivons :

$$\overline{C_m^1(P,P')} = \frac{2.C_H}{\pi.(P'-P)} \left[ \sin\left(\frac{\pi.P'}{2}\right) - \sin\left(\frac{\pi.P}{2}\right) \right] + \frac{C_D}{2.\pi.(P'-P)} [\cos(2.\pi.P') - \cos(2.\pi.P)] \quad (II.3)$$

Cette quantité est une constante qui ne dépend que des positions P et P' relatives aux points M et M' entre lesquels nous étudions l'évolution du système en réponse à une impulsion.

### 2.3. PRINCIPE DE LA METHODE

Compte tenu de ce qui précède, l'évolution entre le point fixe  $M_1(t_1, P_1, V_1)$  et le point M(t, P, V) est régi par l'équation :

$$S.J.\dot{V} + S.F.V + C_R.sgnV = \overline{C_m^1(P_1,P)} \quad (II.4)$$

avec :

$$\overline{C_m^1(P_1,P)} = \frac{2.C_H}{\pi.(P-P_1)} \left[ \sin\left(\frac{\pi.P}{2}\right) - \sin\left(\frac{\pi.P_1}{2}\right) \right] + \frac{C_D}{2.\pi.(P-P_1)} [\cos(2.\pi.P) - \cos(2.\pi.P_1)] \quad (II.5)$$

Cette relation n'est valable que si l'on peut assimiler le couple moteur à sa valeur moyenne. Il faut donc que l'intervalle  $[P_1, P]$  reste suffisamment petit. Nous avons abouti à de bons résultats en respectant la condition :

$$|P - P_1| \leq 0,1 \text{ pas} \quad (II.6)$$

D'autre part, si l'on considère que, lors de l'évolution entre  $M_1$  et M, la vitesse V reste de même signe que  $V_1$ , la grandeur  $sgnV$  reste constante et égale à  $sgnV_1$  qui vaut +1 ou -1 selon la valeur de  $V_1$ . (II.4) devient donc :

$$\dot{V} + \frac{F}{J}.V = \frac{\overline{C_m^1(P_1,P)} - C_R.sgnV_1}{S.J} \quad (II.7)$$

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION



équation différentielle linéaire qui correspond au modèle simplifié linéarisé. La résolution nous permettra de connaître  $P$  et  $V$  à tout instant, et de déterminer en particulier les grandeurs  $P_2$  et  $V_2$  correspondant au point  $M_2$ , à partir de la donnée  $t_2$  qui le définit et des caractéristiques  $t_1, P_1, V_1$  de  $M_1$ .

Enfin, l'étude dans le plan de phase ( $P, V$ ) conduira, pour les extremums de vitesse, à des relations indépendantes du moment d'inertie.

Nous devons déterminer cinq paramètres mécaniques :  $J, F, C_R, C_H$  et  $C_D$ . Les valeurs de ces deux derniers sont obtenues à partir de mesures statiques [ABIGNOLI - 79], [KASETTY - 85]. Trois possibilités s'offrent à nous, pour identifier les trois premiers, selon que l'on utilise zéro, un ou deux extremums de vitesse; d'où trois méthodes d'identification possibles. Notre propos sera donc de comparer les résultats acquis avec chacune d'entre elles [PINCHON - 87], [BRIENNE - 90/2].

## 2.4. DETERMINATION DES COEFFICIENTS $C_H$ ET $C_D$

### 2.4.1. Principe de la mesure de $C_H$ et $C_D$

Ces mesures se font en régime statique, le moteur étant à l'arrêt. Un seul enroulement est alimenté; il est parcouru par le courant  $I$  auquel on peut donner différentes valeurs. Nous décalons le rotor d'un certain angle  $P$  par rapport à sa position d'équilibre et, à l'aide d'une poulie et de masses connues, nous déterminons la valeur statique du couple moteur. En répétant l'opération pour d'autres valeurs de  $P$ , nous obtenons l'une des courbes de la figure II.1. Ce serait une arche de sinusoïde si le couple de détente était nul.

Pour  $P = 1$  pas, nous avons :

$$C_d = 0$$

et donc, d'après (I.2) :

$$C_h = C_m$$

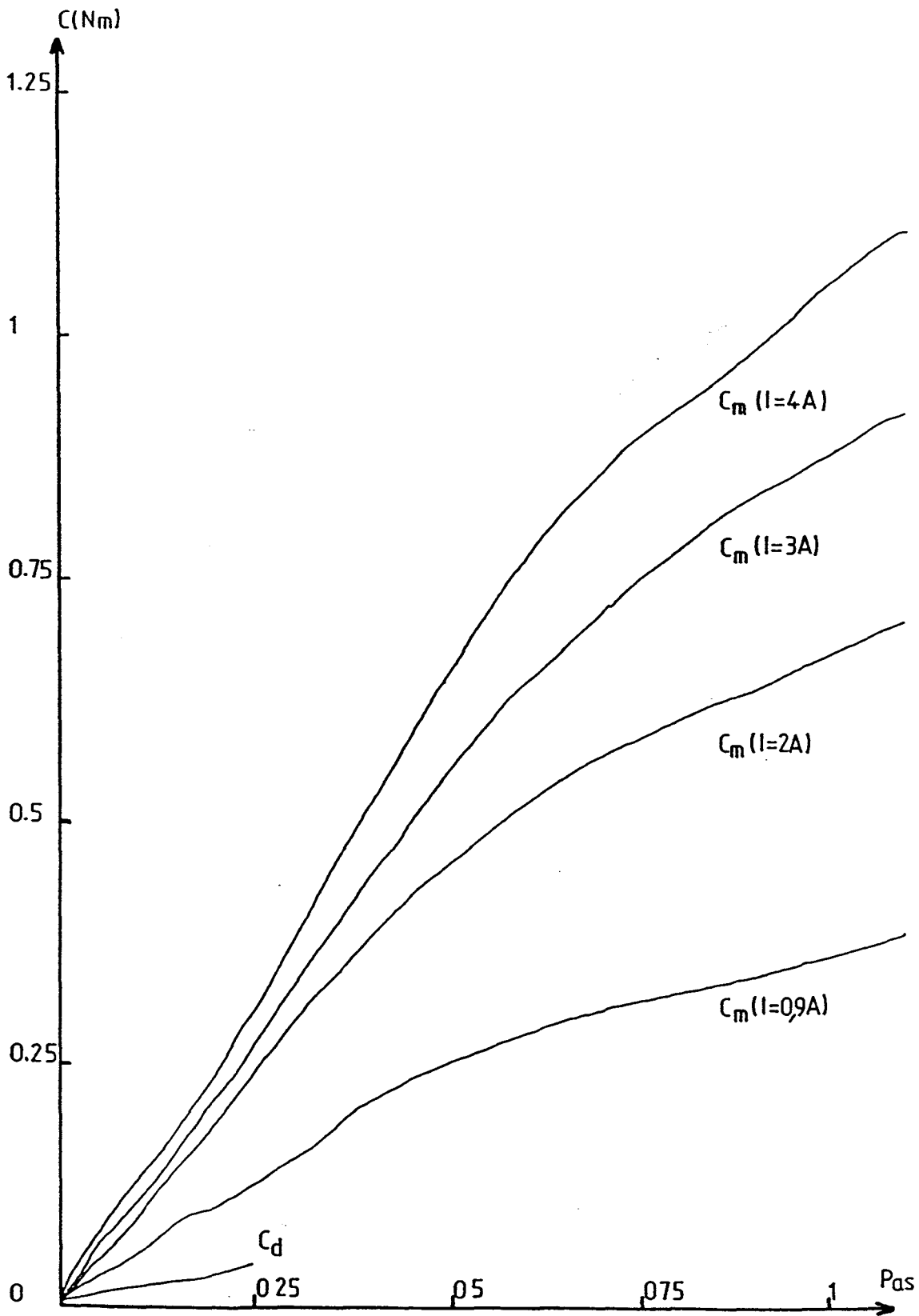
$C_H$  est alors égal à la valeur prise par  $C_h$ , car les mesures se font en régime statique. Il nous est donc possible de tracer les variations de  $C_H$  en fonction du courant  $I$  qui circule dans un enroulement (figure II.2).

La mesure de  $C_D$  s'obtient de la même façon en coupant l'alimentation des phases statoriques. La valeur de  $C_D$  correspond à  $P=0,25$  pas sur la courbe représentant les variations de  $C_d$  (figure II.1).

---

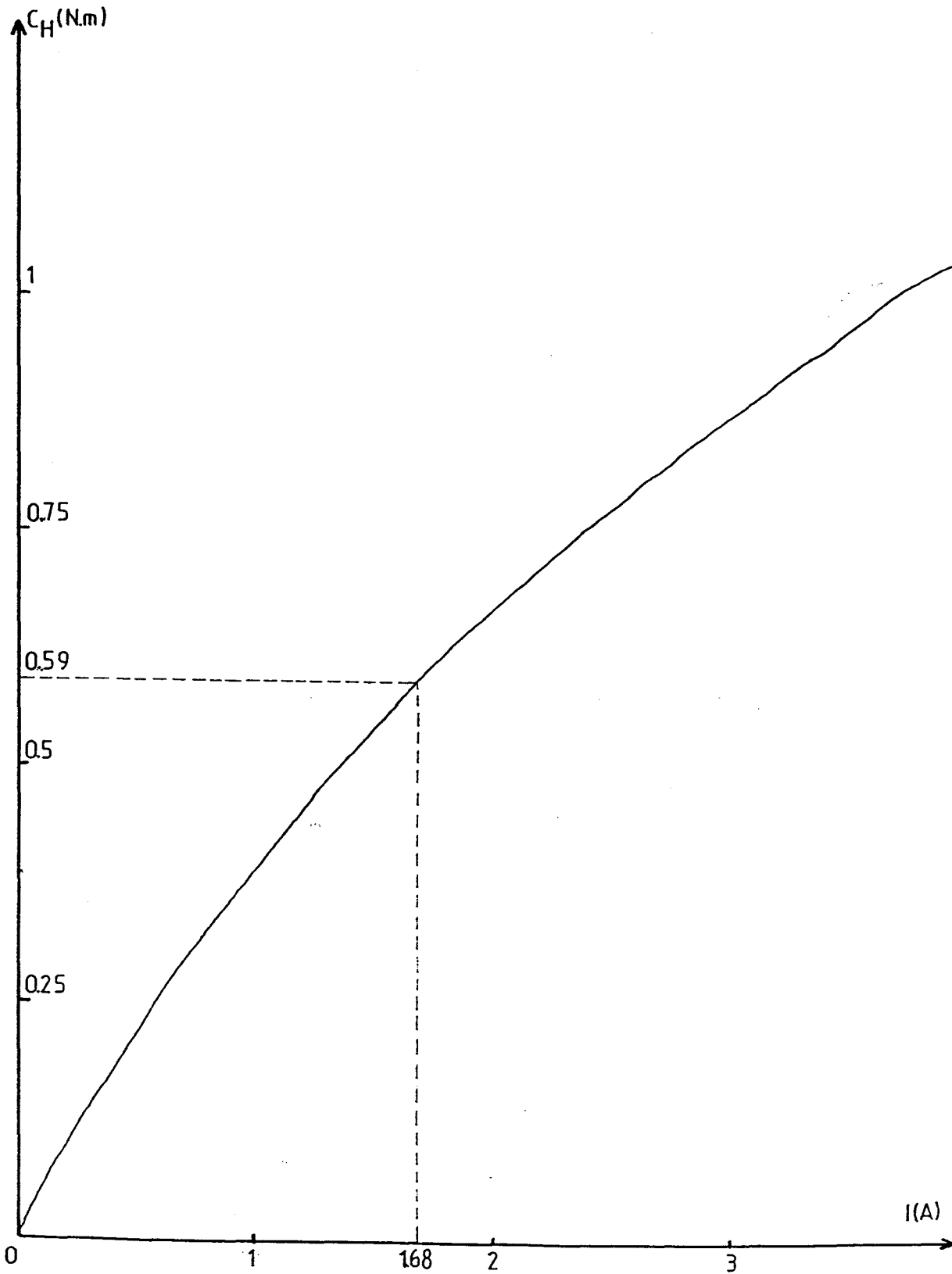
## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

**Figure II.1 : Variation de  $C_m$  et  $C_d$  en fonction de la position angulaire**



2. METHODE D'IDENTIFICATION

**Figure II.2 : Variation de  $C_H$  en fonction du courant  $I$  dans un enroulement**



**2. METHODE D'IDENTIFICATION**

### 2.4.2. Résultats

Comme le montre la figure II.2, la relation  $C_H(i)$  ne correspond pas à une loi linéaire et il faudra tenir compte de ce résultat lors de l'identification à partir du modèle complet. Ici, il nous suffit de connaître la valeur de  $C_H$  lorsque le courant  $i_1$  ou  $i_2$  prend la valeur  $i$ .

L'identification se fait en mode 1, avec un seul enroulement parcouru par un courant  $I$  de 1,68 A. La figure II.2 nous donne immédiatement la valeur de  $C_H$  :

$$C_H = 0,59 \text{ N.m}$$

La commande se fait en mode 2, avec un courant  $i$  par phase de 2,86 A. Les deux enroulements étant connectés en parallèle, chacun d'entre eux est parcouru par un courant  $I$  de 1,43 A, ce qui correspond, d'après la figure II.2 à une valeur de  $C_H$  égale à 0,53 N.m. La valeur du couple statique correspondant à une phase est donc :

$$C_H = 2 \times 0,53 = 1,06 \text{ N.m}$$

Ce calcul devra être repris chaque fois que l'on modifiera le courant statorique, le mode d'alimentation ou le montage des enroulements, toutes opérations qui ont pour effet de changer la valeur du coefficient  $C_H$ .

D'autre part, la figure II.1 nous donne la valeur de  $C_D$  :

$$C_D = 0,045 \text{ N.m}$$

Les valeurs de  $C_H$  et  $C_D$  étant désormais connues, nous allons maintenant présenter les trois méthodes d'identification de  $J$ ,  $F$  et  $C_R$ .

### 2.5. RELATION REGISSANT L'EVOLUTION ENTRE LES POINTS $M_1$ ET $M_2$

L'intégration de chacun des termes de l'équation (II.7) entre les instants  $t_1$  et  $t_2$  donne :

$$V_2 - V_1 + \frac{F}{J} \cdot (P_2 - P_1) = \frac{C_m(P_1, P_2) - C_R \cdot \text{sgn} V_1}{S \cdot J} \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{II.8})$$

à condition de respecter les hypothèses mentionnées en 2.3 :

$ P_2 - P_1  \leq 0,1 \text{ pas}$	(II.9)
------------------------------------	--------

---

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

$$\text{sgn}V_2 = \text{sgn}V_1 \quad (\text{II.10})$$

(II.8) peut aussi s'écrire :

$$\begin{aligned} (V_2 - V_1).S.J + (P_2 - P_1)S.F + (t_2 - t_1).(\text{sgn}V_1).C_R \\ = (t_2 - t_1).C_m(P_1, P_2) \end{aligned} \quad (\text{II.11})$$

relation linéaire entre les trois paramètres J, F et  $C_R$  que nous cherchons à identifier.

## 2.6. CARACTERISTIQUES DES EXTREMUMS DE VITESSE

Les équations dans le plan de phase (P, V) s'écrivent, d'après la relation (II.1) :

$$\dot{P} = V \quad (\text{II.12})$$

$$\dot{V} = -\frac{F}{J}.V + \frac{C_m - C_R \text{sgn}V}{S.J} \quad (\text{II.13})$$

où  $C_m$  a la valeur exprimée en (II.2) :

$$\dot{V} = -\frac{F}{J}.V + \frac{C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi.P}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2.\pi.P) - C_R \cdot \text{sgn}V}{S.J} \quad (\text{II.14})$$

L'isocline de pente nulle, lieu des extremums de vitesse, a donc pour équation :

$$V = \frac{C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi.P}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2.\pi.P) - C_R \cdot \text{sgn}V}{S.F} \quad (\text{II.15})$$

Si nous caractérisons un extremum de vitesse par la position  $P_M$  et la vitesse  $V_M$ , nous pouvons alors écrire :

$$S.F.V_M = C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi.P_M}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2.\pi.P_M) - C_R \cdot \text{sgn}V_M \quad (\text{II.16})$$

soit :

$$S.V_M.F - (\text{sgn}V).C_R = C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi.P_M}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2.\pi.P_M) \quad (\text{II.17})$$

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

relation linéaire entre les coefficients de frottements  $F$  et  $C_R$  et qui présente l'avantage d'être indépendante du moment d'inertie  $J$ .

## 2.7. RELATIONS NECESSAIRES AUX METHODES D'IDENTIFICATION

Ces relations sont du type (II.3),(II.11) et (II.17). Nous donnons ici toutes les équations nécessaires aux trois méthodes d'identification.

### 2.7.1. Expressions du couple moteur moyen

D'après (II.3), nous pouvons écrire :

- pour l'évolution entre  $M_1$  et  $M_2$  :

$$\overline{C_m(P_1, P_2)} = a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D \quad (II.18)$$

avec :

$$a_1^2 = \frac{2}{\pi \cdot (P_2 - P_1)} \left[ \sin\left(\frac{\pi \cdot P_2}{2}\right) - \sin\left(\frac{\pi \cdot P_1}{2}\right) \right] \quad (II.19)$$

$$b_1^2 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot (P_2 - P_1)} \left[ \cos(2 \cdot \pi \cdot P_2) - \cos(2 \cdot \pi \cdot P_1) \right] \quad (II.20)$$

- pour l'évolution entre  $M_3$  et  $M_4$  :

$$\overline{C_m(P_3, P_4)} = a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D \quad (II.21)$$

avec :

$$a_3^4 = \frac{2}{\pi \cdot (P_4 - P_3)} \left[ \sin\left(\frac{\pi \cdot P_4}{2}\right) - \sin\left(\frac{\pi \cdot P_3}{2}\right) \right] \quad (II.22)$$

$$b_3^4 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot (P_4 - P_3)} \left[ \cos(2 \cdot \pi \cdot P_4) - \cos(2 \cdot \pi \cdot P_3) \right] \quad (II.23)$$

- pour l'évolution entre  $M_5$  et  $M_6$  :

$$\overline{C_m(P_5, P_6)} = a_5^6 \cdot C_H + b_5^6 \cdot C_D \quad (II.24)$$

---

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

avec :

$$a_5^6 = \frac{2}{\pi.(P_6 - P_5)} \left[ \sin\left(\frac{\pi.P_6}{2}\right) - \sin\left(\frac{\pi.P_5}{2}\right) \right] \quad (II.25)$$

$$b_5^6 = \frac{1}{2.\pi.(P_6 - P_5)} \left[ \cos(2.\pi.P_6) - \cos(2.\pi.P_5) \right] \quad (II.26)$$

### 2.7.2. Expressions relatives à l'évolution du système

D'après (II.11), nous pouvons écrire :

- pour l'évolution entre  $M_1$  et  $M_2$  :

$$c_1^2.J + d_1^2.F + e_1^2.C_R = \overline{f_1^2.C_m(P_1, P_2)} \quad (II.27)$$

avec :

$$c_1^2 = S(V_2 - V_1) \quad (II.28)$$

$$d_1^2 = S(P_2 - P_1) \quad (II.29)$$

$$e_1^2 = (t_2 - t_1).sgnV_1 \quad (II.30)$$

$$f_1^2 = t_2 - t_1 \quad (II.31)$$

- pour l'évolution entre  $M_3$  et  $M_4$  :

$$c_3^4.J + d_3^4.F + e_3^4.C_R = \overline{f_3^4.C_m(P_3, P_4)} \quad (II.32)$$

avec :

$$c_3^4 = S(V_4 - V_3) \quad (II.33)$$

$$d_3^4 = S(P_4 - P_3) \quad (II.34)$$

$$e_3^4 = (t_4 - t_3).sgnV_3 \quad (II.35)$$

$$f_3^4 = t_4 - t_3 \quad (II.36)$$

- pour l'évolution entre  $M_5$  et  $M_6$  :

$$c_5^6 \cdot J + d_5^6 \cdot F + e_5^6 \cdot C_R = f_5^6 \cdot \overline{C_m(P_5, P_6)} \quad (II.37)$$

avec :

$$c_5^6 = S(V_6 - V_5) \quad (II.38)$$

$$d_5^6 = S(P_6 - P_5) \quad (II.39)$$

$$e_5^6 = (t_6 - t_5) \cdot \text{sgn} V_5 \quad (II.40)$$

$$f_5^6 = t_6 - t_5 \quad (II.41)$$

### 2.7.3. Expressions relatives au extremums de vitesse

Nous choisissons au maximum deux extremums de vitesse.

Pour le premier, nous écrivons, d'après (II.7) :

$$g_1 \cdot F + h_1 \cdot C_R = i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D \quad (II.42)$$

avec :

$$g_1 = S \cdot V_{M_1} \quad (II.43)$$

$$h_1 = \text{sgn} V_{M_1} \quad (II.44)$$

$$i_1 = \cos \left( \frac{\pi \cdot P_{M_1}}{2} \right) \quad (II.45)$$

$$j_1 = -\sin (2\pi P_{M_1}) \quad (II.46)$$

Nous avons de même, pour le second extremum :

$$g_2 \cdot F + h_2 \cdot C_R = i_2 \cdot C_H + j_2 \cdot C_D \quad (II.47)$$

---

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION



avec :

$$g_2 = S.V_{M_2} \quad (II.48)$$

$$h_2 = \text{sgn}V_{M_2} \quad (II.49)$$

$$i_2 = \cos\left(\frac{\pi.P_{M_2}}{2}\right) \quad (II.50)$$

$$j_2 = -\sin(2\pi P_{M_2}) \quad (II.51)$$

Pour déterminer les paramètres mécaniques du système étudié, nous utilisons la méthode des graphes de transfert. Les couples statiques  $C_H$  et  $C_D$  sont variables-source; nous écrivons les relations nécessaires au calcul de  $J$ ,  $F$  et  $C_R$  en fonction de  $C_H$  et  $C_D$  et des points choisis sur les courbes de réponse sur un pas.

## 2.8. PREMIERE METHODE D'IDENTIFICATION

Nous ne prenons pas d'extremum de vitesse, mais trois couples  $(M_1, M_2)$ ,  $(M_3, M_4)$  et  $(M_5, M_6)$ . Sur le graphe de transfert, il apparaît huit noeuds correspondant aux variables

$C_H$ ,  $C_D$ ,  $C_m(P_1, P_2)$ ,  $C_m(P_3, P_4)$ ,  $C_m(P_5, P_6)$ ,  $J$ ,  $F$  et  $C_R$ .

Nous devons donc écrire six équations, c'est à dire :

$$C_m(P_1, P_2) = a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D \quad (II.18)$$

$$C_m(P_3, P_4) = a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D \quad (II.21)$$

$$C_m(P_6, P_5) = a_5^6 \cdot C_H + b_5^6 \cdot C_D \quad (II.24)$$

ainsi que les relations (II.27), (II.32) et (II.37) mises sous la forme :

$$J = \frac{f_1^2}{c_1} \cdot C_m(P_1, P_2) - \frac{d_1^2}{c_1} \cdot F - \frac{e_1^2}{c_1} \cdot C_R \quad (II.52)$$

$$F = \frac{f_3^4}{d_3} \cdot C_m(P_3, P_4) - \frac{c_3^4}{d_3} \cdot J - \frac{e_3^4}{d_3} \cdot C_R \quad (II.53)$$

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

$$C_R = \frac{f_5^6}{e_5} \cdot C_m(P_5, P_6) - \frac{c_5^6}{e_5} \cdot J - \frac{d_5^6}{e_5} \cdot F \quad (II.54)$$

Le graphe de transfert correspondant est représenté à la figure II.3. Son déterminant vaut :

$$\Delta^1 = \frac{D^1}{c_1 \cdot d_3 \cdot e_5} \quad (II.55)$$

avec :

$$D_1 = c_1^2 \cdot d_3^4 \cdot e_5^6 - d_1^2 \cdot c_3^4 \cdot e_5^6 + c_1^2 \cdot e_3^4 \cdot d_5^6 - e_1^2 \cdot c_3^4 \cdot d_5^6 + e_1^2 \cdot d_3^4 \cdot c_5^6 - d_1^2 \cdot e_3^4 \cdot c_5^6 \quad (II.56)$$

La règle de Mason nous donne les valeurs de J, F et  $C_R$  :

$$J = \frac{N_J^1}{D^1} \quad F = \frac{N_F^1}{D^1} \quad C_R = \frac{N_{C_R}^1}{D^1} \quad (II.57)$$

avec :

$$N_J^1 = f_1^2 \cdot (d_3^4 \cdot e_5^6 - e_3^4 \cdot d_5^6) \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) + f_3^4 \cdot (d_5^6 \cdot e_1^2 - e_5^6 \cdot d_1^2) \cdot (a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D) + f_5^6 \cdot (d_1^2 \cdot e_3^4 - e_1^2 \cdot d_3^4) \cdot (a_5^6 \cdot C_H + b_5^6 \cdot C_D) \quad (II.58)$$

$$N_F^1 = f_1^2 \cdot (e_3^4 \cdot c_5^6 - c_3^4 \cdot e_5^6) \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) + f_3^4 \cdot (e_5^6 \cdot c_1^2 - c_5^6 \cdot e_1^2) \cdot (a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D) + f_5^6 \cdot (e_1^2 \cdot c_3^4 - c_1^2 \cdot e_3^4) \cdot (a_5^6 \cdot C_H + b_5^6 \cdot C_D) \quad (II.59)$$

$$N_{C_R}^1 = f_1^2 \cdot (c_3^4 \cdot d_5^6 - d_3^4 \cdot c_5^6) \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) + f_3^4 \cdot (c_5^6 \cdot d_1^2 - d_5^6 \cdot c_1^2) \cdot (a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D) + f_5^6 \cdot (c_1^2 \cdot d_3^4 - d_1^2 \cdot c_3^4) \cdot (a_5^6 \cdot C_H + b_5^6 \cdot C_D) \quad (II.60)$$

## 2. METHODE D'IDENTIFICATION

Figure II.3 : Graphe de transfert relatif à la première méthode d'identification

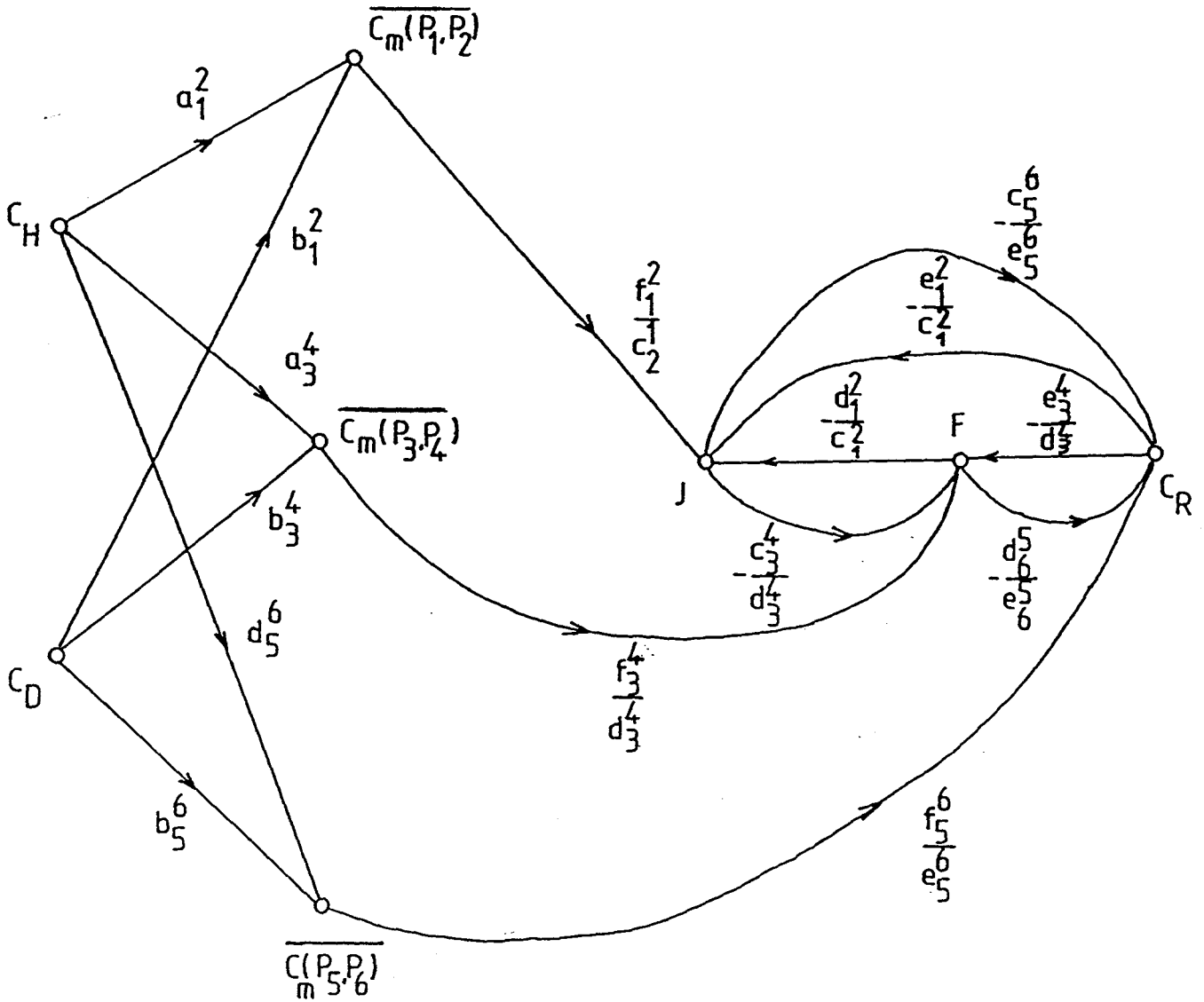
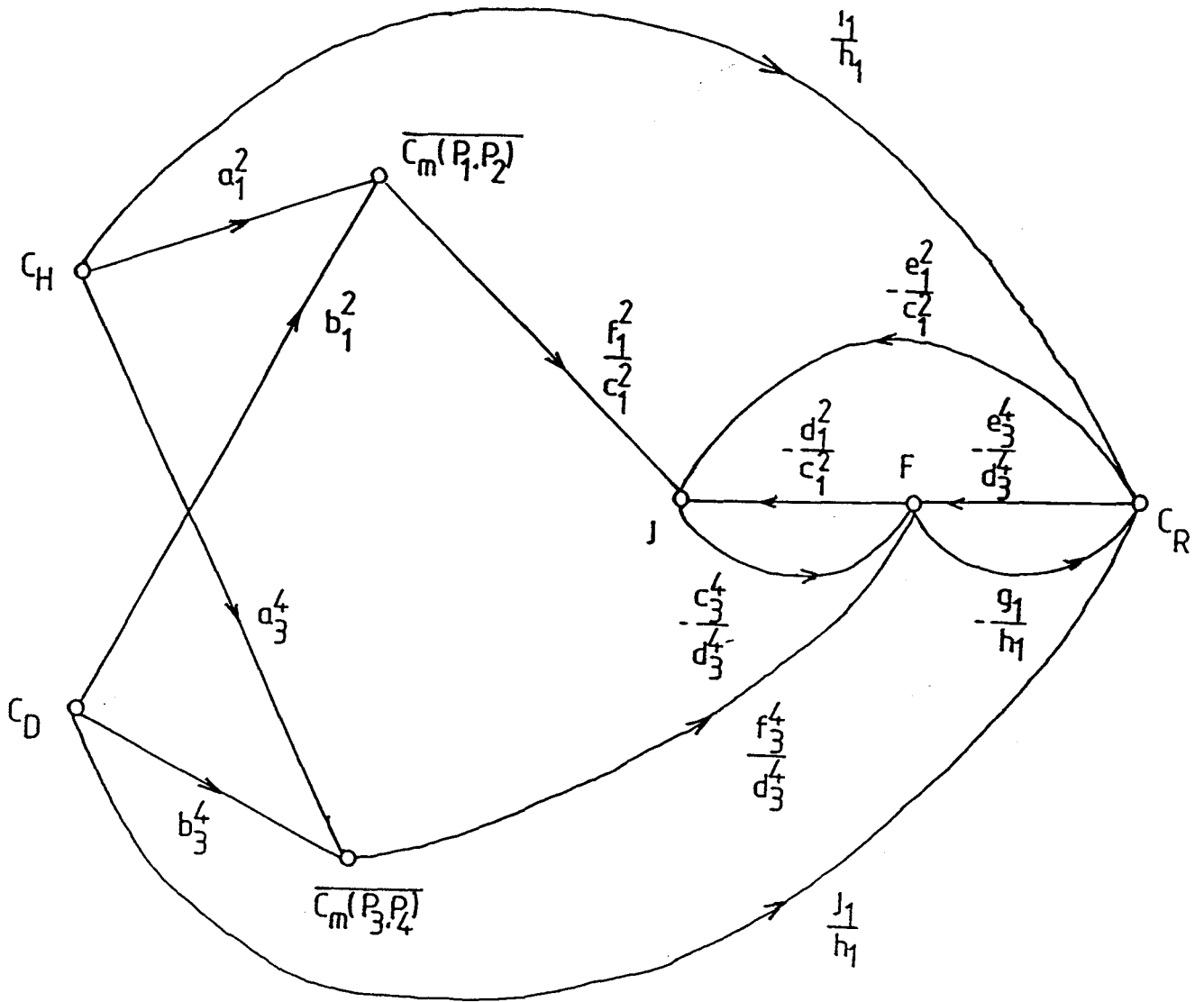
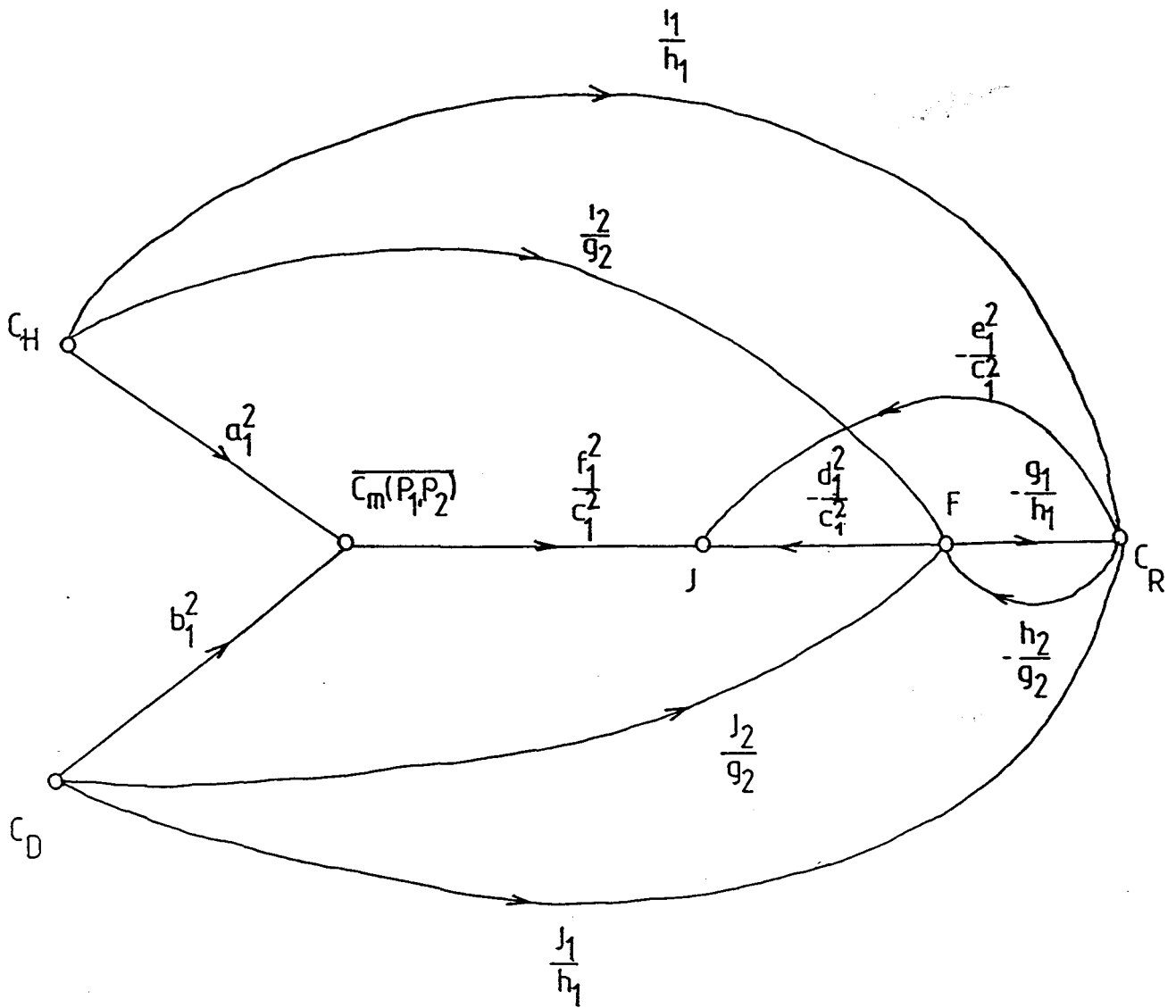


Figure II.4 : Graphe de transfert relatif à la deuxième méthode d'identification



2. METHODE D'IDENTIFICATION

Figure II.5 : Graphe de transfert relatif à la troisième méthode d'identification



## 2.9. SECONDE METHODE D'IDENTIFICATION

Nous prenons un extremum de vitesse ( $P_{M1}, V_{M1}$ ) et deux couples ( $M_1, M_2$ ), ( $M_3, M_4$ ). Sur le graphe de transfert, il apparaît sept noeuds correspondant aux variables

$C_H, C_D, C_m(P_1, P_2), C_m(P_3, P_4), J, F$  et  $C_R$ .

Nous devons donc écrire cinq équations :

$$C_m(P_1, P_2) = a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D \quad (II.18)$$

$$C_m(P_3, P_4) = a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D \quad (II.21)$$

$$J = \frac{f_1^2}{c_1} \cdot C_m(P_1, P_2) - \frac{d_1^2}{c_1} \cdot F - \frac{e_1^2}{c_1} \cdot C_R \quad (II.52)$$

$$F = \frac{f_3^4}{d_3} \cdot C_m(P_3, P_4) - \frac{c_3^4}{d_3} \cdot J - \frac{e_3^4}{d_3} \cdot C_R \quad (II.53)$$

et la relation (II.42) mise sous la forme :

$$C_R = \frac{i_1}{h_1} \cdot C_H + \frac{j_1}{h_1} \cdot C_D - \frac{g_1}{h_1} \cdot F \quad (II.61)$$

Le graphe de transfert correspondant est représenté à la figure II.4. Son déterminant vaut :

$$\Delta^2 = \frac{D^2}{c_1^2 \cdot d_3^4 \cdot h_1} \quad (II.62)$$

avec :

$$D^2 = g_1 \cdot (e_1^2 \cdot c_3^4 - c_1^2 \cdot e_3^4) + h_1 \cdot (c_1^2 \cdot d_3^4 - d_1^2 \cdot c_3^4) \quad (II.63)$$

Nous obtenons :

$$J = \frac{N_J^2}{D^2} \quad F = \frac{N_F^2}{D^2} \quad C_R = \frac{N_{C_R}^2}{D^2} \quad (II.64)$$

avec :

$$\begin{aligned} N_J^2 = & f_1^2 \cdot (d_3^4 \cdot h_1 - e_3^4 \cdot g_1) \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) \\ & + f_3^4 \cdot (e_1^2 \cdot g_1 - d_1^2 \cdot h_1) \cdot (a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D) \\ & + (d_1^2 \cdot e_3^4 - e_1^2 \cdot d_3^4) \cdot (i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D) \end{aligned} \quad (II.65)$$

$$\begin{aligned} N_F^2 = & -f_1^2 \cdot c_3^4 \cdot h_1 \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) \\ & + f_3^4 \cdot c_1^2 \cdot h_1 \cdot (a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D) \\ & + (e_1^2 \cdot c_3^4 - e_3^4 \cdot c_1^2) \cdot (i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D) \end{aligned} \quad (II.66)$$

$$\begin{aligned} N_{C_R}^2 = & f_1^2 \cdot c_3^4 \cdot g_1 \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) \\ & - f_3^4 \cdot c_1^2 \cdot g_1 \cdot (a_3^4 \cdot C_H + b_3^4 \cdot C_D) \\ & + (c_1^2 \cdot d_3^4 - d_1^2 \cdot c_3^4) \cdot (i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D) \end{aligned} \quad (II.67)$$

## 2.10. TROISIEME METHODE D'IDENTIFICATION

Nous prenons deux extremums de vitesse ( $P_{M1}, V_{M1}$ ) et ( $P_{M2}, V_{M2}$ ) et un couple de points ( $M_1, M_2$ ). Sur le graphe de transfert, il apparaît six noeuds correspondant aux

variables  $C_H, C_D, C_m(P_1, P_2), J, F$  et  $C_R$ .

Nous devons donc écrire quatre équations, à savoir :

$$C_m(P_1, P_2) = a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D \quad (II.18)$$

$$J = \frac{f_1^2}{c_1} \cdot C_m(P_1, P_2) - \frac{d_1^2}{c_1} \cdot F - \frac{e_1^2}{c_1} \cdot C_R \quad (II.52)$$

$$C_R = \frac{i_1}{h_1} \cdot C_H + \frac{j_1}{h_1} \cdot C_D - \frac{g_1}{h_1} \cdot F \quad (II.61)$$

et la relation (II.47) mise sous la forme :

$$F = \frac{i_2}{g_2} \cdot C_H + \frac{j_2}{g_2} \cdot C_D - \frac{h_2}{g_2} \cdot C_R \quad (II.68)$$

Le graphe de transfert correspondant est représenté à la figure II.5. Son déterminant vaut :

$$\Delta^3 = \frac{h_1 \cdot g_2 - g_1 \cdot h_2}{h_1 \cdot g_2}$$

Nous obtenons :

$$J = \frac{N_J^3}{D^3} \quad F = \frac{N_F^3}{D^3} \quad C_R = \frac{N_{C_R}^3}{D^3} \quad (II.69)$$

avec :

$$D^3 = c_1^2 \cdot (h_1 g_2 - g_1 h_2) \quad (II.70)$$

$$\begin{aligned} N_J^3 = & f_1^2 \cdot (h_1 \cdot g_2 - g_1 \cdot h_2) \cdot (a_1^2 \cdot C_H + b_1^2 \cdot C_D) \\ & + (d_1^2 \cdot h_2 - e_1^2 \cdot g_2) \cdot (i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D) \\ & - (d_1^2 \cdot h_1 - e_1^2 \cdot g_1) \cdot (i_2 \cdot C_H + j_2 \cdot C_D) \end{aligned} \quad (II.71)$$

$$N_F^3 = c_1^2 \cdot [-h_2 \cdot (i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D) + h_1 \cdot (i_2 \cdot C_H + j_2 \cdot C_D)] \quad (II.72)$$

$$N_{C_R}^3 = c_1^2 \cdot [g_2 \cdot (i_1 \cdot C_H + j_1 \cdot C_D) - g_1 \cdot (i_2 \cdot C_H + j_2 \cdot C_D)] \quad (II.73)$$

Il est à noter que les valeurs de F et C<sub>R</sub> ne dépendent que des extremums de vitesse choisis, et non du couple (M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub>).



## **2.11. CONCLUSION**

Nous avons présenté une méthode d'identification des paramètres du système étudié. Elle est basée sur le choix d'un nombre restreint de points sur la réponse à une impulsion. Elle offre l'avantage d'être simple du point de vue des calculs effectués.

Suivant le nombre d'extremums choisis, trois procédures sont envisageables, qui offrent toutes la même simplicité de mise en oeuvre. Nous allons donc étudier la précision que permet chacune d'entre elles sur les valeurs des paramètres à identifier.

## Chapitre 3

# IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANQUES DU SYSTEME

---

## SOMMAIRE

<b>3.1. INTRODUCTION</b>	<b>54</b>
<b>3.2. TRACE DES COURBES DE REPONSE SUR UN PAS</b>	<b>54</b>
<b>3.3. STRATEGIE DE CHOIX DES POINTS</b>	<b>55</b>
3.3.1. Principe de la stratégie	55
3.3.2. Stratégie relative à la première méthode d'identification	57
3.3.3. Stratégie relative à la seconde méthode d'identification	58
3.3.4. Stratégie relative à la troisième méthode d'identification	58
3.3.5. Conclusion	58
<b>3.4. FILTRE NUMERIQUE</b>	<b>63</b>
<b>3.5. RESULTATS EXPERIMENTAUX</b>	<b>65</b>
<b>3.6. CONCLUSION</b>	<b>68</b>

### 3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANIQUES DU SYSTEME

#### 3.1. INTRODUCTION

Pour chacune des trois méthodes d'identification proposées au chapitre précédent, nous remarquons que les résultats obtenus dépendent des points choisis. Le problème posé est donc de connaître l'importance de ce choix et de savoir si des points conviennent mieux que d'autres.

Pour répondre à cette question, nous imposons des valeurs arbitraires aux différents paramètres du modèle. Nous simulons la réponse sur un pas ; à partir des courbes de position et de vitesse, nous calculons le moment d'inertie et les coefficients de frottement. La plus ou moins grande similitude entre ces résultats et les valeurs imposées nous permet déjà d'affirmer l'importance du choix des points.

En fait, il nous faut affiner cette proposition car ce choix n'influe pas de la même façon sur  $J$ ,  $F$  et  $C_R$ . Nous comparons donc les courbes de réponse sur un pas obtenues avec les valeurs des paramètres imposées et calculées ; cela nous conduit à la détermination de l'erreur quadratique en position et en vitesse. Les meilleurs résultats correspondront à la minimisation de ces deux quantités. Ainsi, nous allons établir, pour chacune des méthodes d'identification, une stratégie de choix des points.

Nous relevons ensuite la réponse sur un pas, lors d'un essai à vide, le moteur étant alimenté en mode 1. Les courbes qui représentent l'évolution de la position et de la vitesse sont bruitées ; il nous faut donc utiliser un filtre numérique pour reconstituer les signaux sur lesquels nous pourrions appliquer la stratégie citée ci-dessus. Nous déterminons enfin les valeurs des paramètres correspondant à différents charges mécaniques.

#### 3.2. TRACE DES COURBES DE REPOSE SUR UN PAS

Nous imposons :

$$C_{Hi} = 10 \text{ N.m} \quad C_{Di} = 0,5 \text{ N.m} \quad (III.1)$$

$$J_i = 0,001 \text{ kg.m}^2 \quad F_i = 0,3 \text{ N.m/rad.s}^{-1} \quad C_{Ri} = 0,1 \text{ N.m} \quad (III.2)$$

Pour obtenir, par simulation numérique, les courbes qui représentent l'évolution de la position  $P$  et de la vitesse  $V$  lors de l'avance sur un pas, nous utilisons la méthode d'Euler appliquée aux équations (II.12) et (II.14) :

$$\dot{P} = V \quad (II.12)$$

$$\dot{V} = -\frac{F}{J}V + \frac{C_H \cos\left(\frac{\pi.P}{2}\right) - C_D \sin(2.\pi.P) - C_R \operatorname{sgn}V}{S.J} \quad (\text{II.14})$$

où les cinq coefficients  $C_H$ ,  $C_D$ ,  $J$ ,  $F$  et  $C_R$  prennent les valeurs fixées en (III.1) et (III.2).

Pour deux instants  $t_n$  et  $t_{n+1}$  séparés par un intervalle de temps  $\Delta T$ , suffisamment petit, nous pouvons écrire :

$$\dot{P} = \frac{P_{n+1} - P_n}{\Delta T} \quad (\text{III.3})$$

$$\dot{V} = \frac{V_{n+1} - V_n}{\Delta T} \quad (\text{III.4})$$

D'où, en tenant compte de (II.12) et (II.14) :

$$P_{n+1} = P_n + \Delta T.V_n \quad (\text{III.5})$$

$$V_{n+1} = V_n - \frac{F_i}{J_i} \Delta T.V_n + \Delta T \frac{C_{Hi} \cos\left(\frac{\pi.P_n}{2}\right) - C_{Di} \sin(2.\pi.P_n) - C_{Ri} \operatorname{sgn}V_n}{S.J_i} \quad (\text{III.6})$$

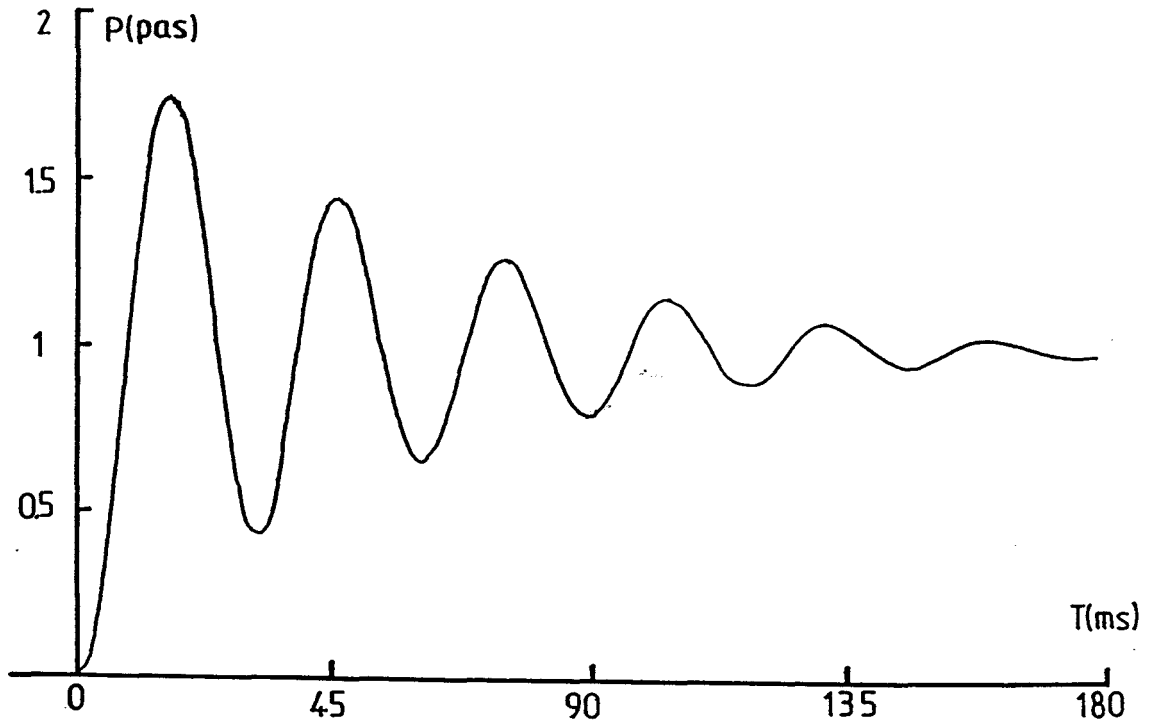
Ces relations permettent de déterminer par itérations successives l'évolution de  $P$  et  $V$  à partir des conditions initiales :  $P(t=0) = 0$  et  $V(t=0) = 0$ . Les courbes correspondantes sont représentées aux figures III.1 et III.2 ; elles correspondent à 500 points de calcul.

### 3.3. STRATEGIE DE CHOIX DES POINTS

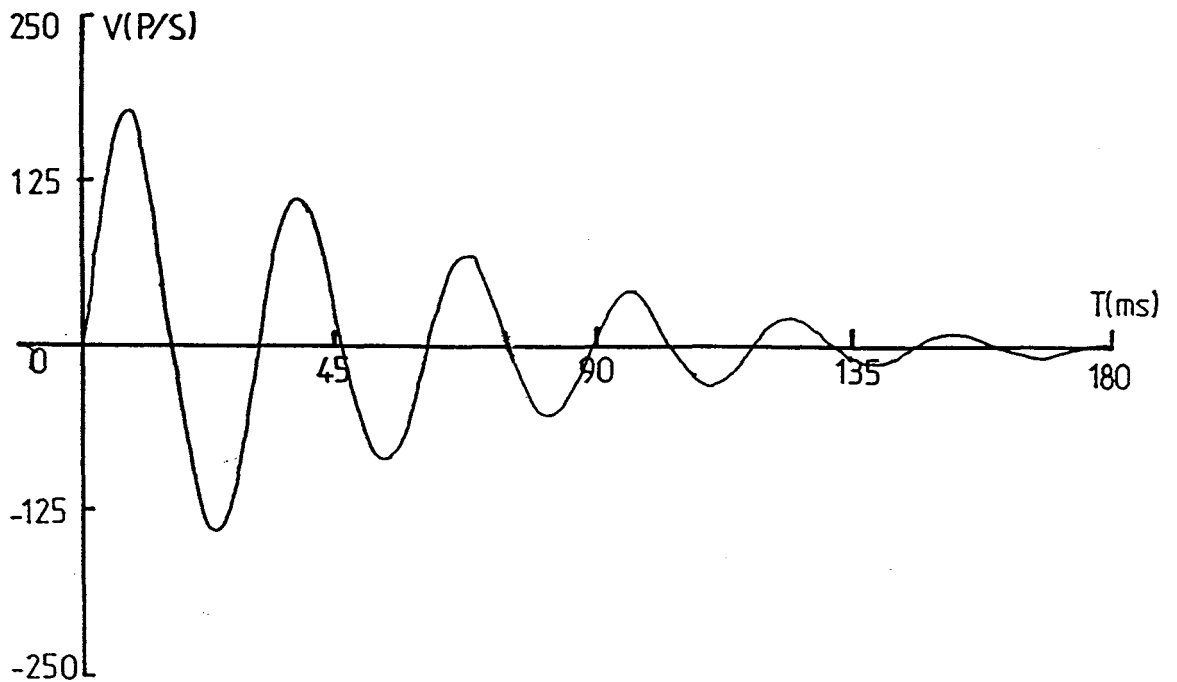
#### 3.3.1. Principe de la stratégie

La simulation numérique décrite ci-dessus permet de sélectionner sur les courbes de réponse à une impulsion des couples de points correspondant aux hypothèses mentionnées en (II.9) et (II.10), et des extremums de vitesse. Nous déterminons, par chacune des méthodes d'identification, les paramètres mécaniques et nous notons  $J_C$ ,  $F_C$  et  $C_{RC}$  les valeurs ainsi calculées.

**Figure III.1 : Evolution de la position lors de l'avance sur un pas**



**Figure III.2 : Evolution de la vitesse lors de l'avance sur un pas**



**3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANIQUES DU SYSTEME**

Pour justifier la qualité des résultats, nous les comparons à  $J_i$ ,  $F_i$  et  $C_{Ri}$ . Nous pouvons les améliorer en changeant les points sélectionnés. Mais l'influence de ce choix n'est pas égale pour les trois paramètres ; il se peut, par exemple, que l'on améliore deux d'entre eux au détriment du troisième et il est alors difficile de conclure. Pour pouvoir quantifier la similitude entre les valeurs imposées et les valeurs calculées, nous traçons les courbes de réponse sur un pas correspondant à ces dernières. Nous définissons alors des erreurs quadratiques en position et en vitesse à partir des relations :

$$\varepsilon_p = \frac{1}{500} \sum_{k=1}^{500} |P_i^k - P_c^k|^2 \quad (III.7)$$

$$\varepsilon_v = \frac{1}{500} \sum_{k=1}^{500} |V_i^k - V_c^k|^2 \quad (III.8)$$

$P^k$  et  $V^k$  sont les valeurs de la position et de la vitesse pour les 500 points des courbes obtenues par simulation;  $P_i^k$  et  $V_i^k$  correspondent à  $J_i$ ,  $F_i$ ,  $C_{Ri}$  et  $P_c^k$  et  $V_c^k$  à  $J_c$ ,  $F_c$ ,  $C_{Rc}$ .

Nous comparons alors les réponses sur un pas et nous dirons que les résultats obtenus sont les meilleurs lorsque les quantités  $\varepsilon_p$  et  $\varepsilon_v$  sont les plus petites possible.

### 3.3.2. Stratégie relative à la première méthode d'identification

Afin d'obtenir une bonne précision sur le couple de frottement sec, nous choisissons  $M_5$  et  $M_6$  au voisinage du régime permanent; mais comme la position varie alors peu, nous sommes obligés d'envisager un intervalle  $|P_6 - P_5|$  réduit par rapport à la valeur 0,1 pas.

De même, pour nous assurer d'une bonne précision sur le moment d'inertie, nous sélectionnons  $M_1$  et  $M_2$  pendant le régime transitoire de la réponse. Le couple  $(M_3, M_4)$  se déplace sur la courbe et nous gardons la position qui minimise les quantités  $\varepsilon_p$  et  $\varepsilon_v$ . Nous recommençons le calcul à partir d'autres points  $M_1$  et  $M_2$ , toujours situés au début de la courbe.

Le résultat final correspondant à cette première méthode est rassemblé dans le tableau de la figure III.3, où il apparaît :

- les différents points conduisant aux valeurs de  $J_c$ ,  $F_c$  ;
- les expressions correspondantes des erreurs quadratiques  $\varepsilon_p$  et  $\varepsilon_v$  ;

## 3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANQUES DU SYSTEME

- les valeurs de  $J_c$ ,  $F_c$ ,  $C_{Rc}$  ainsi que la précision obtenue pour chacun des paramètres, définie par :

$$P_J = \frac{|J_i - J_c|}{J_i} \quad (III.9)$$

$$P_F = \frac{|F_i - F_c|}{F_i} \quad (III.10)$$

$$P_{C_R} = \frac{|C_{Ri} - C_{Rc}|}{C_{Ri}} \quad (III.11)$$

ces trois termes étant exprimés en % [PINCHON - 87].

### 3.3.3. Stratégie relative à la seconde méthode d'identification

Nous remplaçons le couple de points ( $M_5, M_6$ ) par le dernier extremum décelable, tel que  $|V_{M1}| \geq 3$  pas/s. Ce point étant situé au voisinage du régime permanent, nous développons pour ( $M_1, M_2$ ) et ( $M_3, M_4$ ) la même stratégie que pour la première méthode [PINCHON - 87/2], [PINCHON - 88], [PINCHON - 88/4]. Les résultats obtenus sont rassemblés dans le tableau de la figure III.3.

### 3.3.4. Stratégie relative à la troisième méthode d'identification

Nous utilisons le dernier extremum décelable et le premier maximum de vitesse. Le choix des points ( $M_1, M_2$ ) conduit alors aux valeurs des paramètres indiquées dans le tableau de la figure III.3 [PINCHON - 88].

### 3.3.5. Conclusion

Le tableau de la figure III.3. décèle une stratégie de choix des points commune aux trois méthodes :

- $M_1$  et  $M_2$  sont pris au début de la courbe ;
- $M_3$  et  $M_4$  sont voisins du premier maximum de vitesse ;
- $M_5$  et  $M_6$  sont proches du dernier extrémum décelable.

Moyennant cela, il s'avère que c'est la troisième méthode qui donne les meilleurs résultats. Cela s'explique par le fait que  $F$  et  $C_R$  ne dépendent que des extremums en vitesse choisis, comme le montrent les relations (II.70), (II.72) et (II.73). En contrepartie, il faut que les caractéristiques de ces extremums soient connues avec grande précision [PINCHON - 88].

---

## 3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANQUES DU SYSTEME



Nous pouvons aussi nous poser la question de l'importance relative des paramètres. C'est pourquoi nous avons repris notre étude avec un système peu oscillant alors que le premier l'était fortement ; pour cela, nous gardons  $C_{Hi}$ ,  $C_{Di}$ ,  $J_i$  et  $F_i$  comme définis en (III.1) et (III.2),  $C_{Ri}$  prenant la valeur 2,5 N.m. Les résultats obtenus, rassemblés dans la tableau de la figure III.4, montrent que les conclusions établies ci-dessus restent valables [PINCHON - 87/2].

---

### 3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANIQUES DU SYSTEME

**Figure III.3 : Résultats obtenus en simulation pour un système fortement oscillant**

	1ère méthode	2ème méthode	3ème méthode
Points de calcul sélectionnés (M <sub>1</sub> ,M <sub>2</sub> )	(7,10)	(7,10)	(12,14)
(M <sub>3</sub> ,M <sub>4</sub> )	(19,20)	(22,23)	-----
(M <sub>5</sub> ,M <sub>6</sub> )	(444,449)	-----	-----
Premier maximum en vitesse	-----	-----	situé entre les points 23 et 24
Dernier extrênum en vitesse	-----	situé entre les points 473 et 474	situé entre les points 473 et 474
Erreurs quadratiques			
ε <sub>p</sub>	0,8.10 <sup>-6</sup>	0,88.10 <sup>-6</sup>	0,2.10 <sup>-6</sup>
ε <sub>v</sub>	0,042	0,044	0,014
J (kg.m <sup>2</sup> )	0,01	0,01	0,01
P <sub>J</sub> (%)	0	0	0
F (N.m/rad.s <sup>-1</sup> )	0,2964	0,2971	0,2994
P <sub>F</sub> (%)	1,2	1	0,2
C <sub>R</sub> (N.m)	0,1074	0,1063	0,1004
P <sub>C<sub>R</sub></sub> (%)	7,4	6,3	0,4

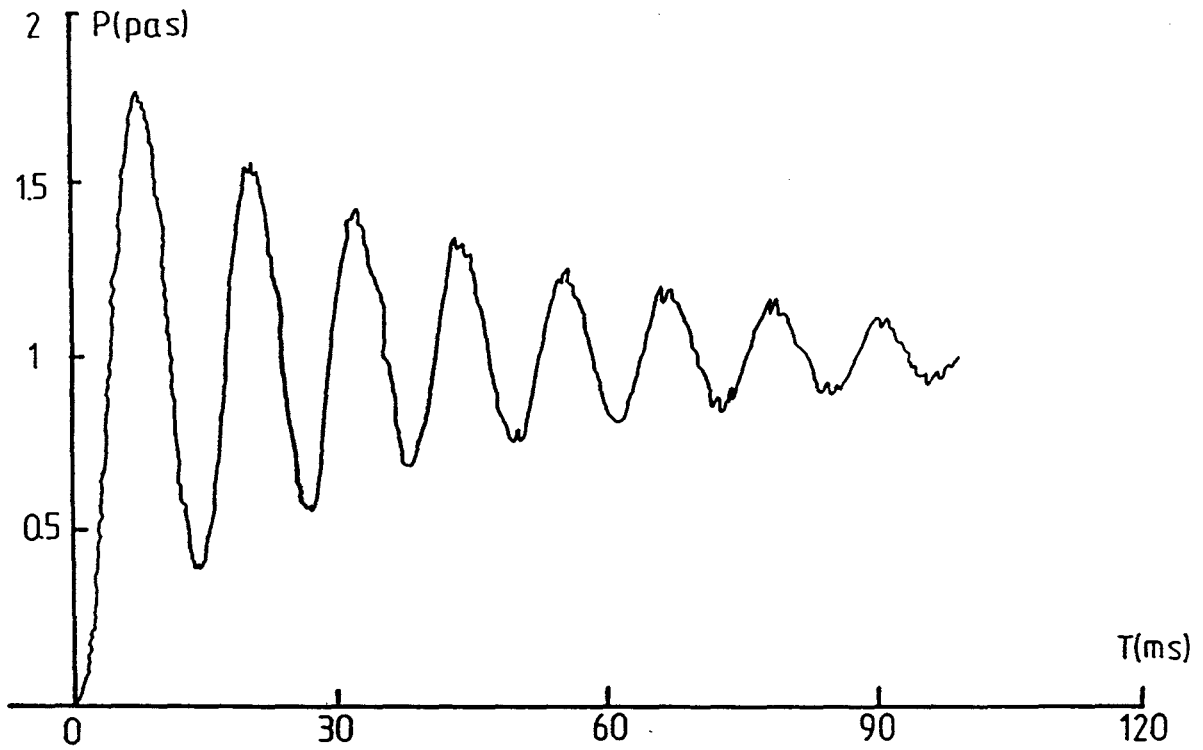
**3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANQUES DU SYSTEME**

**Figure III.4 : Résultats obtenus en simulation pour un système peu oscillant**

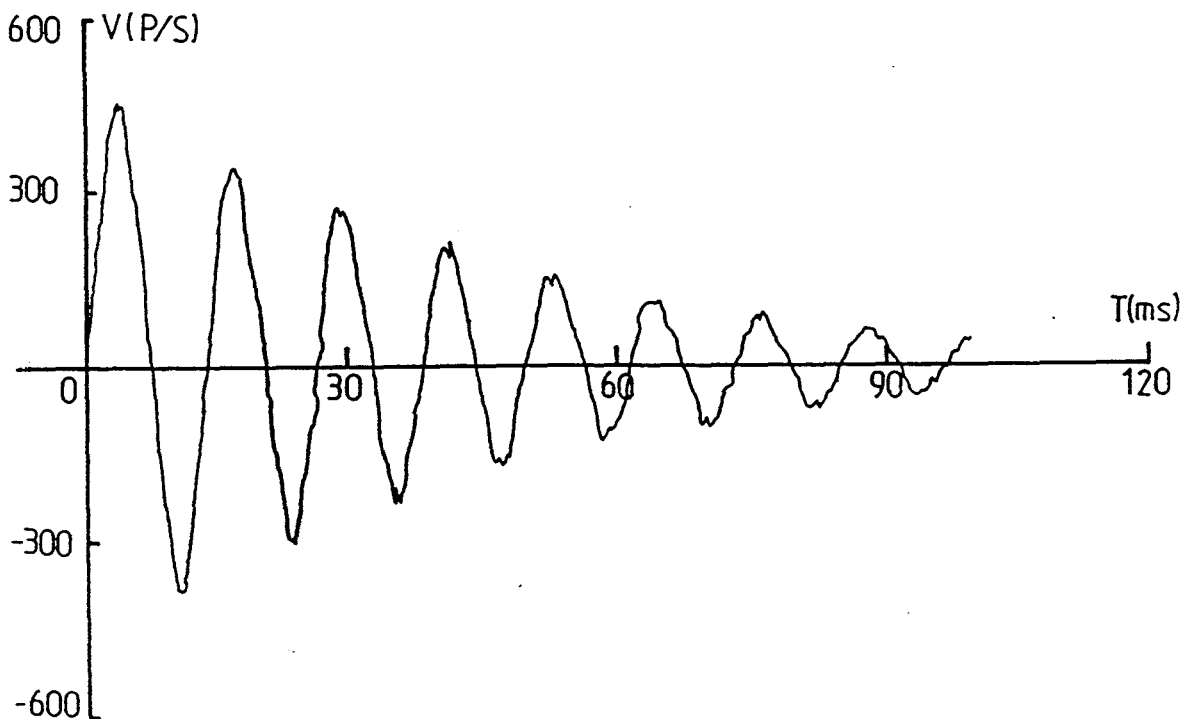
	1ère méthode	2ème méthode	3ème méthode
<b>Points de calcul sélectionnés</b> (M <sub>1</sub> ,M <sub>2</sub> )	(80,93)	(127,137)	(93,105)
(M <sub>3</sub> ,M <sub>4</sub> )	(137,147)	(147,158)	-----
(M <sub>5</sub> ,M <sub>6</sub> )	(447,463)	-----	-----
Premier maximum en vitesse	-----	-----	situé entre les points 139 et 140
Dernier extremum en vitesse	-----	situé entre les points 361 et 362	situé entre les points 361 et 362
<b>Erreurs quadratiques</b> ε <sub>p</sub>	17.10 <sup>-6</sup>	17.10 <sup>-6</sup>	0,44.10 <sup>-6</sup>
ε <sub>v</sub>	0,58	0,73	0,0129
J (kg.m <sup>2</sup> )	0,0101	0,01	0,01
P <sub>J</sub> (%)	1	0	0
F (N.m/rad.s <sup>-1</sup> )	0,2957	0,2971	0,2977
P <sub>F</sub> (%)	1,4	1	0,8
C <sub>R</sub> (N.m)	2,5342	2,553	2,5006
P <sub>C<sub>R</sub></sub> (%)	1,4	2,1	0,02

**3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANIQUES DU SYSTEME**

**Figure III.5 : Essai à vide – évolution de la position lors de l'avance sur un pas**



**Figure III.6 : Essai à vide – évolution de la vitesse lors de l'avance sur un pas**



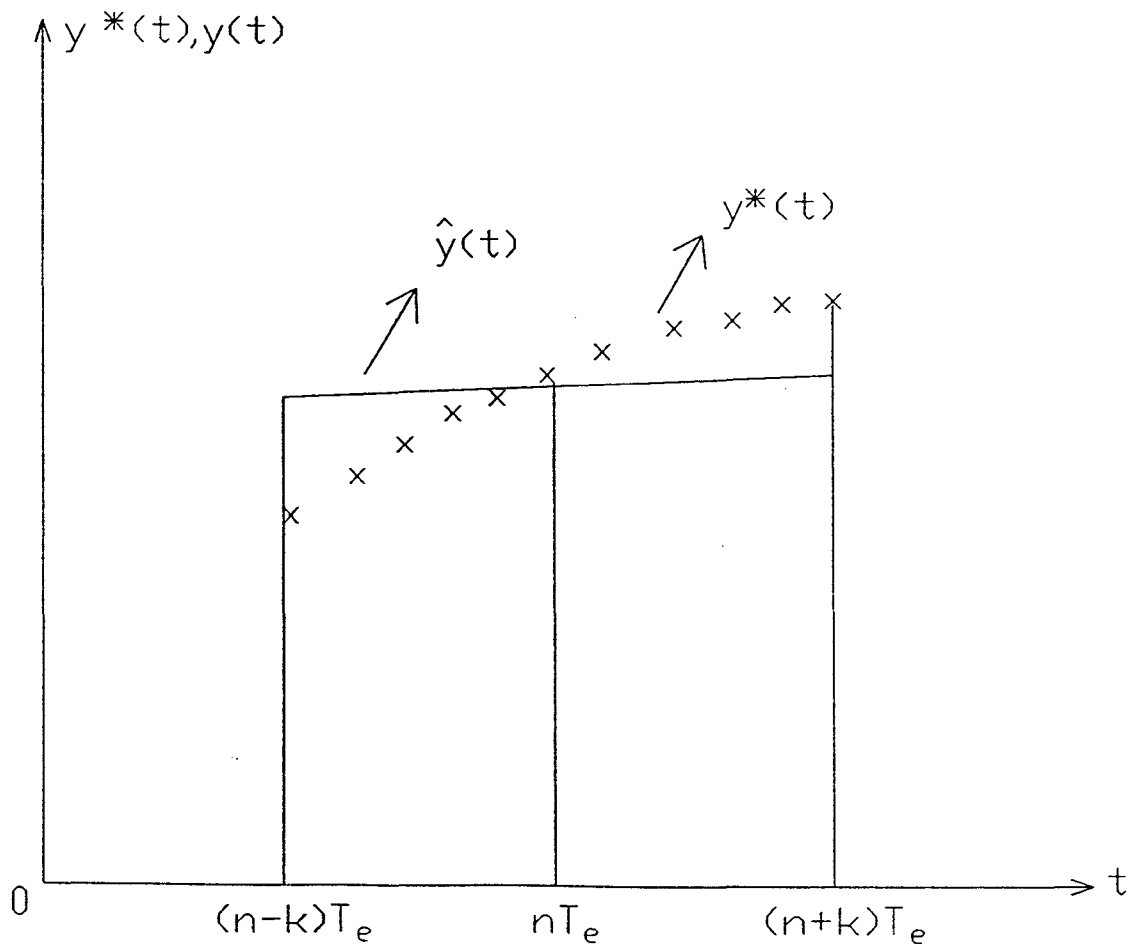
**3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANQUES DU SYSTEME**

### 3.4. FILTRE NUMERIQUE

Les figures III.5 et III.6 représentent l'évolution de la position et de la vitesse lors de la réponse sur un pas. Ces courbes sont bruitées, ce qui nécessite l'emploi d'un filtre numérique. J.-P. BRIENNE a réalisé des travaux en vue d'optimiser le filtre en fonction de la méthode d'identification adoptée [BRIENNE - 90], [BRIENNE - 90/2]. Nous nous contentons ici d'utiliser un filtre s'appuyant sur une méthode récursive [LYNN - 71], [LYNN - 78].

Le principe est le suivant : nous traitons le signal observé  $y(t)$  pour constituer une fonction estimée  $\hat{y}(t)$ , déterminée par la minimisation, sur un nombre d'échantillons donnés, de l'écart quadratique moyen  $\varepsilon$  entre ces deux grandeurs. La méthode utilisée, dite de segmentation récursive, consiste à faire glisser le long de la courbe représentant  $y(t)$ , un segment de droite dont la pente et l'ordonnée à l'origine sont liées à la minimisation de  $\varepsilon$  [RAJAGOPALAN - 79], [COOK - 83], [ZWINGELSTEIN - 84].

**Figure III.7 : Principe de la méthode de segmentation récursive**



Si  $T_e$  représente la période d'échantillonnage, à chaque instant  $t = n.T_e$ , nous fixons une fenêtre d'observation entre les temps  $(n - k).T_e$  et  $(n + k).T_e$ , ce qui correspond à  $(2k + 1)$  points du signal échantillonné  $y^*(t)$  (figure III.7). Dans cet intervalle,  $y(t)$  est de la forme :

$$\hat{y}(t) = a_n t + b_n \quad (III.12)$$

Les coefficients  $a_n$  et  $b_n$  seront obtenus en minimisant l'erreur quadratique moyenne  $\varepsilon$  entre  $y^*(t)$  et  $y(t)$  [SAVITZKY -64], [VASSEUR - 84], [NAJIM -88] :

$$\varepsilon = \frac{1}{2k+1} \sum_{i=-k}^{+k} [y.(n+i)T_e - \hat{y}(iT_e)]^2 \quad (III.13)$$

en choisissant comme origine des temps l'instant  $t = nT_e$ .

Ce qui donne [RAJAGOPALAN - 79] :

$$a_n = \frac{3}{k.(k+1)(2k+1)T_e} \sum_{i=-k}^{+k} i.y_{n+i} \quad (III.14)$$

et

$$b_n = \frac{1}{2k+1} \sum_{i=-k}^{+k} y_{n+i} \quad (III.15)$$

En posant :

$$A_n = \frac{k(k+1)(2k+1).T_e}{3} .a_n \quad (III.16)$$

et :

$$B_n = (2k+1).b_n \quad (III.17)$$

Les relations (III.14) et (III.15) conduisent à la récurrence [RAJAGOPALAN - 79] définie par :

$$A_{n+1} = A_n - B_n + k.y_{n+k+1} + (k+1).y_{n-k} \quad (III.18)$$

$$B_{n+1} = B_n + y_{n+k+1} - y_{n-k} \quad (III.19)$$

Avec la convention adoptée,  $b_n$  représente l'estimation de  $y(t)$  à l'instant  $t = n.T_e$ .

### 3. IDENTIFICATION DES PARAMETRES MECANIQUES DU SYSTEME

Nous obtenons ainsi les courbes filtrées relatives à la réponse sur un pas ; afin d'éliminer le bruit sans trop déformer la position et la vitesse, nous avons choisi  $k$  inférieur ou égal à 5 [BRIENNE - 90/2].

Nous pouvons maintenant appliquer la stratégie développée en III.2 pour déterminer les paramètres mécaniques du moteur et de sa charge [PINCHON - 87/2], [PINCHON - 88].

### 3.5. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Le filtrage numérique ayant pour effet d'entraîner une mauvaise détection des extremums, nous sommes obligés d'utiliser la première méthode d'identification [PINCHON - 88], [BRIENNE - 91], BRIENNE - 91/2].

Nous obtenons, pour l'essai à vide :

$$\begin{aligned} J_1 &= 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \\ F_1 &= 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1} \\ C_{R1} &= 12,1 \cdot 10^{-3} \text{ N.m} \end{aligned} \quad \text{(III.20)}$$

Les figures (III.8) et (III.9) représentent les courbes expérimentales et celles qui sont obtenues, par simulation numérique en prenant comme valeurs des paramètres  $J_1$ ,  $F_1$  et  $C_{R1}$ . La bonne similitude entre ces courbes justifie la méthode employée, l'écart étant lié aux hypothèses simplificatrices faites.

Les résultats obtenus seront par ailleurs validés, lors de l'étude de la commande, par la comparaison entre les profils de mise en vitesse relatifs à des positionnements et obtenus à partir des modèles 1 et 3.

Le tableau de la figure (III.10) donne les valeurs des paramètres mécaniques correspondant à différentes charges.

Figure III.8 : Comparaison des courbes de position

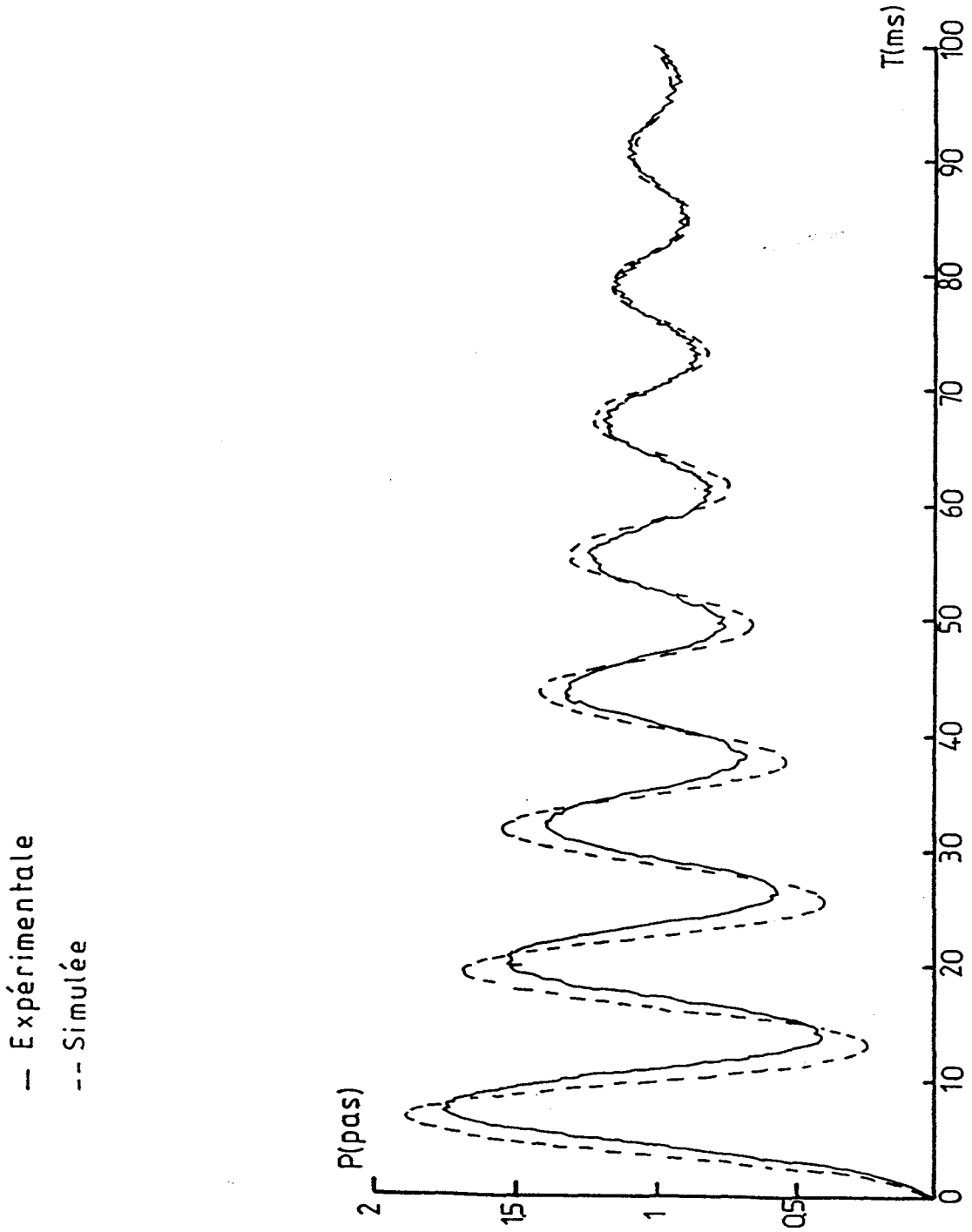
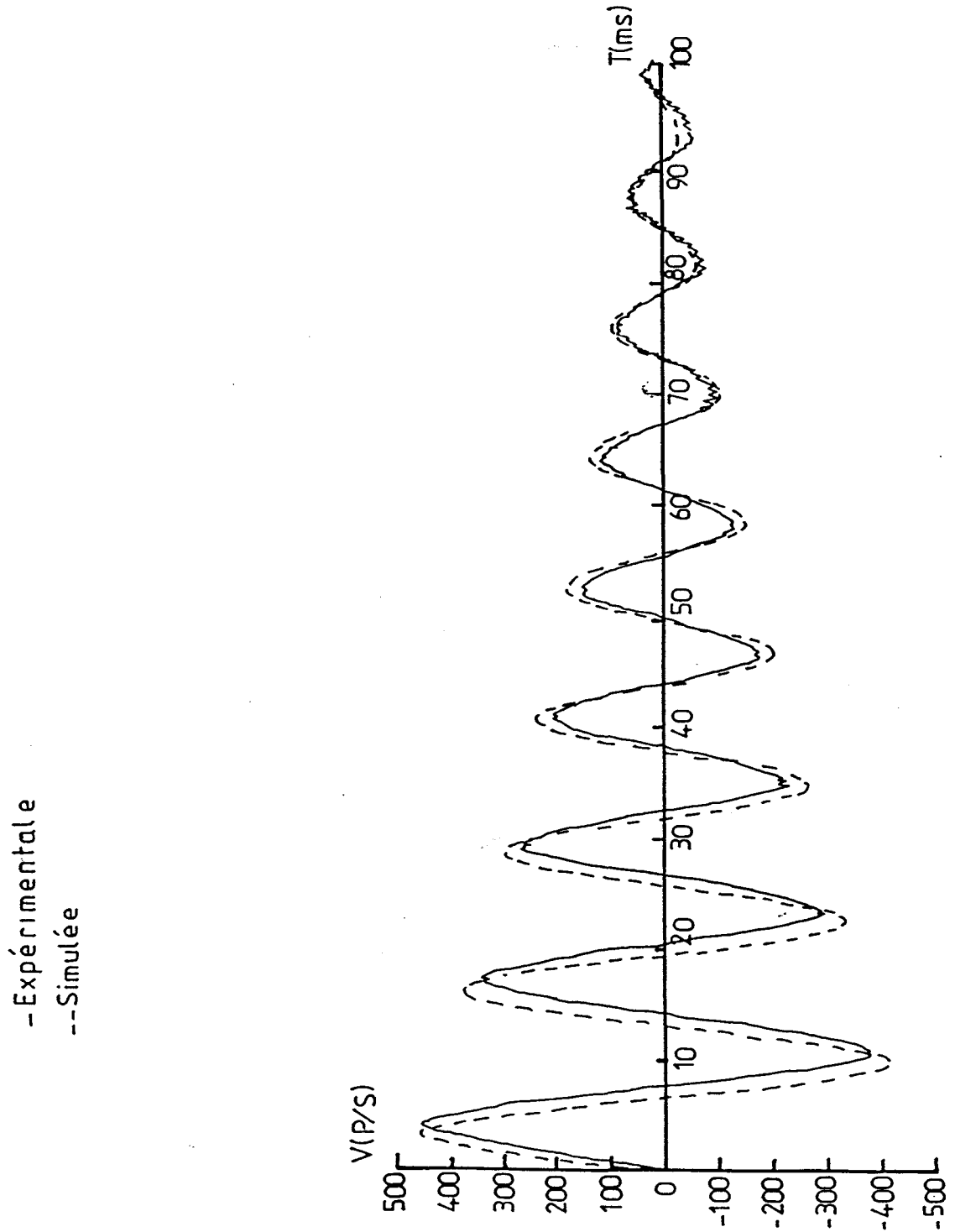




Figure III.9 : Comparaison des courbes de vitesse



**Figure III.10 : Résultats obtenus pour différentes charges**

	<b>J (kg.m<sup>2</sup>)</b>	<b>F (N.m/rad.s<sup>-1</sup>)</b>	<b>C<sub>R</sub> (N.m)</b>
<b>Essai 1</b>	1,3.10 <sup>-4</sup>	2,5.10 <sup>-3</sup>	12,1.10 <sup>-3</sup>
<b>Essai 2</b>	2,6.10 <sup>-4</sup>	6.10 <sup>-3</sup>	3,5.10 <sup>-3</sup>
<b>Essai 3</b>	3,6.10 <sup>-4</sup>	7.10 <sup>-3</sup>	10.10 <sup>-3</sup>
<b>Essai 4</b>	1,64.10 <sup>-4</sup>	6,1.10 <sup>-3</sup>	0,2
<b>Essai 5</b>	1,64.10 <sup>-4</sup>	6,1.10 <sup>-3</sup>	0,4

### 3.6. CONCLUSION

La simulation nous a permis de définir une stratégie de choix des points sur la courbe donnant l'évolution du système sur un pas, pour une charge mécanique donnée.

Mais comme les essais expérimentaux sont bruités, il nous a fallu, d'une part, utiliser un filtre numérique, et d'autre part revoir notre conclusion du fait du peu de précision sur les extremums en vitesse. Nous avons pu ainsi déterminer les paramètres mécaniques correspondant à cinq charges possibles.

## Chapitre 4

# COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

---

## SOMMAIRE

<b>4.1. INTRODUCTION</b>	<b>71</b>
<b>4.2. CONCEPTION DE LA COMMANDE EN BOUCLE OUVERTE</b>	<b>71</b>
<b>4.3. PRINCIPE DE LA LOI DE COMMANDE AU MAXIMUM DE LA VITESSE</b>	<b>72</b>
<b>4.4. LIEU DES POINTS DE COMMUTATION</b>	<b>73</b>
4.4.1. Equation du lieu des points de commutation	73
4.4.2. Caractéristiques du lieu des points de commutation	74
<b>4.5. ETUDE DE LA COMMANDE AU MAXIMUM DE LA VITESSE</b>	<b>78</b>
<b>4.6. ETUDE DE LA VITESSE FRONTIERE</b>	<b>80</b>
4.6.1. Détermination de la vitesse frontière	80
4.6.2. Influence du mode d'alimentation	81
<b>4.7. ETUDE D'UNE ACCELERATION</b>	<b>83</b>
4.7.1. Présentation du système étudié	83
4.7.2. Procédure d'étude	83
4.7.2.1. Accélération en mode 1	83
4.7.2.2. Accélération en mode 2	86
4.7.3. Conclusions	90
<b>4.8. AMELIORATION DE LA COMMANDE</b>	<b>92</b>
<b>4.9. CONCLUSION</b>	<b>96</b>

---

## 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

### 4.1. INTRODUCTION

La commande du système électromécanique étudié sera totalement maîtrisée si le moteur qui entraîne la charge accomplit une rotation sans perte de pas. Les impulsions qui déclenchent les commutations doivent être engendrées à des instants judicieusement choisis en fonction de cette contrainte. Les temps  $t_c$  qui séparent deux impulsions successives dépendent de la loi de commande mais aussi des paramètres du système, du courant par enroulement et donc du couple statique  $C_H$  ainsi que du mode d'alimentation. Ils sont obtenus par simulation numérique ou par calcul à partir du modèle d'étude.

Trois types de mouvement de l'ensemble constitué par le moteur et la charge mécanique qu'il entraîne sont à envisager :

- une accélération ;
- une mise en vitesse, comprenant une accélération jusqu'à une vitesse donnée, un palier éventuel à vitesse constante et une décélération ;
- un positionnement caractérisé par un certain nombre de pas à franchir dans le temps le plus bref possible; on y retrouve les trois phases précédentes.

Pour chacun de ces mouvements, il nous faut connaître les temps  $t_c$  relatifs à chacune des parties le constituant.

D'autre part, afin d'éviter toute oscillation lors du passage d'une phase à une autre, nous intercalons un temps d'ajustement  $t_a$ .

Les grandeurs  $t_c$  et  $t_a$  dépendent de la loi de commande. Nous en présenterons différents types ainsi que les procédures d'études appropriées.

Puis nous détaillerons les résultats acquis avec la loi de commande au maximum de la vitesse, en faisant apparaître en particulier la notion importante de vitesse frontière. Nous nous contenterons de donner des résultats obtenus par simulation numérique, car, pour nous, cette loi n'a d'intérêt que parce qu'elle introduit facilement la commande à couple moyen maximal entre deux instants de commutation, commande dont la mise en oeuvre sera développée dans les chapitres suivants.

### 4.2. CONCEPTION DE LA COMMANDE EN BOUCLE OUVERTE

Il existe de nombreuses façons de commander un moteur pas à pas en boucle ouverte [LAWRENSON - 77], [GOELDEL - 79], [GRANDIDIER - 82], [KUO - 85], [BROWN - 86]. Il est par exemple possible de fixer a priori l'expression analytique de la

vitesse en fonction du temps, et dans ce cas la loi linéaire est la plus simple à étudier [PINCHON - 80], [PINCHON - 82], [GOELDEL - 84], [CREUZET - 88]. Mais les commutations peuvent être contrôlées par des grandeurs physiques telles que :

- la vitesse [PINCHON - 81], [GOELDEL - 84] ;
- le couple [SINGH - 77], [LEENHOUTS - 78], [ANTOIGNINI - 85] ;
- le couple moyen entre deux impulsions successives [KUO - 76], [LEENHOUTS - 78], [PINCHON - 82], [TAYLOR - 85], [BRUNIAUX - 88], [HAMZOUÏ - 90], et la loi n'est alors plus linéaire.

Il est également possible d'établir un moyen de commande à partir du profil de vitesse souhaité [EL - SAMAHY - 83], [VEIGNAT - 84], ou à partir des caractéristiques dynamiques du moteur [DUFOUT - 82], [PINCHON - 84], [GOELDEL - 88], [AFILAL - 90].

La loi étant choisie, il faut alors examiner comment se comporte le système ainsi commandé. L'étude peut se faire de façon analytique [BRUDNY - 79], [BRUDNY - 84], ou, surtout, dans le plan de phase [GROSSETETE - 70], [TAFT - 77], [ABIGNOLI - 79], [PINCHON - 80/2], [TAFT - 80], [KILLE - 80], [HUSSON - 81], [TAFT - 81], [ABIGNOLI - 83], [HAIR - 87]. La simulation numérique est alors d'un grand secours.

Les résultats obtenus sont appliqués aux différentes phases du mouvement [SINGH - 74], [LEENHOUTS - 78], [BRUDNY - 79], [BRUDNY - 84], [PINCHON - 86], [PINCHON - 88/2]. Enfin, la sensibilité de la loi de commande aux variations de la charge mécanique est étudiée [PINCHON - 80/2], [KUO - 83], [LEENHOUTS - 83], [PINCHON - 82/2], [PINCHON - 86], [PINCHON - 88/2].

### 4.3. PRINCIPE DE LA LOI DE COMMANDE AU MAXIMUM DE LA VITESSE

Lors de travaux antérieurs [PINCHON - 80], nous avons étudié la commande linéaire d'un moteur pas à pas et trouvé la caractéristique optimale de mise en vitesse donnant le nombre  $N$  de pas en fonction du temps pour les franchir. Nous avons ensuite amélioré ces résultats en considérant une caractéristique multi-pentes dont chaque segment correspond à l'optimum lié à deux coudes voisins. La simulation numérique du système soumis à une telle commande nous a permis de constater que les commutations se produisent au voisinage des maximums de vitesse. D'où l'idée d'envisager une loi de commande telle que les commutations soient activées lorsque la vitesse du rotor atteint un maximum. Nous allons détailler les résultats obtenus par l'étude, dans le plan de phase  $(P,V)$ , d'une accélération à partir des conditions initiales  $P=0$  et  $V=0$  [PINCHON - 81].

---

## 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

$$\dot{V} = -\frac{F}{J}V + \frac{C_m - C_R \cdot \text{sgn } V}{S \cdot J} \quad (\text{II.13})$$

dans laquelle nous faisons  $\dot{V}=0$ , ce qui donne :

$$V = \frac{C_m - C_R \cdot \text{sgn } V}{S \cdot F} \quad (\text{IV.1})$$

soit, puisque, lors de cette étude, la vitesse reste positive :

$$V = \frac{C_m - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.2})$$

$C_m$  correspond au couple moteur calculé en I.2.2 pour chacun des modes d'alimentation. Ainsi, en mode 1, nous obtenons :

$$C_m^1 = -C_H \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot P^1}{2} - k_1 \cdot \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P^1) \quad (\text{I.13})$$

et l'équation de  $(I_0)$  s'écrit alors :

$$V^1 = \frac{-C_H \cdot \sin\left(\frac{\pi P^1}{2} - k_1 \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P^1) - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.3})$$

C'est une fonction périodique de  $P^1$ , de période 4 pas. Nous pouvons nous contenter, pour tracer  $(I_0)$ , de l'étude sur une période;  $k_1$  garde donc la valeur  $k_1=1$ . De plus, comme seules les valeurs positives de  $V^1$  sont à conserver, et étant donnée l'importance de  $C_H$  par rapport à  $C_D$  et  $C_R$ , nous ne considérerons les variations de  $V^1$  que dans l'intervalle  $P^1 \in [-1, +1]$ . En conséquence, nous sommes amenés à tracer, dans le plan  $(P^1, V^1)$  la courbe d'équation :

$$V^1 = \frac{C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi P^1}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P^1) - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.4})$$

$P^1$  variant entre les bornes -1 et +1.

De la même façon, en nous appuyant sur l'expression des couples moteurs donnés en (I.17) et (I.20), nous pouvons écrire l'équation de l'isocline  $(I_0)$  correspondant aux modes 2 et demi-pas :

$$V^2 = \frac{C_H \cdot \sqrt{2} \cos\left(\frac{\pi P^2}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P^2) - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.5})$$

L'intervalle d'étude se réduit également à  $P^2 \in [-1, +1]$ .

#### 4.4.2. Caractéristiques du lieu des points de commutation

Pour représenter la courbe ( $l_0$ ), nous choisissons des valeurs arbitraires pour les paramètres intervenant dans les équations (IV.4) et (IV.5), en exagérant volontairement le coefficient  $C_D$  par rapport à  $C_H$  pour mettre en évidence l'effet du couple de détente. Nous fixons ainsi :

$$\begin{aligned} S &= \frac{\pi}{100} \\ C_H &= 10 \text{ N.m} & C_D &= 1 \text{ N.m} \\ F &= 0,3 \text{ N.m/rad.s}^{-1} & C_R &= 1 \text{ N.m} \end{aligned} \quad (\text{IV.6})$$

Le lieu des points de commutation correspondant à ces valeurs numériques est représenté aux figures IV.1 et IV.2. Pour être en accord avec ce qui précède, nous ne retenons que les valeurs positives de  $V^1$  et  $V^2$ . L'influence des couples  $C_d$  et  $C_R$  apparaît nettement. Notons que la différence d'allure des courbes obtenues est liée, comme indiqué en 1.2.2.3, au fait que les origines de  $P^1$  et  $P^2$  ne sont pas les mêmes, ce qui donne, pour les modes 2 et demi-pas, une expression du couple de détente différente de celle du mode 1.

Donnons quelques valeurs particulières pour l'isocline relative au mode 1 :

$$V^1(0) = \frac{C_H - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.7})$$

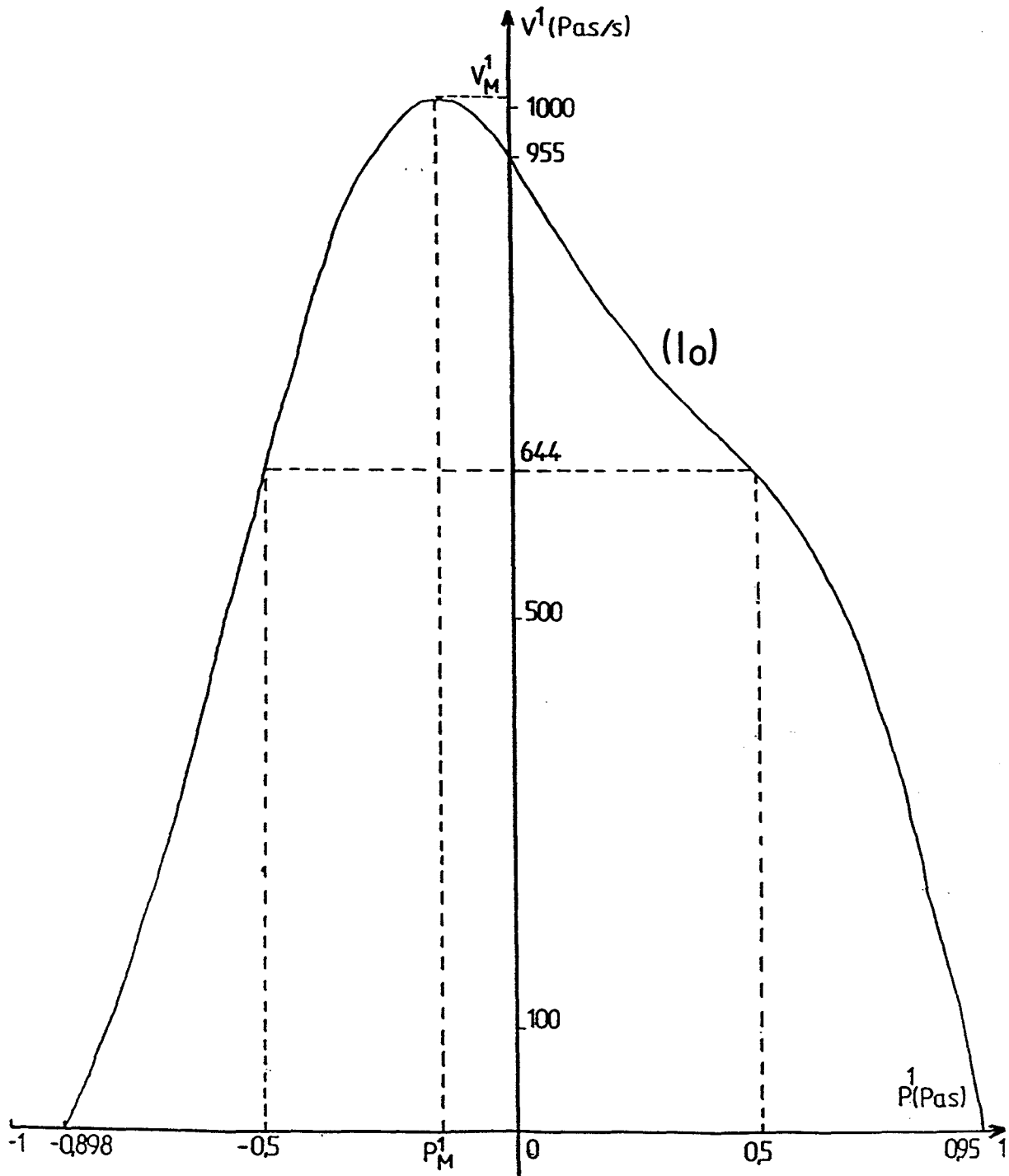
$$V^1(0,5) = V^1(-0,5) = \frac{C_H \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.8})$$

soit numériquement :

$$\begin{aligned} V^1(0) &= 955 \text{ pas/s} \\ V^1(0,5) = V^1(-0,5) &= 644 \text{ pas/s} \end{aligned}$$

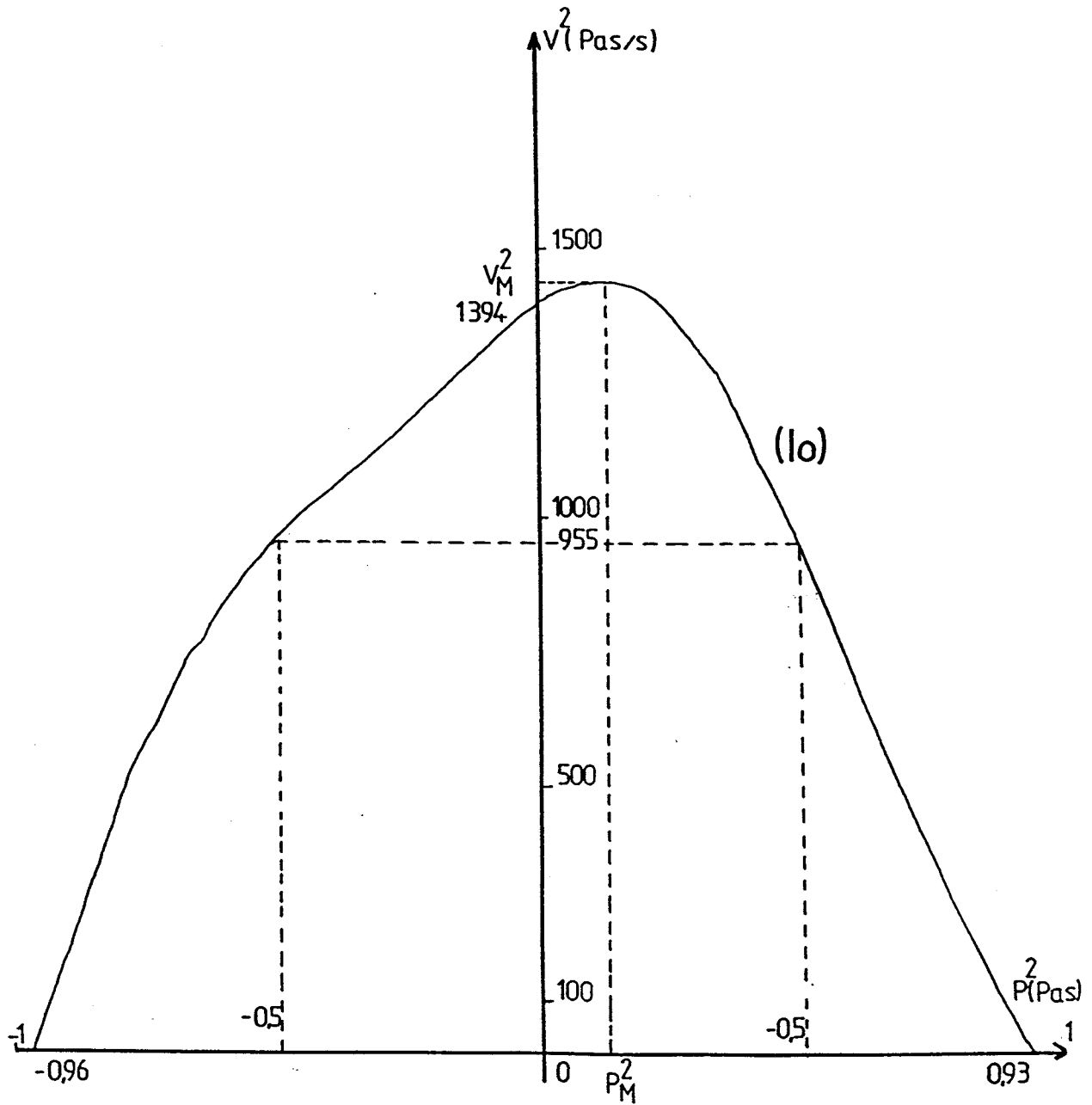


Figure IV.1 : Lieu des points de commutation en mode 1



4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

Figure IV.2 : Lieu des points de commutation en mode 2



4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

$P_M^1$  est obtenu en rendant maximale l'expression de  $V^1$ , soit :

$$\frac{C_H}{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} P_M^1\right) + 2 \cdot C_D \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} P_M^1\right) = 0 \quad (\text{IV.9})$$

d'où nous tirons, en résolvant cette équation par itérations successives :

$$P_M^1 = -0,150 \text{ pas}$$

et par suite :

$$V_M^1 = 1011,45 \text{ pas/s}$$

Les valeurs qui annulent  $V^1$  sont obtenues de la même façon en résolvant l'équation :

$$C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P^1}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P^1) - C_R = 0 \quad (\text{IV.10})$$

Elles ne dépendent que de  $C_H$ ,  $C_D$  et  $C_R$ .

Nous avons :

$$V^1(-0,898) = V^1(0,954) = 0$$

Il est intéressant de noter que :

- J n'a aucune influence sur  $V^1(0)$ ,  $V^1(0,5)$ ,  $V^1(-0,5)$ ,  $P_M^1$ ,  $V_M^1$  ;
- F et  $C_R$  influent sur  $V^1(0)$ ,  $V^1(0,5)$ ,  $V^1(-0,5)$  et  $V_M^1$  mais non sur  $P_M^1$  ;
- les grandeurs  $V^1(0)$ ,  $V^1(0,5)$ ,  $V^1(-0,5)$ ,  $P_M^1$  et  $V_M^1$  sont liés à  $C_D$ .

Nous pouvons donner, de même, les résultats relatifs aux modes 2 et demi-pas :

$$V^2(0) = \frac{C_H \cdot \sqrt{2} - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.11})$$

$$V^2(0,5) = V^2(-0,5) = \frac{C_H - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.12})$$

---

#### 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

soit numériquement :

$$V^2(0) = 1394 \text{ pas/s}$$

$$V^2(0,5) = V^2(-0,5) = 955 \text{ pas/s}$$

$P_M^2$  est obtenu en rendant maximale l'expression de  $V^2$ , soit :

$$-\frac{C_H \sqrt{2}}{2} \sin\left(\frac{\pi}{2} P_M^2\right) + 2C_D \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot P_M^2) = 0 \quad (\text{IV.13})$$

d'où :

$$P_M^2 = 0,127 \text{ pas et } V_M^2 = 1440,63 \text{ pas/s}$$

Les valeurs qui annulent  $V^2$  sont obtenues en résolvant l'équation :

$$C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P^2}{2}\right) + 2 \cdot C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P^2) - C_R = 0 \quad (\text{IV.14})$$

d'où :

$$V^2(-0,965) = V^2(0,938) = 0$$

Les remarques faites pour les caractéristiques du lieu de commutation en mode 1 s'appliquent pour les modes 2 et demi-pas.

#### 4.5. ETUDE DE LA COMMANDE AU MAXIMUM DE LA VITESSE

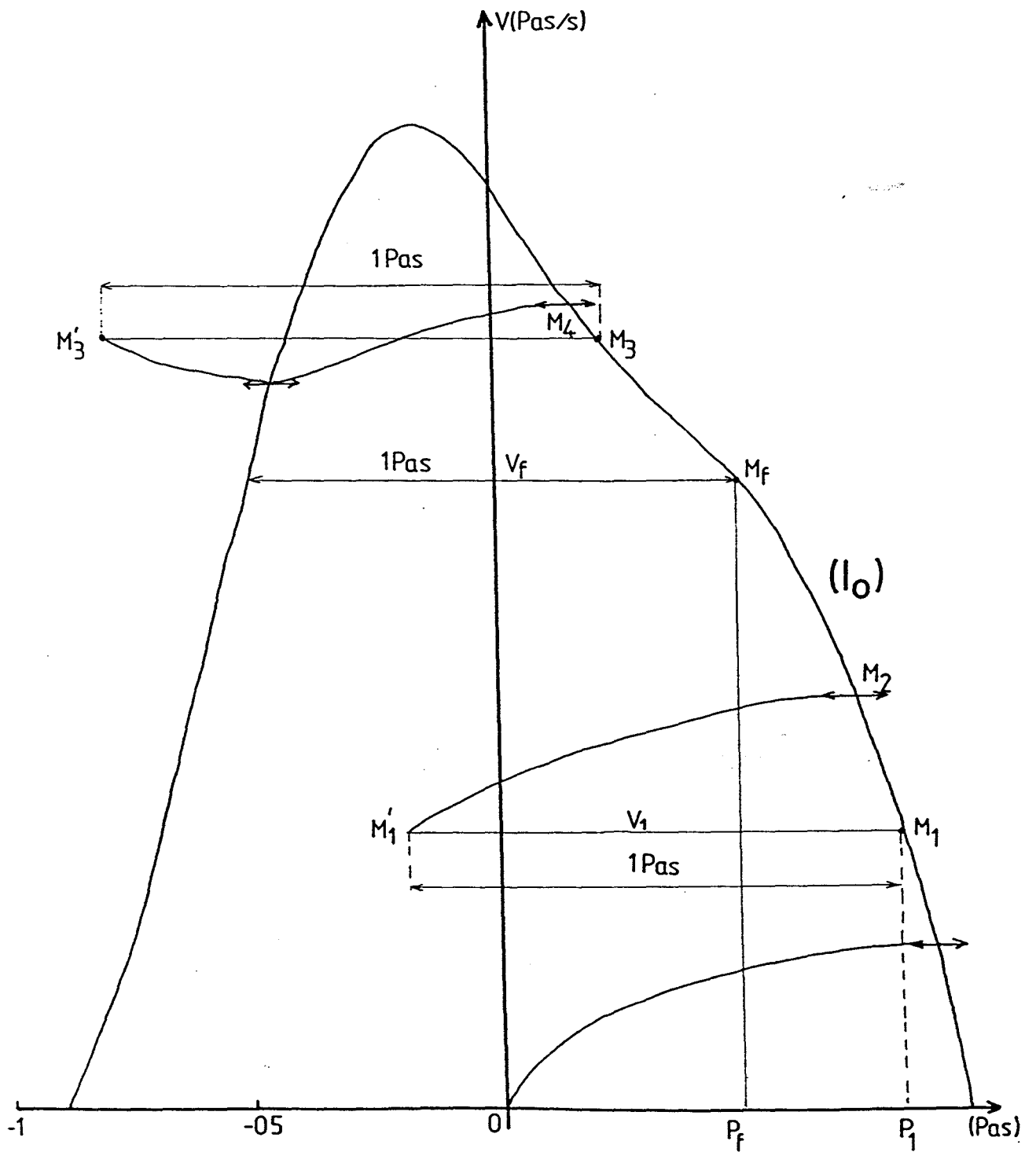
Considérons un point de commutation  $M_1$  situé sur la courbe  $(I_0)$ , et défini par ses coordonnées  $(P_1, V_1)$ . Pour tracer l'évolution du système, dans le plan de phase  $(P, V)$ , jusqu'à l'impulsion suivante, il nous est possible de retrancher à  $P_1$  la quantité d'un pas pour obtenir le point  $M'_1$  ; le segment curviligne  $M'_1 M_2$  correspond à l'évolution recherchée (figure IV.3). Cela nous permet de ne garder de l'isocline  $(I_0)$  que la partie de courbe relative à l'intervalle  $P \in [-1, +1]$ .

Si le retrait amène  $M'_1$  à droite de la courbe  $(I_0)$ , la vitesse reste donc croissante entre les commutations correspondant à  $M_1$  et  $M_2$ . Si, par contre, le point décalé tel que  $M'_3$  se trouve à gauche de  $(I_0)$ , le passage de  $M_3$  à  $M_4$  correspond à une évolution qui ne se fait plus à vitesse toujours croissante. Il existe donc une vitesse, appelée vitesse frontière, telle que la commande envisagée se traduise par une vitesse monotone croissante en deçà de cette limite [PINCHON - 81].

---

#### 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

Figure IV.3 : Etude de l'évolution du système dans le plan de phase



4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

#### 4.6. ETUDE DE LA VITESSE FRONTIERE

##### 4.6.1. Détermination de la vitesse frontière

La vitesse frontière  $V_F^1$ , en mode 1, correspond au point  $M_F$  de  $(I_0)$  tel que le retrait d'un pas l'amène sur  $(I_0)$  (figure IV.3), ce qui s'écrit :

$$V_F^1 = V^1 (P_F^1) = V^1 (P_F^1 - 1) \quad (\text{IV.15})$$

où la fonction  $V^1(P^1)$  est défini en (IV.4). Nous obtenons :

$$\begin{aligned} C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P_F^1}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P_F^1) \\ = C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P_F^1}{2} - \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot P_F^1 - 2 \cdot \pi) \end{aligned} \quad (\text{IV.16})$$

soit :

$$C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P_F^1}{2}\right) = C_H \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot P_F^1}{2}\right) \quad (\text{IV.17})$$

ou :

$$\text{tg}\left(\frac{\pi \cdot P_F^1}{2}\right) = 1 \quad (\text{IV.18})$$

et donc :

$$P_F^1 = 0,5 \text{ pas} \quad (\text{IV.19})$$

D'où  $V_F^1$ , donnée par (IV.8) :

$$V_F^1 = \frac{C_H \frac{\sqrt{2}}{2} - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.20})$$

soit, numériquement,  $V_F^1 = 644 \text{ pas/s}$ .

#### 4.6.2. Influence du mode d'alimentation

Pour déterminer la vitesse frontière  $V_F^2$  en mode 2, nous écrivons :

$$V_F^2 = V^2 (P_F^2) = V^2 (P_F^2 - 1) \quad (IV.21)$$

soit d'après l'expression de  $V^2(P^2)$  donnée en (IV.5) :

$$\begin{aligned} C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P_F^2}{2}\right) + C_D \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot P_F^2\right) \\ = C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P_F^2}{2} - \frac{\pi}{2}\right) + C_D \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot P_F^2 - 2 \cdot \pi\right) \end{aligned} \quad (IV.22)$$

d'où :

$$C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P_F^2}{2}\right) = C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot P_F^2}{2}\right) \quad (IV.23)$$

et nous obtenons, comme en mode 1 :

$$P_F^2 = 0,5 \text{ pas} \quad (IV.24)$$

$V_F^2$  est donnée par la relation (IV.12) :

$$V_F^2 = \frac{C_H - C_B}{S \cdot F} \quad (IV.25)$$

soit, numériquement,  $V_F^2 = 955 \text{ pas/s}$ .

Pour déterminer la vitesse frontière en mode demi-pas, il nous faut écrire qu'un point de  $(I_0)$ , décalé d'un demi-pas, se retrouve sur  $(I_0)$  dont l'équation est donnée en (IV.5) :

$$V_F^3 = V^2 (P_F^3) = V^2 (P_F^3 - 0,5) \quad (IV.26)$$

## 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

soit :

$$\begin{aligned} & C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P_F^3}{2}\right) + C_D \cdot \sin\left(2\pi P_F^3\right) \\ &= C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P_F^3}{2} - \frac{\pi}{2}\right) + C_D \cdot \sin\left(\pi P_F^3 - 2\pi\right) \end{aligned} \quad (\text{IV.27})$$

d'où :

$$C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P_F^3}{2}\right) - C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P_F^3}{2} - \frac{\pi}{4}\right) + 2 \cdot C_D \cdot \sin\left(2\pi P_F^3\right) = 0 \quad (\text{IV.28})$$

La résolution, par itérations successives, de cette équation, avec les valeurs numériques données en (IV.6) conduit à :

$$P_F^3 = 0,347 \text{ pas} \quad (\text{IV.29})$$

et

$$V_F^3 = V^2(0,347) = V^2(-0,153) = 1264 \text{ pas/s} \quad (\text{IV.30})$$

Notons que si le couple de détente est négligeable, la relation (IV.27) devient :

$$\cos\left(\frac{\pi P_F^3}{2}\right) = \cos\left(\frac{\pi P_F^3}{2} - \frac{\pi}{4}\right) \quad (\text{IV.31})$$

d'où :

$$P_F^3 = 0,25 \text{ pas} \quad (\text{IV.32})$$

et par suite :

$$V_F^3 = V^2(0,25) = V^2(-0,25) = \frac{C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\frac{\pi}{8} - C_R}{S.F} \quad (\text{IV.33})$$

soit, numériquement :

$$V_F^3 = 1280 \text{ pas/s}$$

---

#### 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE



$P_F^1$  et  $P_F^2$  sont des constantes, alors que  $P_F^3$  est lié à  $C_H$  et  $C_D$ , mais non à  $J$ ,  $F$  et  $C_R$ .  $V_F^1$  et  $V_F^2$  ne dépendent que de  $C_H$ ,  $F$  et  $C_R$  mais  $C_D$  a également une influence sur  $V_F^3$ .

#### 4.7. ETUDE D'UNE ACCELERATION

##### 4.7.1. Présentation du système étudié

Le moteur utilisé est un moteur hybride à 200 pas par tours, dont le coefficient  $C_H$  vaut 9,5 N.m, le couple de détente étant négligeable. Les paramètres mécaniques de la charge sont :

- pour l'inertie :  $J = J_1 = 1,06 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$  ou  $J = J_2 = 2,26 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$  ;
- pour le frottement visqueux :  $F = 0,3 \text{ N.m/rad.s}^{-1}$  ;
- pour le frottement sec :  $C_R = C_{R_1} = 0,13 \text{ N.m}$  ou  $C_R = C_{R_2} = 2,63 \text{ N.m}$ .

##### 4.7.2. Procédure d'étude

###### 4.7.2.1. Accélération en mode 1

La simulation numérique de l'accélération du système étudié, de la vitesse nulle jusqu'à  $V_F$ , est obtenue par la méthode d'Euler comme indiqué en III.1, puisque la procédure d'étude expliquée en IV.4 conduit à laisser  $k_1$  constant et égal à 1. Entre deux instants  $t_n$  et  $t_{n+1}$  séparés par un intervalle de temps  $\Delta t$  suffisamment petit, nous pouvons écrire, en tenant compte du fait que la vitesse  $V$  reste positive :

$$P_{n+1} = P_n + \Delta t \cdot V_n \quad (\text{IV.34})$$

$$V_{n+1} = V_n - \frac{F}{J} \Delta T \cdot V_n + \Delta T \frac{C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi P_n}{2}\right) - C_R}{S \cdot J} \quad (\text{IV.35})$$

avec comme conditions initiales  $P(0) = 0$  et  $V(0) = 0$ .

Un test permet de comparer  $V_{n+1}$  à  $V_n$  et si  $V_{n+1}$  est inférieure à  $V_n$ , une nouvelle commutation se produit; le retrait d'un pas s'effectue alors et déclenche l'étude de l'évolution du système jusqu'à l'impulsion suivante. Le calcul s'arrête lorsque la vitesse frontière est atteinte; nous noterons  $T_F$  le temps et  $N_F$  le nombre de commutations nécessaires pour atteindre  $V_F$ , ces différentes grandeurs étant issues de la simulation numérique.

D'autre part, le lieu des points de commutation a pour équation, d'après la relation (IV.4) :

$$V = \frac{C_H \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P}{2}\right) - C_R}{S \cdot J} \quad (\text{IV.36})$$

Il est constitué d'une arche de sinusöide dont les caractéristiques sont les suivantes :

$$V(0) = \frac{C_H - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.37})$$

$$V(0,5) = V(-0,5) = \frac{C_H \frac{\sqrt{2}}{2} - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.38})$$

$$P_M = 0 \text{ et } V_M = V(0) = \frac{C_H - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.39})$$

$$V = 0 \text{ pour } P_o = \pm \frac{2}{\pi} \text{Arccos} \frac{C_R}{C_H} \quad (\text{IV.40})$$

soit, numériquement :

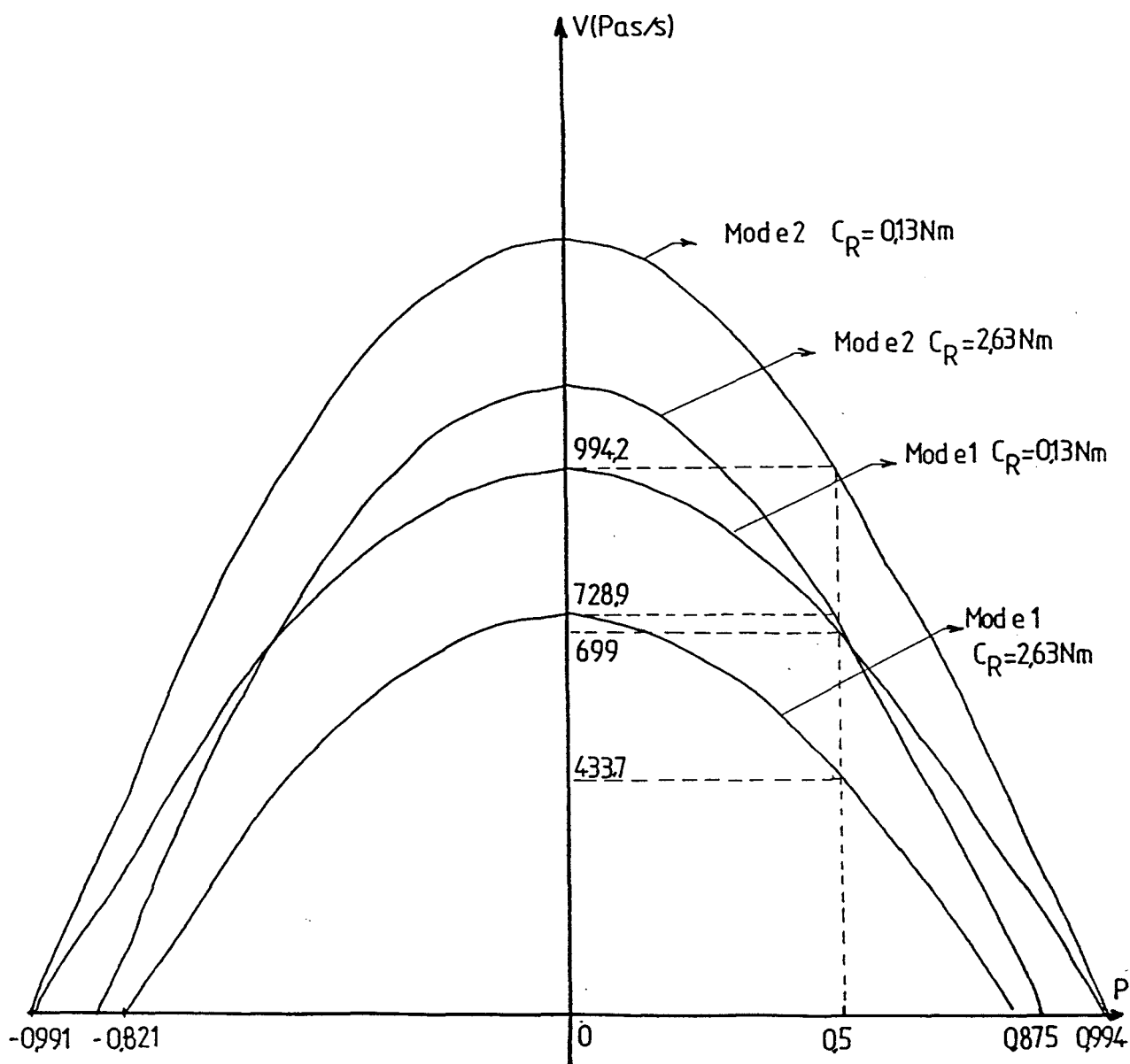
- pour  $C_R = C_{R1} = 0,13 \text{ N.m}$  :  
 $V(0) = V_M = 994,2 \text{ pas/s}$   
 $V(0,5) = V(-0,5) = 669,0 \text{ pas/s}$   
 $P_o = \pm 0,991 \text{ pas}$ .
- pour  $C_R = C_{R2} = 2,63 \text{ N.m}$  :  
 $V(0) = V_M = 728,9 \text{ pas/s}$   
 $V(0,5) = V(-0,5) = 433,7 \text{ pas/s}$   
 $P_o = \pm 0,821 \text{ pas}$ .

Les courbes correspondantes sont représentées à la figure IV.4. Elles se déduisent l'une de l'autre par une translation, parallèle à l'axe des vitesses, de module :

$$\frac{C_{R2} - C_{R1}}{S \cdot F} \text{ soit } 265,3 \text{ pas/s}$$

#### 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

**Figure IV.4 : Lieu des points de commutation**  
Influence du mode d'alimentation et du couple de frottement sec



4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

Notons que  $V(0)$ ,  $V(0,5)$  et  $P_0$  ne dépendent pas de  $J$ ; si  $F$  augmente,  $V(0)$  et  $V(0,5)$  diminuent alors que  $P_0$  reste inchangé; si  $C_R$  augmente,  $V(0)$ ,  $V(0,5)$  et  $|P_0|$  diminuent.

La vitesse frontière calculée, vaut, d'après (IV.20) :

$$V_F^C = \frac{C_H \frac{\sqrt{2}}{2} - C_R}{S.F} \quad (IV.41)$$

$V_F^C$ , indépendante de  $J$ , diminue si  $F$  et  $C_R$  augmentent.

Le tableau de la figure IV.5 donne les résultats obtenus avec les différents paramètres mécaniques.

**Figure IV.5 : Résultats obtenus en mode 1**

		<b>J<sub>1</sub> C<sub>R1</sub></b>	<b>J<sub>1</sub> C<sub>R2</sub></b>	<b>J<sub>2</sub> C<sub>R1</sub></b>	<b>J<sub>2</sub> C<sub>R2</sub></b>
<b>V<sub>F</sub> (pas/s)</b>	calcul	699,0	433,7	699,0	433,7
	simulation	702,3	438,5	702,5	438,3
<b>N<sub>F</sub></b>		26	12	55	25
<b>T<sub>F</sub> (ms)</b>		59	44	128	94

Les figures IV.6 et IV.7 représentent, dans le plan (P,V), les courbes d'accélération du système de  $V=0$  à  $V=V_F$ , obtenues par simulation lorsque le moteur est alimenté en mode 1, dans les deux cas suivants :

- $J = J_1$  et  $C_R = C_{R1}$  ;
- $J = J_2$  et  $C_R = C_{R2}$ .

#### 4.7.2.2. Accélération en mode 2

La procédure d'étude est la même, seule l'expression du couple moteur influe sur les relations trouvées précédemment. (IV.35) devient ainsi :

$$V_{n+1} = V_n - \frac{F}{J} \Delta T \cdot V_n + \Delta T \cdot \frac{C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P_n}{2}\right) - C_R}{S \cdot J} \quad (IV.42)$$

Le lieu des points de commutation a pour équation :

$$V = \frac{C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P}{2}\right) - C_R}{S \cdot J} \quad (\text{IV.43})$$

qui conduit aux caractéristiques suivantes :

$$V(0) = \frac{C_H \cdot \sqrt{2} - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.44})$$

$$V(0,5) = V(-0,5) = \frac{C_H - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.45})$$

$$V = 0 \text{ pour } P_0 = \pm \frac{2}{\pi} \text{Arccos}\left(\frac{C_R}{\sqrt{2} \cdot C_H}\right) \quad (\text{IV.46})$$

soit, numériquement :

- pour  $C_R = C_{R1} = 0,13 \text{ N.m}$  :  
 $V(0) = V_M = 1441,7 \text{ pas/s}$   
 $V(0,5) = V(-0,5) = 994,2 \text{ pas/s}$   
 $P_0 = \pm 0,994 \text{ pas.}$
- pour  $C_R = C_{R2} = 2,63 \text{ N.m}$  :  
 $V(0) = V_M = 1146,4 \text{ pas/s}$   
 $V(0,5) = V(-0,5) = 728,9 \text{ pas/s}$   
 $P_0 = \pm 0,875 \text{ pas.}$

Les courbes correspondantes sont représentées à la **figure IV.4**. Nous pouvons tirer les mêmes conclusions qu'en mode 1. D'autre part, le fait de passer en mode 2 revient à remplacer  $C_H$  par  $C_H \sqrt{2}$  et les grandeurs  $V(0)$ ,  $V(0,5)$  et  $|P_0|$  augmentent donc.

La vitesse frontière calculée vaut, d'après (IV.25) :

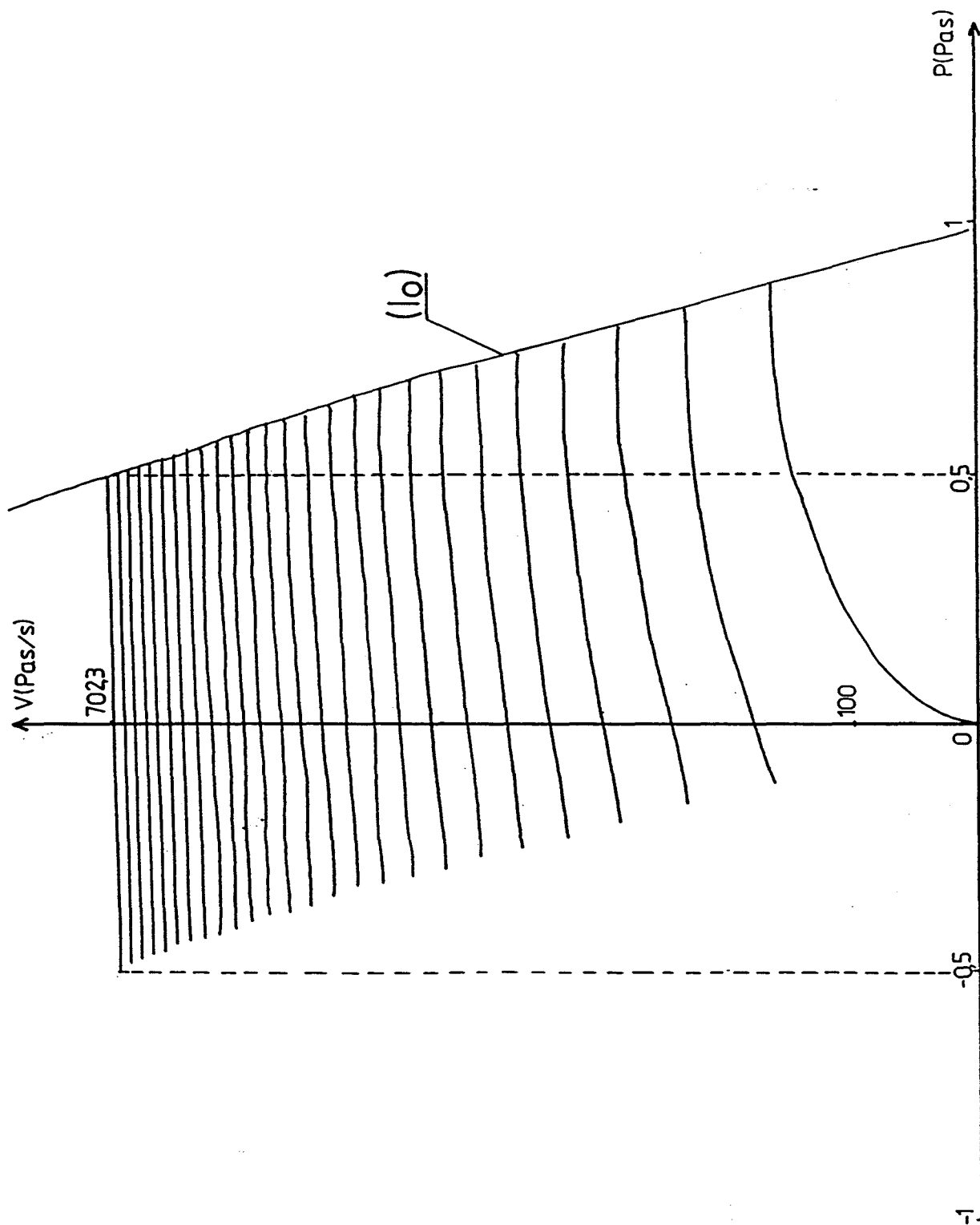
$$V_F^C = \frac{C_H - C_R}{S \cdot F} \quad (\text{IV.47})$$

$V_F^C$ , indépendante de  $J$ , diminue si  $F$  et  $C_R$  augmentent. Elle est plus élevée qu'en mode 1.

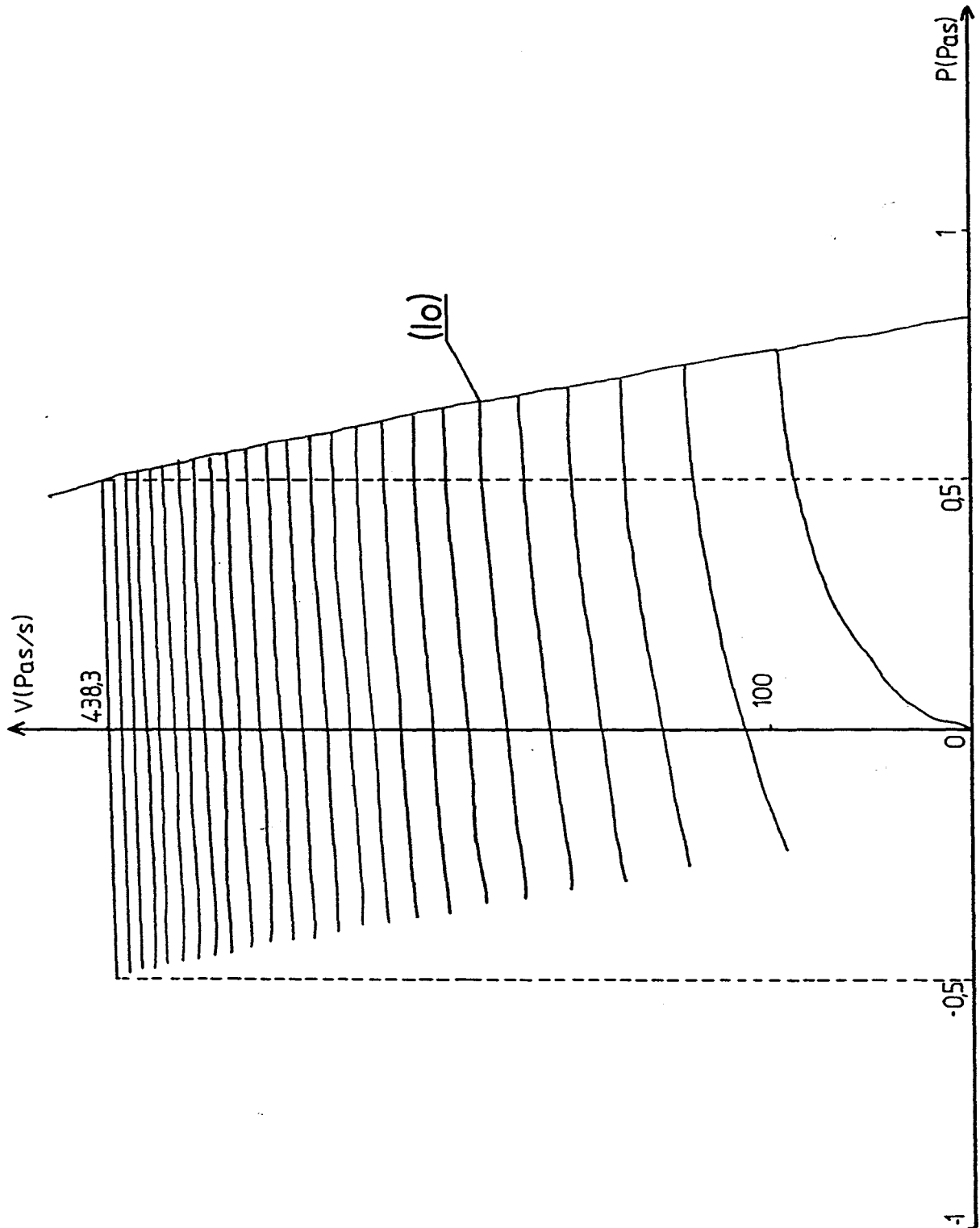
Le tableau de la **figure IV.8** donne les résultats obtenus avec les différents paramètres mécaniques.

#### 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

**Figure IV.6 : Courbe d'accélération obtenue par simulation numérique  
(mode 1 ;  $J = J_1$  ;  $C_R = C_{R1}$ )**



**Figure IV.7 : Courbe d'accélération obtenue par simulation numérique  
(mode 1 ;  $J = J_2$  ;  $C_R = C_{R2}$ )**



**Figure IV.8 : Résultats obtenus en mode 2**

		J <sub>1</sub> C <sub>R1</sub>	J <sub>1</sub> C <sub>R2</sub>	J <sub>2</sub> C <sub>R1</sub>	J <sub>2</sub> C <sub>R2</sub>
V <sub>F</sub> (pas/s)	calcul	994,2	728,9	994,2	728,9
	simulation	999,4	732,5	998,0	730,7
N <sub>F</sub>		37	22	78	46
T <sub>F</sub> (ms)		60	49	128	105

### 4.7.3. Conclusions

Les tableaux des figures IV.5 et IV.8 nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

- a) Les valeurs de V<sub>F</sub> obtenues par le calcul et la simulation sont voisines.
- b) Dans chacun des modes :
  - la vitesse frontière est indépendante du moment d'inertie et diminue lorsque le couple de frottement sec augmente (il en serait de même vis à vis du couple de frottement visqueux) ;
  - à inertie égale, N<sub>F</sub> et T<sub>F</sub> diminuent si C<sub>R</sub> augmente, ce qui s'explique par le déplacement des lieux des points de commutation (figure IV.4), concrétisé par les valeurs comparées de P<sub>0</sub> ;
  - à couple de frottement sec égal, N<sub>F</sub> et T<sub>F</sub> augmentent de façon quasi proportionnelle à J ; en effet, les différents rapports  $\frac{N_{F2}}{N_{F1}}$  et  $\frac{T_{F2}}{T_{F1}}$  correspondant aux mêmes valeurs de C<sub>R</sub> et aux deux valeurs de J sont compris entre 2,08 et 2,17 (figure IV.9) alors que  $\frac{J_2}{J_1}$  est égal : à 2,13.
- c) Le mode 2 permet une vitesse frontière plus élevée que le mode 1, et il permet d'atteindre une vitesse donnée en un temps plus court (figure IV.10).

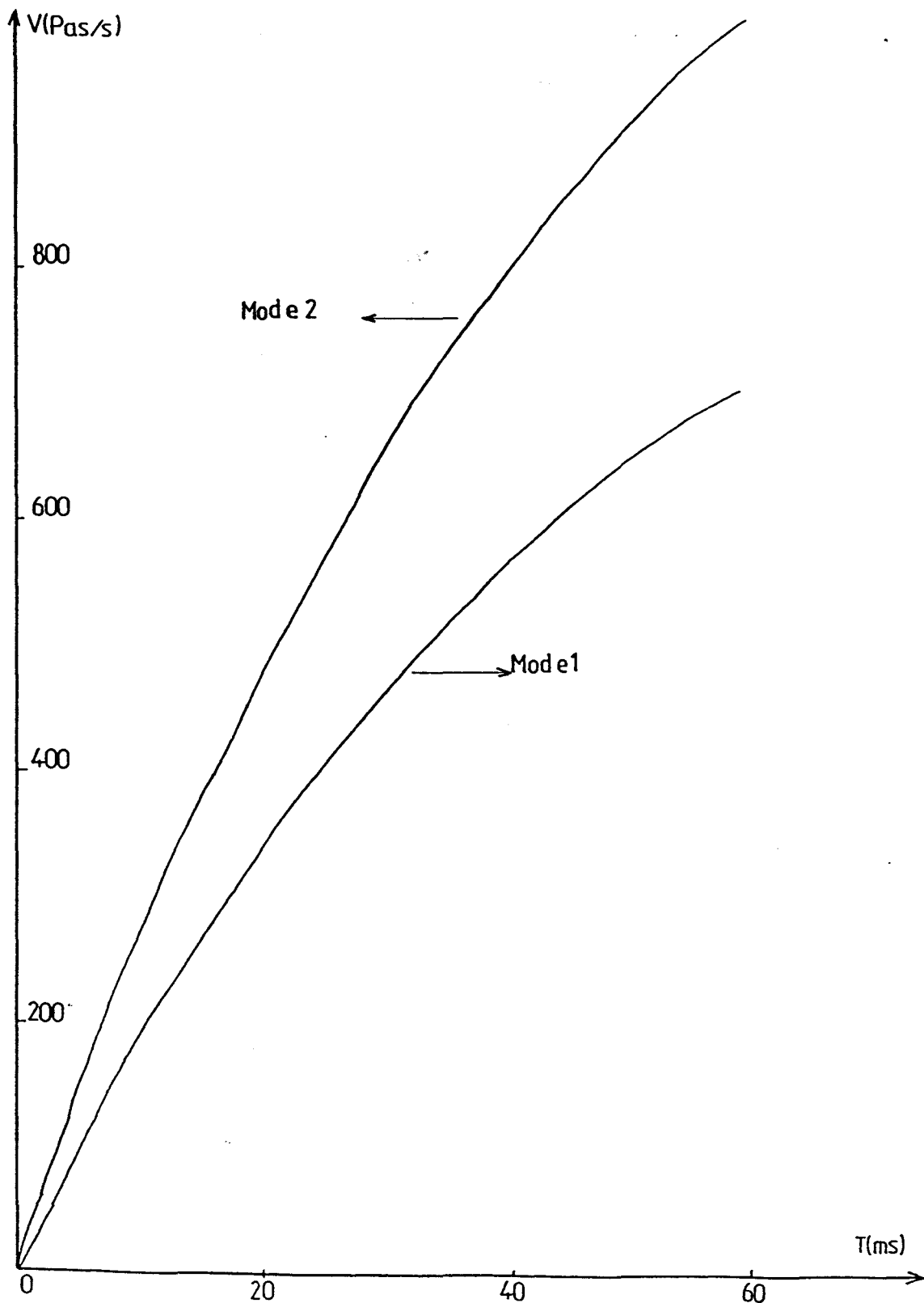
**Figure IV.9 : Comparaison des différents régimes**

		$\frac{N_{F2}}{N_{F1}}$	$\frac{T_{F2}}{T_{F1}}$
mode 1	C <sub>R</sub> = C <sub>R1</sub>	2,12	2,17
	C <sub>R</sub> = C <sub>R2</sub>	2,08	2,14
mode 2	C <sub>R</sub> = C <sub>R1</sub>	2,11	2,13
	C <sub>R</sub> = C <sub>R2</sub>	2,09	2,14

## 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE



**Figure IV.10 : Courbes d'accélération obtenues par simulation numérique avec  $J = J_1$  et  $C_R = C_{R1}$  - Influence des modes d'alimentation**



4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

#### 4.8. AMELIORATION DE LA COMMANDE

La figure IV.11.a représente l'évolution du couple moteur, en fonction de l'angle de rotation  $P$ , lors de l'accélération précédemment étudiée en mode 1. Les différentes commutations correspondent aux points  $C_1, C_2, C_3, \dots$ . Le couple moyen  $\overline{C_m}$  entre deux impulsions successives est proportionnel à la surface hachurée. Il n'est donc pas égal au maximum disponible. Ce dernier sera atteint si les commutations se produisent pour les points  $C'_1, C'_2, C'_3, \dots$  (figure IV.11.b), chacun d'eux correspondant à une position située en retrait d'un demi-pas par rapport à la phase alimentée. Cette commande sera appelée commande par la position ou commande à couple moteur moyen maximal.

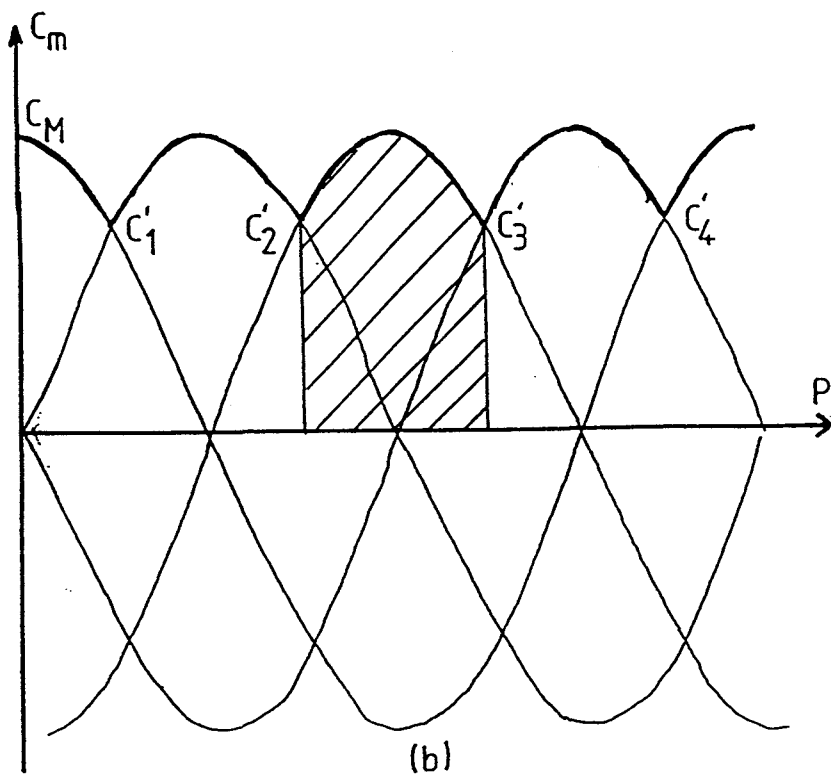
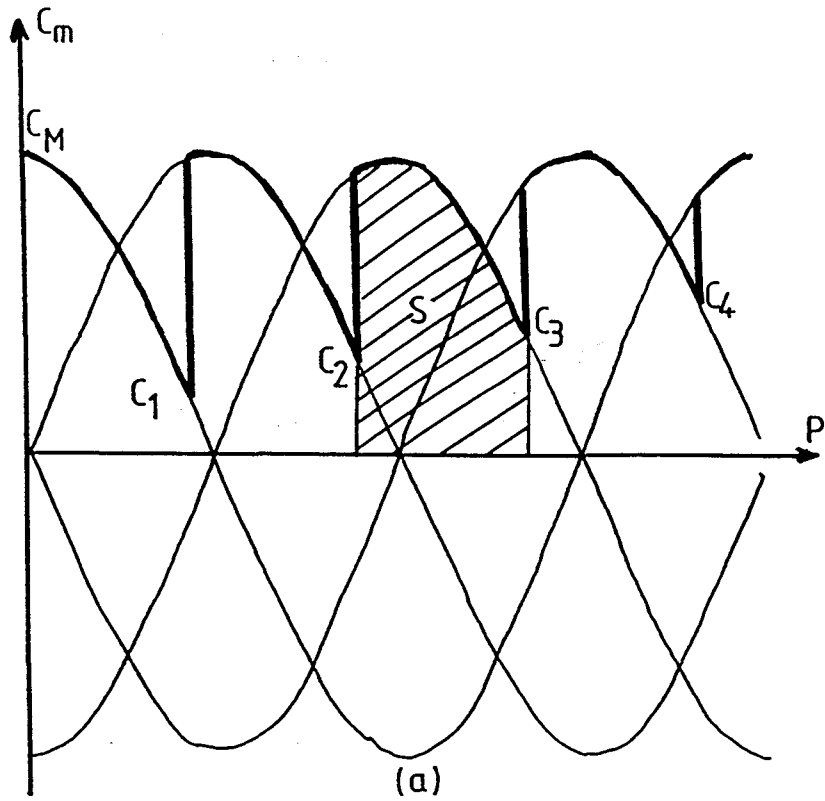
La figure IV.12 représente l'évolution du système dans le plan de phase  $(P, V)$ , pour chacune des deux commandes et pour un mode d'alimentation et des paramètres mécaniques donnés.

Elle met en évidence que la vitesse frontière reste la même, puisqu'elle correspond à  $P_F = 0,5$  pas qui est justement la valeur de la position  $P$  correspondant aux différentes commutations; mais  $V_F$  sera atteinte plus rapidement. Lorsque le couple de détente n'est plus négligeable, la forme de  $(I_0)$  (figures IV.1 et IV.2) et les expressions de  $V_F$  (relations (IV.20), (IV.25) et (IV.33)), indépendantes de  $C_D$  montrent que ces conclusions restent valables.

La simulation numérique est conduite comme précédemment, si ce n'est que le test qui correspond à une commutation consiste en la comparaison de la position  $P$  avec la valeur 0,5 pas.

Les tableaux des figures IV.13 et IV.14 permettent de comparer les deux types de commande. La courbe représentant les accélérations obtenues, en mode 2, avec  $J = J_1$  et  $C_R = C_{R1}$  (figure IV.15) concrétise les résultats de cette étude [PINCHON - 82/2].

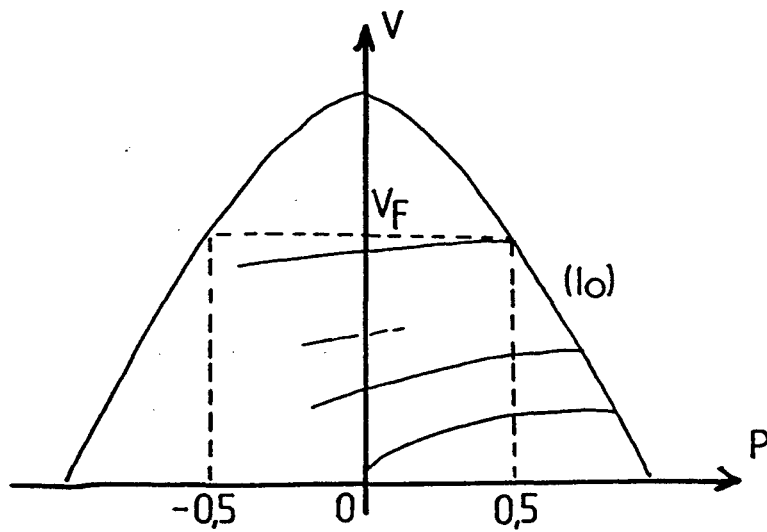
Figure IV.11 : Comparaison des deux types de commande



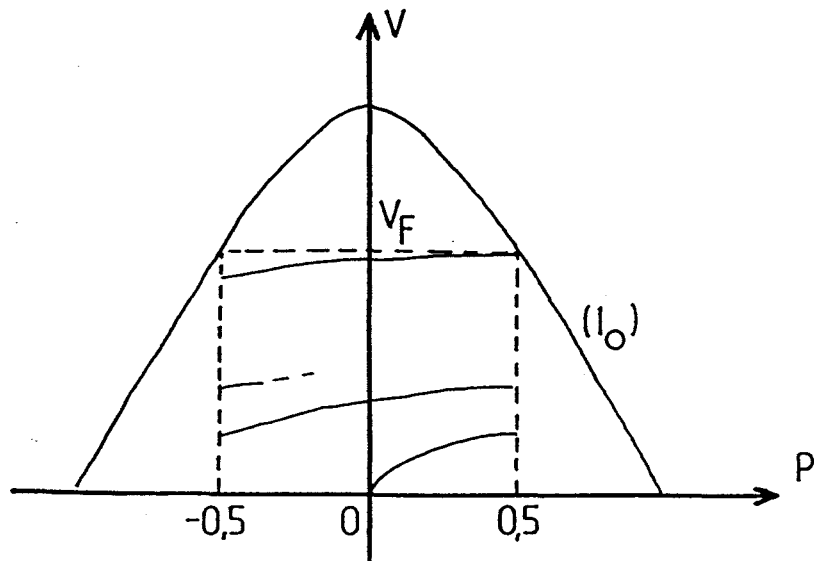
4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

**Figure IV.12 : Comparaison des deux types de commande dans le plan de phase (P,V)**

a. **Commande au maximum de la vitesse**

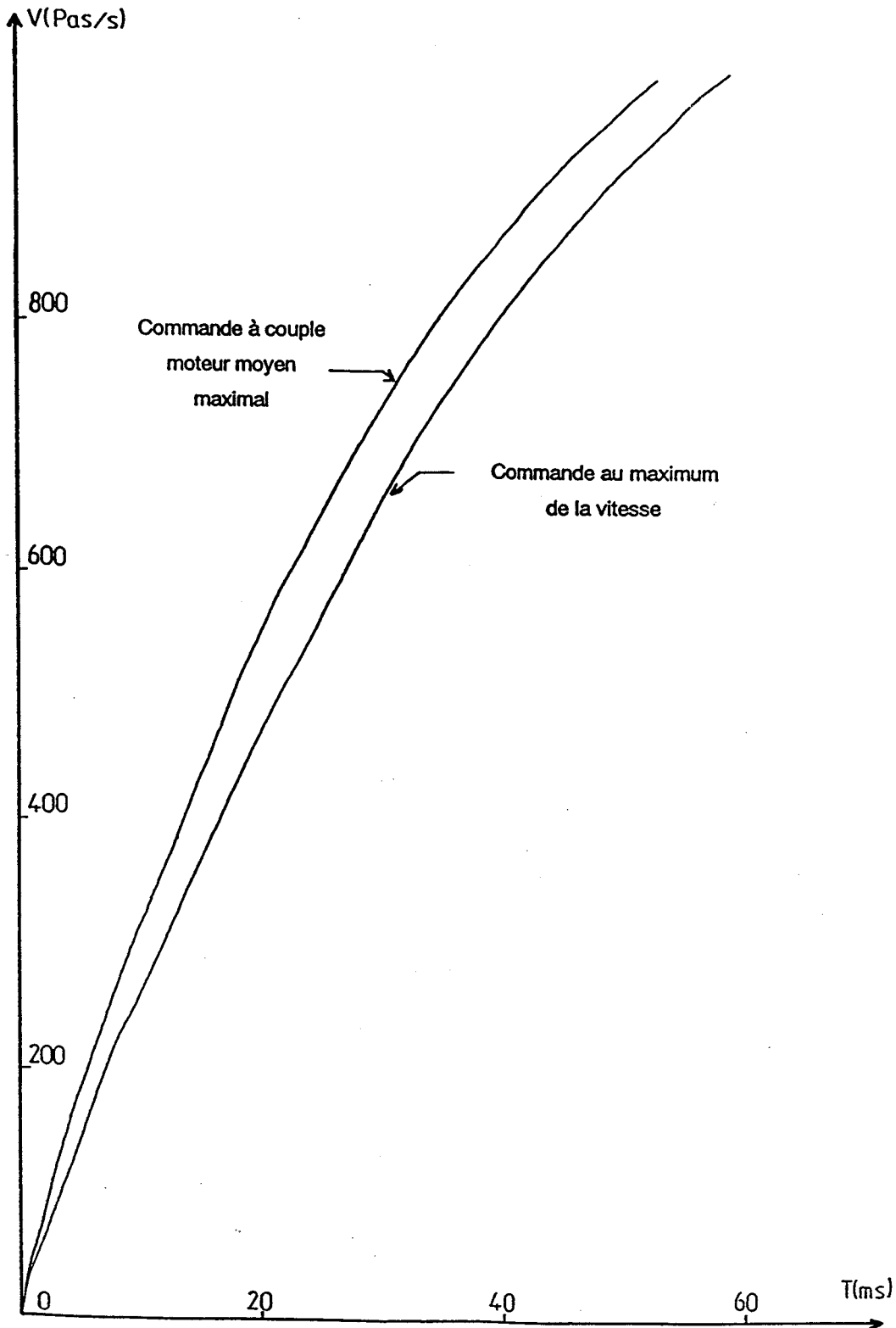


b. **Commande au maximum de couple moteur moyen**



**4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE**

**Figure IV.15 : Courbes d'accélération obtenues par simulation numérique avec  $J = J_1$  et  $C_R = C_{R1}$  - Influence du type de commande**



**4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE**

**Figure IV.13 : Comparaison des résultats obtenus avec chaque type de commande en mode 1**

		Commande au maximum de la vitesse				Commande à couple moyen maximal			
		J <sub>1</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>2</sub>
		C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>
V <sub>F</sub> (pas/s)	calcul	699,0	433,7	699,0	433,7	699,0	433,7	699,0	433,7
	simulation	702,3	438,5	702,5	438,3	699,6	443,6	700,8	437,9
N <sub>F</sub>		26	12	55	25	24	12	51	24
T <sub>F</sub> (ms)		59	44	128	94	54	43	115	89

**Figure IV.14 : Comparaison des résultats obtenus avec chaque type de commande en mode 2**

		Commande au maximum de la vitesse				Commande à couple moyen maximal			
		J <sub>1</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>2</sub>
		C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>
V <sub>F</sub> (pas/s)	calcul	994,2	728,9	994,2	728,9	994,2	728,9	994,2	728,9
	simulation	994,4	732,5	998,0	730,7	994,7	732,6	997,3	731,4
N <sub>F</sub>		37	22	78	46	34	21	73	44
T <sub>F</sub> (ms)		60	49	128	105	54	46	116	98

#### 4.9. CONCLUSION

La loi de commande linéaire par morceaux nous à permis de mettre au point une façon d'imposer les commutations qui s'opèrent lorsque la vitesse passe par un maximum.

Cette étude, facilement réalisable dans le plan de phase à partir du modèle numéro deux, a conduit à des résultats importants, en particulier celui relatif à la vitesse frontière. Cependant, si les impulsions sont commandées par le couple moteur, nous aboutissons à une loi de commande plus performante qui permet toutefois de garder les avantages des études précédentes.

Par conséquent, dans ce qui suit, la commande élaborée sera telle que les couples moyens entre deux impulsions successives soient maximaux, aussi bien lors de l'accélération que pendant la décélération. Cette contrainte définit une loi de commande optimale qui sera étudiée avec chacun des quatre modèles d'étude du système présentés au premier chapitre.

#### 4. COMMANDE DU SYSTEME EN BOUCLE OUVERTE

## Chapitre 5

### **CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

---

## SOMMAIRE

<b>5.1. INTRODUCTION</b>	<b>99</b>
<b>5.2. TEMPS DE COMMUTATION. ANGLE DE COMMUTATION</b>	<b>99</b>
<b>5.3. PRINCIPE DU CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION RELATIFS A UNE ACCELERATION</b>	<b>100</b>
<b>5.4. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 1</b>	<b>100</b>
<b>5.5. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 2</b>	<b>105</b>
<b>5.6. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 3</b>	<b>107</b>
5.6.1. Principe	107
5.6.2. Calcul des temps de commutation	110
5.6.3. Calcul du premier temps de commutation	114
5.6.4. Résultats obtenus	116
5.6.5. Caractéristiques d'un point de commutation	116
5.6.5.1. Relation entre $k$ , $t_k$ et $V_k$	116
5.6.5.2. Application au régime frontière	117
<b>5.7. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 4</b>	<b>118</b>
<b>5.8. ETUDE DE LA DECELERATION A PARTIR DU MODELE 1</b>	<b>118</b>
<b>5.9. ETUDE DE LA DECELERATION A PARTIR DES MODELES SIMPLIFIES</b>	<b>121</b>
5.9.1. Principe	121
5.9.2. Expression du couple décélérateur en mode 2	121
5.9.3. Etude de l'évolution du système	122
5.9.4. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 3	124
5.9.5. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 4	127
<b>5.10. CONCLUSION</b>	<b>127</b>



## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION



### 5.1. INTRODUCTION

Nous définissons d'abord l'angle de commutation lié à la position atteinte lorsque l'impulsion de commande se déclenche. La loi étudiée, associée au fait que le parcours doit être de un pas entre deux impulsions successives, conduit à un angle de commutation constant. C'est en nous appuyant sur ce résultat que nous déterminons les temps qui séparent deux commutations.

L'accélération du système est alors étudiée en détail à partir des quatre modèles décrits dans le premier chapitre. Nous comparons les résultats obtenus en citant les avantages et inconvénients que chacun d'entre eux présente.

Pour la décélération, les modèles simplifiés conduisent à une méthode propre d'étude.

### 5.2. TEMPS DE COMMUTATION. ANGLE DE COMMUTATION

La loi de commande optimale se traduit par une contrainte imposée au modèle d'étude. Nous pouvons alors déterminer, par la simulation numérique ou par le calcul, les temps de commutation  $t_{ci}$ , c'est à dire les intervalles entre deux impulsions successives, lors de chacune des phases du mouvement. Les valeurs obtenues  $t_{ci}^A$ ,  $t_{ci}^P$  et  $t_{ci}^D$  pour l'accélération, le palier et la décélération dépendent du modèle d'étude, des paramètres du système et de sa charge ainsi que du mode d'alimentation.

Ces temps correspondent à des positions qui sont repérées, comme à la figure IV.11, sur la courbe représentant l'évolution du couple moteur. On détermine ainsi un angle de commutation  $\alpha$  et un angle de commande  $\beta$  (figure V.1).  $\alpha$  est défini par rapport à la position de détente de la phase qui était alimentée avant que la commutation ne se produise;  $\beta$  est défini par rapport à la position de détente de la phase qui est actuellement alimentée [GOELDEL - 84], [BROWN - 86/2], [BRUNIAUX - 88], [BRIENNE - 89].

Si  $\alpha$  et  $\beta$  sont exprimés en pas, nous pouvons écrire :

$$\alpha - \beta = 1 \quad (V.1)$$

Ainsi, pour la commande définie en 4.8 :

$$\alpha = - 0,5 \text{ pas} \quad (V.2)$$

---

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

et par suite :

$$\beta = - 1,5 \text{ pas} \quad (\text{V.3})$$

### 5.3. PRINCIPE DU CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION RELATIFS A UNE ACCELERATION

La loi de commande définie en 4.8 impose que le couple moteur moyen entre deux impulsions successives soit maximal. Si  $P_i$  et  $P_{i+1}$  représentent les positions correspondantes, les temps de commutation  $t_{c_i}^A$  sont tels que la grandeur :

$$\overline{C_m(P_i, P_{i+1})} = \frac{1}{P_{i+1} - P_i} \int_{P_i}^{P_{i+1}} C_m(\alpha) \cdot d\alpha \quad (\text{V.4})$$

soit maximale [TAL - 76], [LEENHOUTS - 78], [PINCHON - 82/2], [BROWN - 86].

La détermination des valeurs  $t_{c_i}^A$  sera obtenue par simulation numérique à partir des modèles 1 et 2 caractérisés par des équations différentielles non linéaires, ou par calcul à partir des modèles 3 et 4 définis par une équation différentielle linéaire. Les résultats obtenus pour l'essai à vide en mode 2 seront comparés, ou par les valeurs des différents temps  $t_{c_i}^A$  et des positions et des vitesses correspondantes, ou par les courbes théoriques et expérimentales relatives aux profils de mise en vitesse.

### 5.4. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 1

Les équations qui régissent le fonctionnement du système ont été écrites en I.1. Les valeurs des paramètres obtenues par identification à partir de ce modèle sont :

$$\begin{aligned} J &= 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2 & F &= 2,45 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1} & (\text{V.5}) \\ C_R &= 12 \cdot 10^{-3} \text{ N.m} \end{aligned}$$

$$C_S = 1,5 \text{ N.m} \quad A = 0,29 \text{ A}^{-1} \quad C_D = 2,1 \cdot 10^{-2} \text{ N.m} \quad (\text{V.6})$$

$$R = 0,27 \text{ } \Omega \quad L = 2 \cdot 10^{-3} \text{ H} \quad K_E = 0,25 \text{ V/rad.s}^{-1} \quad (\text{V.7})$$

Notons que les valeurs des paramètres mécaniques, données par la relation (V.5) sont très proches de celles données en 3.4, déterminées à partir du modèle 3.

La détermination des temps de commutation s'obtient par simulation numérique.

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

Pour une valeur de  $P_i$  donnée, on ajuste  $P_{i+1}$  de façon que le couple moyen  $\overline{C_m}$  défini en (V.4) soit maximal. Le tableau de la figure V.2 donne, pour les différentes commutations repérées par  $i$ , la valeur de  $t_{c_i}^A$ , la position  $P_i$ , l'angle de commutation  $\alpha_i$  et la vitesse  $V_i$  correspondante, ainsi que le temps total  $\sum_i t_{c_i}^A$  pour atteindre  $V_i$ . Nous avons arrêté notre étude lorsque la vitesse avoisinait 4000 pas/s.

L'origine de  $P$  est prise au moment de la première impulsion, si bien que la position de détente de chaque phase alimentée est égale à  $i$ . L'angle de commutation vaut donc, d'après sa définition donnée en V.2. :

$$\alpha_i = P_i - i \quad (\text{V.8})$$

Nous constatons que les temps  $t_{c_i}^A$  ne décroissent pas régulièrement, ce qui, ajouté aux erreurs de mesure lors de l'application de ces temps au système de commande du moteur, entraîne des pertes de pas. Nous remédions à cet inconvénient en adoptant un angle de commutation  $\alpha_A$  constant [BROWN - 87], [BRUNIAUX - 92], [BRUNIAUX - 92/3], est égal à la moyenne des valeurs  $\alpha_i$  données dans le tableau de la figure V.2, soit :

$$\alpha_A = -0,65 \text{ pas} \quad (\text{V.9})$$

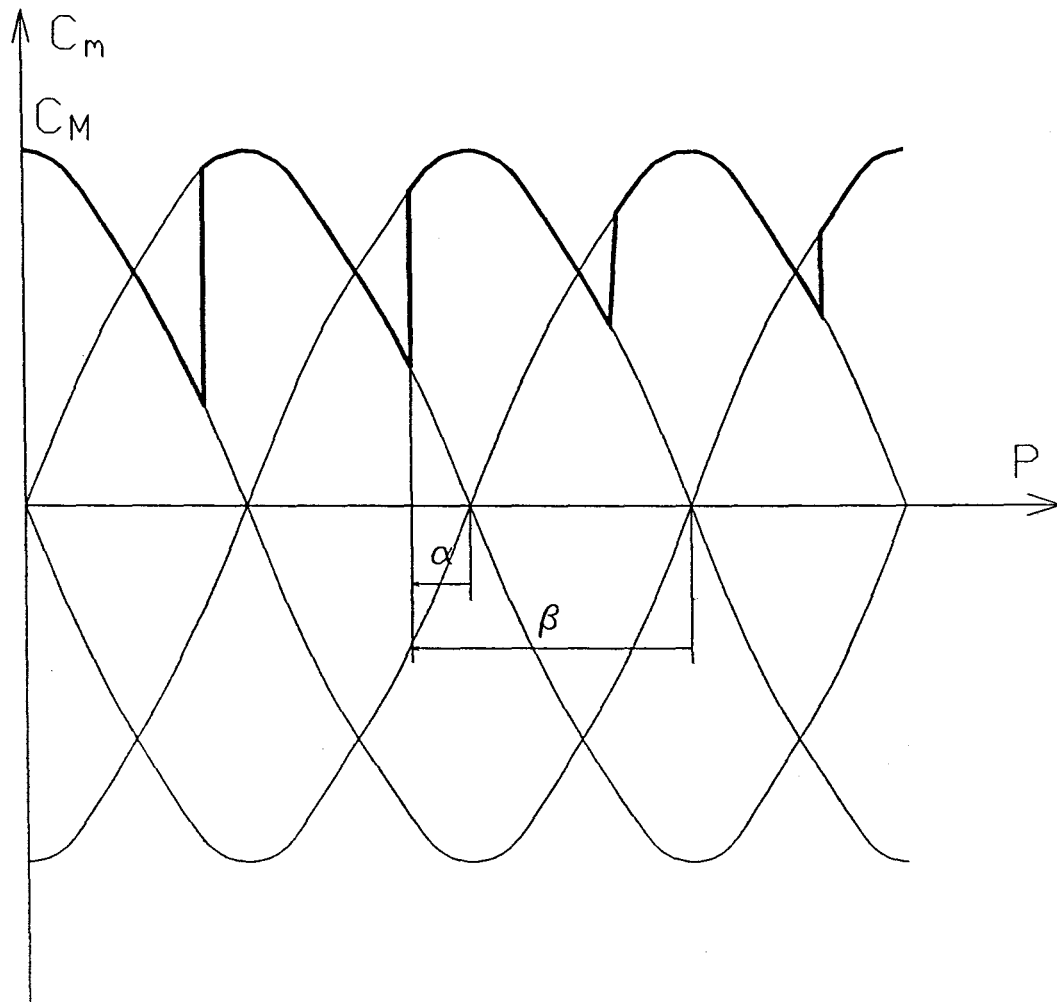
ce qui entraîne, d'après (V.8) :

$$P_i = i - 0,65 \quad (\text{V.10})$$

Les résultats obtenus sont rassemblés dans le tableau de la figure V.3. Le système répond plus rapidement, sans perte de pas; de plus, l'avantage d'opérer avec un angle de commutation constant réside dans le fait que le parcours entre deux impulsions successives est de 1 pas, ce qui est extrêmement favorable pour le positionnement [PINCHON - 88/3], [BRUNIAUX - 88].

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

**Figure V.1 : Angle de commutation et angle de commande**



**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

**Figure V.2 : Etude d'une accélération à angle de commutation variable**

i	$t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$P_i$ (pas)	$\alpha_i$ (pas)	$V_i$ (pas/s)	$\sum_i t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)
1	1020	0,18	- 0,82	354,3	1020
2	2044	1,38	- 0,62	898,0	3064
3	894	2,30	- 0,70	1168,1	3958
4	802	3,32	- 0,68	1402,4	4760
5	680	4,34	- 0,66	1600,1	5440
6	606	5,36	- 0,64	1775,1	6046
7	536	6,35	- 0,65	1928,8	6582
8	508	7,36	- 0,64	2073,0	7090
9	475	8,38	- 0,62	2206,7	7565
10	448	9,39	- 0,61	2331,4	8013
11	378	10,29	- 0,71	2435,7	8391
12	445	11,40	- 0,60	2556,8	8836
13	352	12,31	- 0,69	2651,4	9188
14	354	13,27	- 0,73	2746,7	9542
15	408	14,41	- 0,59	2854,3	9950
16	325	15,35	- 0,65	2938,6	10275
17	325	16,32	- 0,68	3023,7	10600
18	320	17,30	- 0,70	3017,2	10920
19	318	18,30	- 0,70	3189,7	11238
20	311	19,30	- 0,70	3270,3	11549
21	305	20,31	- 0,69	3348,5	11854
22	298	21,32	- 0,68	3424,3	12152
23	294	22,34	- 0,66	3498,5	12446
24	289	23,36	- 0,64	3570,3	12735
25	284	24,38	- 0,62	3639,3	13019
26	280	25,41	- 0,59	3705,6	13299
27	279	26,45	- 0,55	3768,8	13578
28	274	27,49	- 0,51	3827,2	13852
29	257	28,48	- 0,52	3883,1	14109
30	225	29,36	- 0,64	3931,2	14334
31	267	30,42	- 0,58	3993,4	14601

5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

**Figure V.3 : Etude d'une accélération à angle de commutation constant**

i	$t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$P_i$ (pas)	$V_i$ (pas/s)	$\sum_i t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)
1	1433	0,35	487,8	1433
2	1453	1,35	918,9	2886
3	950	2,35	1202,8	3836
4	763	3,35	1429,3	4599
5	658	4,35	1621,7	5257
6	588	5,35	1791,4	5845
7	537	6,35	1945,0	6382
8	497	7,35	2086,1	6879
9	465	8,35	2216,9	7344
10	440	9,35	2339,4	7784
11	418	10,35	2454,8	8202
12	399	11,35	2563,7	8601
13	383	12,35	2667,5	8984
14	368	13,35	2765,9	9352
15	356	14,35	2860,8	9708
16	345	15,35	2952,2	10053
17	333	16,35	3039,9	10386
18	325	17,35	3124,6	10711
19	316	18,35	3206,5	11027
20	308	19,35	3285,5	11335
21	302	20,35	3362,1	11637
22	294	21,35	3436,0	11931
23	288	22,35	3507,6	12219
24	283	23,35	3577,1	12502
25	277	24,35	3644,1	12779
26	272	25,35	3709,1	13051
27	268	26,35	3772,3	13319
28	263	27,35	3835,2	13582
29	259	28,35	3897,2	13841
30	255	29,35	3957,3	14096
31	251	30,35	4016,0	14347

5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

## 5.5. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 2

Les équations régissant le fonctionnement du système sont données en (I.22) et (I.17) :

$$S.J.\dot{V} + S.F.V + C_R \cdot \text{sgn } V = C_m \quad (\text{I.22})$$

avec :

$$C_m = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi P}{2} - k_2 \frac{\pi}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (\text{I.17})$$

Les valeurs des paramètres ont été données en 2.3.2 et en 3.4.

Pour garder l'avantage cité ci-dessus, l'accélération se fait à angle de commutation constant. Dans l'expression du couple moyen  $\overline{C_m(P_i, P_{i+1})}$  calculée à partir de la relation (I.27), nous faisons donc :

$$P_{i+1} - P_i = 1 \text{ pas} \quad (\text{V.11})$$

et :

$$k_2 = i + 1 \quad (\text{V.12})$$

les entiers  $k_2$  et  $i$  étant tous les deux relatifs aux impulsions de commande et donc aux différentes commutations.

Nous obtenons ainsi :

$$\begin{aligned} \overline{C_m(P_i, P_{i+1})} &= \frac{2C_H \sqrt{2}}{\pi} \left[ \cos\left(\frac{\pi P_{i+1}}{2} - (i+1) \frac{\pi}{2}\right) - \cos\left(\frac{\pi P_i}{2} - (i+1) \frac{\pi}{2}\right) \right] \\ &\quad - \frac{C_D}{2\pi} [\cos(2\pi P_{i+1}) - \cos(2\pi P_i)] \end{aligned} \quad (\text{V.13})$$

ou :

$$\begin{aligned} \overline{C_m(P_i, P_{i+1})} &= \frac{-4C_H \sqrt{2}}{\pi} \left[ \sin\left(\frac{\pi}{4}(P_{i+1} + P_i) - \frac{\pi}{2}(i+1)\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}(P_{i+1} - P_i)\right) \right] \\ &\quad + \frac{C_D}{\pi} [\sin(\pi(P_{i+1} + P_i)) \cdot \sin(\pi(P_{i+1} - P_i))] \end{aligned} \quad (\text{V.14})$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

soit en tenant compte de (V.11) :

$$\overline{C_m(P_i, P_{i+1})} = \frac{-4C_H}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{4}(P_{i+1}+P_i) - \frac{\pi}{2}(i+1)\right) \quad (\text{V.15})$$

Cette grandeur est maximale si :

$$\frac{\pi}{4}(P_{i+1}+P_i) - \frac{\pi}{2}(i+1) = -\frac{\pi}{2} \quad (\text{V.16})$$

soit :

$$P_{i+1} + P_i = 2i \quad (\text{V.17})$$

Cette relation, associée à (V.11) donne :

$$P_i = i - 0,5 \quad (\text{V.18})$$

ce qui montre que l'angle de commutation est égal à -0,5 pas.

Notons que le couple moyen entre les deux premières impulsions n'est pas maximal. En effet, si, dans la relation (I.27) nous faisons  $P=0$  et  $k_2=1$ , nous obtenons :

$$\overline{C_m(P')} = \frac{2C_H\sqrt{2}}{\pi P'} \sin\left(\frac{\pi P'}{2}\right) + \frac{C_D}{2\pi P'} [1 - \cos(2\pi P')] \quad (\text{V.19})$$

Comme en 4.3.2, nous nous fixons  $C_H=10\text{N.m}$  et  $C_D=1\text{N.m}$ .

En donnant à  $P'$  différentes valeurs, nous constatons que  $\overline{C_m}$  est maximal pour

$P'=0,2$  pas et vaut alors  $14,46\text{N.m}$  alors que  $\overline{C_m}(0,5)=13,37\text{N.m}$ , soit 92% de sa valeur maximale. Cela permettra un démarrage plus souple.

Le calcul des temps de commutation s'obtient donc à partir de la simulation numérique des équations (I.22) et (I.17) [PINCHON - 82/2], [PINCHON - 86] ; chaque impulsion de commande se produit dès que  $P$  atteint les valeurs :

$$P_i = i - 0,5 \quad (\text{V.20})$$

Un test sur la position permet donc de déterminer les grandeurs  $t_{c_i}^A$ . Les résultats sont rassemblés dans le tableau de la figure V.4 où nous notons l'écart relatif  $\varepsilon_i(1,2)$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION



entre les temps de commutation  $t_{c_i}^A(1)$  et  $t_{c_i}^A(2)$  obtenis à partir des modèles 1 et 2 :

$$\varepsilon_i(1,2) = \frac{t_{c_i}^A(1) - t_{c_i}^A(2)}{t_{c_i}^A(1)} \quad (V.21)$$

La précision de la microseconde étant exigée au niveau du timer, l'écart  $\varepsilon_i(1,2)$  se révèle donc important. De plus, les valeurs de  $t_{c_i}^A(2)$  étant inférieures à celles de  $t_{c_i}^A(1)$   $-\varepsilon_i(1,2)$  est positif-, la pente d'accélération est plus raide. Enfin, le modèle 2 ne tient pas compte de l'effet de force contre-électromotrice qui se concrétise par une diminution du couple moteur au delà du coude de la caractéristique dynamique représentée à la figure I.3. Ces phénomènes cumulés entraînent un décrochage pour une vitesse de l'ordre de 2000 pas/s, si l'on fait référence à ce qui a été précisé en 1.2.1. Ce résultat est concrétisé par les courbes expérimentales (figure V.5) donnant les profils de mise en vitesse obtenus à partir des modèles 1 et 2.

## 5.6. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 3

### 5.6.1. Principe

Le modèle numéro 3 va nous permettre d'obtenir les temps de commutation non plus par simulation numérique mais par calcul. La détermination des grandeurs  $t_{c_i}^A$  sera donc plus simple et plus rapide; sa facilité de mise en oeuvre permettra une implantation aisée sur une carte de commande.

L'équation régissant le fonctionnement du système est donnée en (I.22) :

$$S.J.\dot{V} + S.F.V + C_R.\text{sgn } V = C_m \quad (I.22)$$

Entre deux impulsions successives correspondant aux positions  $P_i$  et  $P_{i+1}$ , séparées d'un pas, le couple moteur est égal à sa valeur moyenne maximale, soit, d'après les relations (V.15) et (V.17) :

$$\overline{C_m(P_i, P_{i+1})} = \frac{4CH}{\pi} \quad (V.22)$$

et (I.22) devient :

$$S.J.\dot{V} + S.F.V + C_R.\text{sgn } V = \frac{4CH}{\pi} \quad (V.23)$$

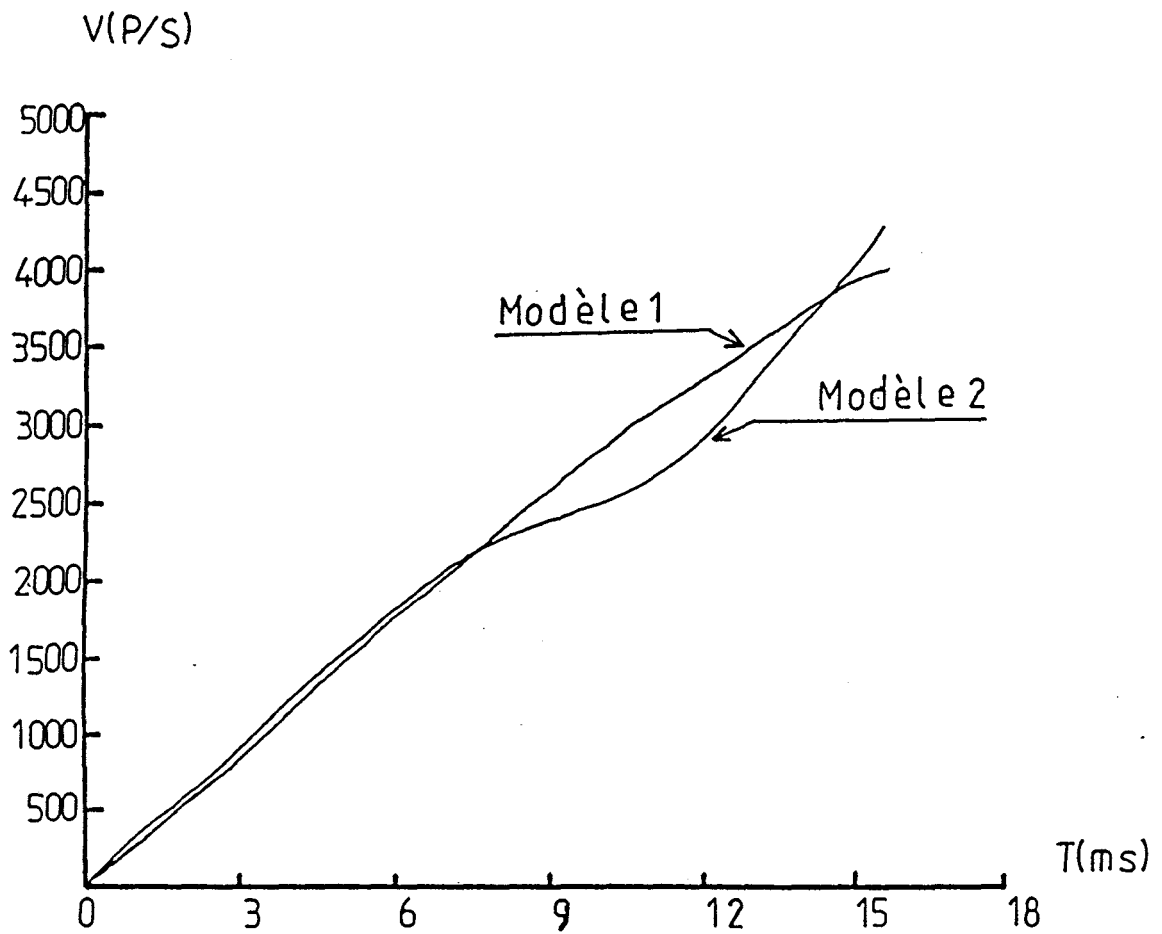
## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

**Figure V.4 : Résultats obtenus à partir du modèle 2**

i	$t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$V_i$ (pas/s)	$\sum_i t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$\epsilon_i(1,2)$ (%)
1	1675	572,1	1675	- 16,9
2	1299	975,8	2974	10,6
3	901	1250,9	3875	5,2
4	736	1472,4	4611	3,5
5	639	1662,2	5250	2,9
6	574	1830,8	5824	2,4
7	525	1983,3	6349	2,2
8	488	2123,8	6837	1,8
9	458	2254,4	7295	1,5
10	433	2376,8	7728	1,6
11	411	2492,1	8139	1,7
12	393	2601,5	8532	1,5
13	377	2705,7	8909	1,6
14	364	2805,6	9273	1,1
15	351	2901,2	9624	1,4
16	340	2993,2	9964	1,4
17	330	3082,0	10294	0,9
18	321	3167,7	10615	1,2
19	312	3250,6	10927	1,3
20	304	3330,9	11231	1,3
21	297	3408,9	11528	1,7
22	291	3484,9	11819	1
23	285	3558,8	12104	1
24	279	3630,9	12383	1,4
25	273	3701,0	12656	1,4
26	268	3769,5	12924	1,5
27	263	3836,4	13187	1,9
28	259	3901,9	13446	1,5
29	255	3966,1	13701	1,5
30	251	4028,9	13952	1,6

**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

**Figure V.5 : Comparaison des résultats obtenus avec les modèles 1 et 2**



**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

La première commutation se produisant à 0,5 pas, le couple moteur moyen entre les deux premières impulsions est égal, d'après la relation (V.19) où nous faisons  $P' = 0,5$  pas, à :

$$\overline{C_m(0; 0,5)} = \frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} \quad (V.24)$$

et (I.22) s'écrit alors :

$$S.J.\dot{V} + S.F.V + C_R.\text{sgn } V = \frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} \quad (V.25)$$

Les équations (V.23) et (V.25) permettent la détermination des temps de commutation [PINCHON - 88/2], [PINCHON - 88/3], [PINCHON - 88/4], [PINCHON - 90], [BRUNIAUX - 91].

### 5.6.2. Calcul des temps de commutation

L'accélération se faisant à partir d'une vitesse nulle, la quantité  $\text{sgn } V$  reste égale à +1. La relation (V.23) devient :

$$\dot{V} + \frac{F}{J}V = \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} \quad (V.26)$$

La résolution de cette équation différentielle linéaire du premier ordre permet de déterminer la valeur de  $V$  lorsque le système évolue à partir du point  $M_k(t_k, P_k, V_k)$  relatif à la  $k^{\text{ième}}$  commutation - $k$  différent de 0-.  $P_k$  est égal à  $k - 0,5$ ,  $t_k$  représente le temps mis pour atteindre  $V_k$  et vaut donc :

$$t_k = \sum_{i=1}^k t_{ci}^A \quad (V.27)$$

Nous obtenons :

$$V = A.e^{-\frac{F}{J}t} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \quad (V.28)$$

La constante  $A$  d'intégration est déterminée par les caractéristiques de  $M_k$  :

$$V_k = A.e^{-\frac{F}{J}t_k} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \quad (V.29)$$

---

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

ce qui donne :

$$V = \left( V_k - \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \right) e^{-\frac{F}{J}(t-t_k)} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \quad (\text{V.30})$$

La commutation suivante se produit à l'instant  $t_{k+1}$  tel que l'on ait, d'après la relation (V.27) :

$$t_{k+1} - t_k = t_{c_{k+1}}^A \quad (\text{V.31})$$

d'où :

$$V_{k+1} = \left( V_k - \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \right) e^{-\frac{F}{J}t_{c_{k+1}}^A} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \quad (\text{V.32})$$

soit :

$$V_{k+1} = V_k - \left( V_k - \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \right) \left( 1 - e^{-\frac{F}{J}t_{c_{k+1}}^A} \right) \quad (\text{V.33})$$

La relation (V.30) permet d'obtenir, par intégration, la valeur de P lors de l'évolution du système à partir du point  $M_k$  :

$$P = -\frac{J}{F} \left( V_k - \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \right) e^{-\frac{F}{J}(t-t_k)} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} t + A' \quad (\text{V.34})$$

La constante A' d'intégration est déterminée par les caractéristiques de  $M_k$  :

$$P_k = -\frac{J}{F} \left( V_k - \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \right) + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} t_k + A' \quad (\text{V.35})$$

d'où l'expression de P :

$$P = P_k + \frac{J}{F} \left( V_k - \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} \right) \left( 1 - e^{-\frac{F}{J}(t-t_k)} \right) + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.F} (t-t_k) \quad (\text{V.36})$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

$$P = P_k + \frac{J}{F} \left( V_k - \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} \right) \left( 1 - e^{-\frac{F}{J}(t-t_k)} \right) + \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} (t - t_k) \quad (\text{V.36})$$

A l'instant  $t_{k+1}$ , la position angulaire prend donc la valeur :

$$P_{k+1} = P_k + \frac{J}{F} \left( V_k - \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} \right) \left( 1 - e^{-\frac{F}{J}t_{Ck+1}^A} \right) + \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} t_{Ck+1}^A \quad (\text{V.37})$$

soit, en tenant compte de (V.33) :

$$P_{k+1} = P_k - \frac{J}{F} (V_{k+1} - V_k) + \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} t_{Ck+1}^A \quad (\text{V.38})$$

Comme la différence  $P_{k+1} - P_k$  est égale à un pas, cette relation s'écrit :

$$V_{k+1} = V_k - \frac{F}{J} + \frac{4C_H - C_R}{\pi S.J} t_{Ck+1}^A \quad (\text{V.39})$$

(V.32) et (V.39) constituent un système de deux équations linéaires à deux inconnues  $t_{Ck+1}^A$  et  $V_{k+1}$ , que l'on met sous la forme :

$$V_{k+1} = \left( V_k - \frac{b}{a} \right) \cdot e^{-a t_{Ck+1}^A} + \frac{b}{a} \quad (\text{V.40})$$

et

$$V_{k+1} = V_k - a + b \cdot t_{Ck+1}^A \quad (\text{V.41})$$

avec :

$$a = \frac{F}{J} \quad (\text{V.42})$$

et :

$$b = \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} \quad (\text{V.43})$$

a et b étant des quantités positives, puisque le couple de frottement sec ne peut être supérieur à  $C_m$ .

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

et :

$$Y_2 = V_k - a + bt \tag{V.45}$$

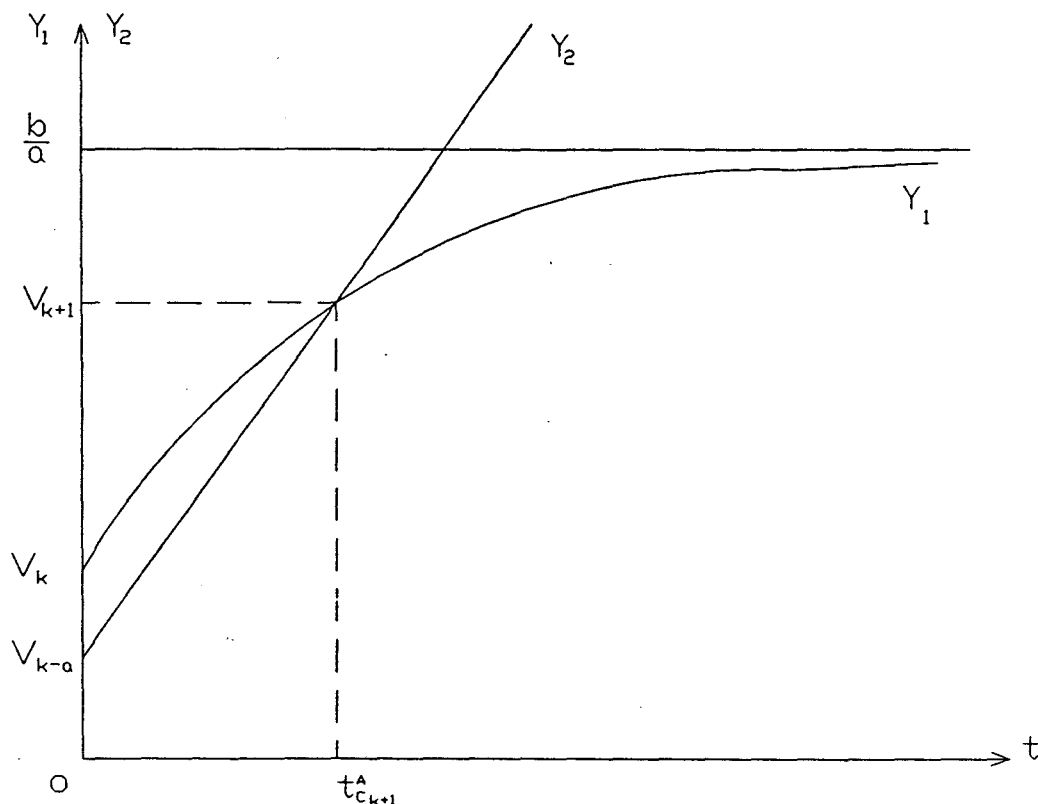
$Y_2$  est une fonction monotone croissante de  $t$ , variant de  $V_k - a$  à  $+\infty$ ;  $Y_1$  est une fonction monotone croissante si  $V_k$  est inférieure à  $\frac{b}{a}$ , ce qui est vérifié car  $\frac{b}{a}$  est égal à 17030 pas/s, quantité bien supérieure à toute valeur de  $V_k$ .  $Y_2$  croît donc de  $V_k$  à  $\frac{b}{a}$  et les courbes représentant  $Y_1(t)$  et  $Y_2(t)$  se coupent en un seul point (figure V.6).

Nous pouvons ainsi calculer de proche en proche les temps  $t_{C_i}^A$  et les vitesses atteintes à chaque commutation.

Il nous suffit d'incrémenter  $t$  à partir de  $t=0$  jusqu'à ce que les expressions de  $Y_1$  et  $Y_2$  deviennent égales.

Nous allons examiner ce que devient cette méthode pour la détermination du premier temps de commutation.

**Figure V.6 : Méthode de calcul des temps de commutation**



**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

### 5.6.3. Calcul du premier temps de commutation

Les équations (V.24) et (V.26) donnent :

$$\dot{V} + \frac{F}{J}V = \frac{\frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.J} \quad (\text{V.46})$$

et nous étudions l'évolution du système à partir du point  $M_0(t_0=0; P_0=0; V_0=0)$ .  $k$  prend la valeur 0, si bien que (V.33) et (V.34) deviennent :

$$\dot{V} + \frac{F}{J}V = \frac{\frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.F} \left(1 - e^{-\frac{F}{J}t_{c_1}^A}\right) \quad (\text{V.47})$$

et :

$$P_1 = -\frac{J}{F}V_1 + \frac{\frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.F} t_{c_1}^A \quad (\text{V.48})$$

Comme  $P_1$  est égal à 0,5 pas, cette dernière relation s'écrit :

$$V_1 = -0,5 \frac{F}{J} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.J} t_{c_1}^A \quad (\text{V.49})$$

(V.47) et (V.49) constituent un système de deux équations linéaires à deux inconnues  $t_{c_1}^A$  et  $V_1$ . Les grandeurs

$$Y_3 = \frac{b'}{a} (1 - e^{-at}) \quad (\text{V.50})$$

et :

$$Y_4 = -0,5.a + bt \quad (\text{V.51})$$

avec :

$$b' = \frac{\frac{4C_H}{\pi} + \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.J} \quad (\text{V.52})$$

sont deux fonctions monotones croissantes de  $t$ ;  $Y_3$  varie de 0 à  $\frac{b'}{a}$  et  $Y_4$  de  $-0,5.a$  à  $+\infty$ . Les courbes correspondantes se coupent au point  $M_1(t=t_{c_1}^A; Y_3=Y_4=V_1)$ .

La méthode précédente reste donc valable pour le calcul du premier temps de commutation.

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION



**Figure V.7 : Résultats obtenus à partir du modèle 3**

i	$t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$V_i$ (pas/s)	$\sum_i t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$\epsilon(1,3)$ (%)	$\epsilon(2,3)$ (%)
1	1739	572,0	1739	- 20,1	- 3,8
2	1291	975,5	3030	11,3	0,6
3	898	1250,5	3928	5,5	0,3
4	735	1471,8	4663	3,7	0,1
5	638	1661,6	5301	2,9	0,2
6	573	1829,9	5874	2,6	0,2
7	525	1982,5	6399	2,2	0
8	487	2122,8	6886	2	0,2
9	457	2253,2	7343	1,7	0,2
10	432	2375,5	7775	1,8	0,2
11	411	2490,9	8186	1,7	0
12	393	2600,3	8579	1,5	0
13	377	2704,5	8956	1,6	0
14	363	2804,2	9319	1,4	0,3
15	351	2899,8	9670	1,4	0
16	339	2991,7	10009	1,7	0,3
17	329	3080,4	10338	1,2	0,3
18	320	3166,0	10658	1,5	0,3
19	312	3248,9	10970	1,3	0
20	304	3329,2	11274	1,3	0
21	297	3407,2	11571	1,7	0
22	290	3483,1	11861	1,4	0,3
23	284	3556,9	12145	1,4	0,4
24	278	3628,8	12423	1,8	0,4
25	273	3698,9	12696	1,4	0
26	268	3767,4	12964	1,5	0
27	263	3834,4	13227	1,9	0
28	259	3899,8	13486	1,5	0
29	254	3963,9	13740	1,9	0,4
30	250	4026,6	13990	2	0,4

**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

#### 5.6.4. Résultats obtenus

Les résultats sont rassemblés dans le tableau de la figure V.7 où nous notons les écarts relatifs  $\varepsilon_i(1,3)$  et  $\varepsilon_i(2,3)$  qui permettent de comparer les temps de commutation obtenus à partir des modèles 1,2 et 3 :

$$\varepsilon_i(1,3) = \frac{t_{C_i}^A(1) - t_{C_i}^A(3)}{t_{C_i}^A(1)} \quad (\text{V.53})$$

et :

$$\varepsilon_i(2,3) = \frac{t_{C_i}^A(2) - t_{C_i}^A(3)}{t_{C_i}^A(2)} \quad (\text{V.54})$$

Cette dernière grandeur restant très petite, la rampe d'accélération obtenue avec le modèle 3 se confond pratiquement avec celle qui est représentée à la figure V.5 et présente en particulier un décrochage vers 2000 pas/s, ce qui limite les performances de la commande. Par contre, l'avantage de cette étude réside dans le fait que les temps de commutation s'obtiennent de façon plus simple et plus rapide qu'à partir du modèle 2 [PINCHON - 88/2], [PINCHON - 88/3], [PINCHON - 90].

#### 5.6.5. Caractéristiques d'un point de commutation

Après  $(k+1)$  impulsions, l'évolution du système est caractérisée par le point  $M_k(t_k, P_k, V_k)$  où les grandeurs  $t_k$  et  $P_k$  sont définies par (V.27) et (V.18) :

$$t_k = \sum_{i=1}^k t_{C_i}^A \quad (\text{V.27})$$

$$P_k = k - 0,5 \quad (\text{IV.18})$$

##### 5.6.5.1. Relation entre $k$ , $t_k$ et $V_k$

Les équations (V.39) et (V.49) permettent d'écrire :

$$V_k = V_{k-1} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} t_{C_k}^A - \frac{F}{J} \quad (\text{V.55})$$

$$V_{k-1} = V_{k-2} + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} t_{c_{k-1}}^A - \frac{F}{J} \quad (\text{V.56})$$

...

$$V_2 = V_1 + \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} t_{c_2}^A - \frac{F}{J} \quad (\text{V.57})$$

$$V_1 = \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} t_{c_1}^A + \frac{2.C_D}{\pi S J} t_{c_1}^A - 0,5 \frac{F}{J} \quad (\text{V.49})$$

soit :

$$V_k = \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} t_k + \frac{2.C_D}{\pi S J} t_{c_1}^A - (k - 0,5) \frac{F}{J} \quad (\text{V.58})$$

Si le couple de détente est nul, cette relation devient :

$$V_k = \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} t_k - (k - 0,5) \frac{F}{J} \quad (\text{V.59})$$

#### 5.6.5.2. Application au régime frontière

(V.59) s'écrit alors :

$$V_F = \frac{\frac{4C_H}{\pi} - C_R}{S.J} T_F - (N_F - 0,5) \frac{F}{J} \quad (\text{V.60})$$

La vitesse frontière  $V_F$  vaut, d'après la relation (IV.48) :

$$V_F = \frac{C_H - C_R}{S.F} \quad (\text{IV.48})$$

D'où :

$$T_F \text{ (ms)} = 1000 \frac{J.(C_H - C_R) + S.(N_F - 0,5).F^2}{\left(\frac{4.C_H}{\pi}\right)F} \quad (\text{V.61})$$

### 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

Cette équation est valable en mode 2; pour le mode 1, il suffit de remplacer  $C_H$  par  $\frac{C_H}{\sqrt{2}}$  [PINCHON - 88/2], [PINCHON - 86].

Nous appliquons cette formule au système étudié au chapitre IV. Le tableau de la figure V.8 permet de comparer pour les deux modes d'alimentation du moteur et pour les différentes valeurs des paramètres de la charge qu'il entraîne les valeurs de  $T_F$  obtenues par simulation –elles sont données dans les tableaux des figures IV.13 et IV.14– et celles déduites de la relation (V.61).

**Figure V.8 : Validation de l'étude faite à partir du modèle 3**

		MODE 1				MODE 2			
		J <sub>1</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>2</sub>
		C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>	C <sub>R1</sub>	C <sub>R2</sub>
<b>N<sub>F</sub></b>		24	12	51	24	34	21	73	44
<b>T<sub>F</sub> (ms)</b>	Simulation	54	43	115	89	54	46	116	98
	Calcul	54	43	115	89	54	46	116	98

L'exactitude des résultats valide l'étude faite. Il nous faut maintenant trouver un moyen de l'étendre à des vitesses supérieures à 2000 pas par seconde.

**5.7. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 4**

Cette étude est reportée en annexe 2.

L'accélération est suivie d'un palier à vitesse constante –le couple moyen est alors nul– puis d'une décélération que nous allons étudier en présentant une méthode particulière propre aux modèles simplifiés.

**5.8. ETUDE DE LA DECELERATION A PARTIR DU MODELE 1.**

Le couple est alors décélérateur. Nous le notons  $C_r$ . Sa valeur moyenne  $\overline{C_r}$  entre deux impulsions successives doit être maximale :

$$\overline{C_r(P_i, P_{i+1})} = \frac{1}{P_{i+1} - P_i} \int_{P_i}^{P_{i+1}} C_r(\alpha).d\alpha \tag{V.77}$$

**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

Cette condition permet de déterminer, par simulation numérique, les temps de commutation  $t_{c_i}^D$  relatifs à la phase de décélération. Pour une valeur de  $P_i$  donnée, nous ajustons  $P_{i+1}$  de façon que  $C_r(P_i, P_{i+1})$  soit maximal.

L'angle de commutation vaut alors, d'après la figure V.11 :

$$\alpha_i = P_i - (i - 2) \quad (\text{V.78})$$

Comme pour l'accélération, nous lui affectons une valeur constante  $\alpha_D$  le long du ralentissement de sorte que le parcours entre deux impulsions successives soit de 1 pas.  $\alpha_D$  est déduit des résultats de la simulation numérique, à partir de la moyenne des valeurs de  $\alpha_i$ , soit  $\alpha_D = 1,38$  pas. Nous corrigeons ce résultat en imposant une nouvelle caractéristique de la loi de commande [BRUNIAUX - 88], [PINCHON - 88/3].

$\alpha_D - \alpha_A = 2 \text{ pas}$	(V.79)
---------------------------------------	--------

d'où :

$$\alpha_D = 1,35 \text{ pas} \quad (\text{V.80})$$

Ainsi, le choix de  $\alpha_A$  fixe la valeur de  $\alpha_D$ . Si nous changeons l'un des deux angles de commutation, l'autre varie en conséquence.

Considérons une accélération suivie aussitôt d'une décélération.

Les relations (V.8) et (V.78) s'écrivent :

$$P_i = \alpha_A + i \quad (\text{V.81})$$

$$P_{i+1} = \alpha_D + (i - 1) \quad (\text{V.82})$$

soit :

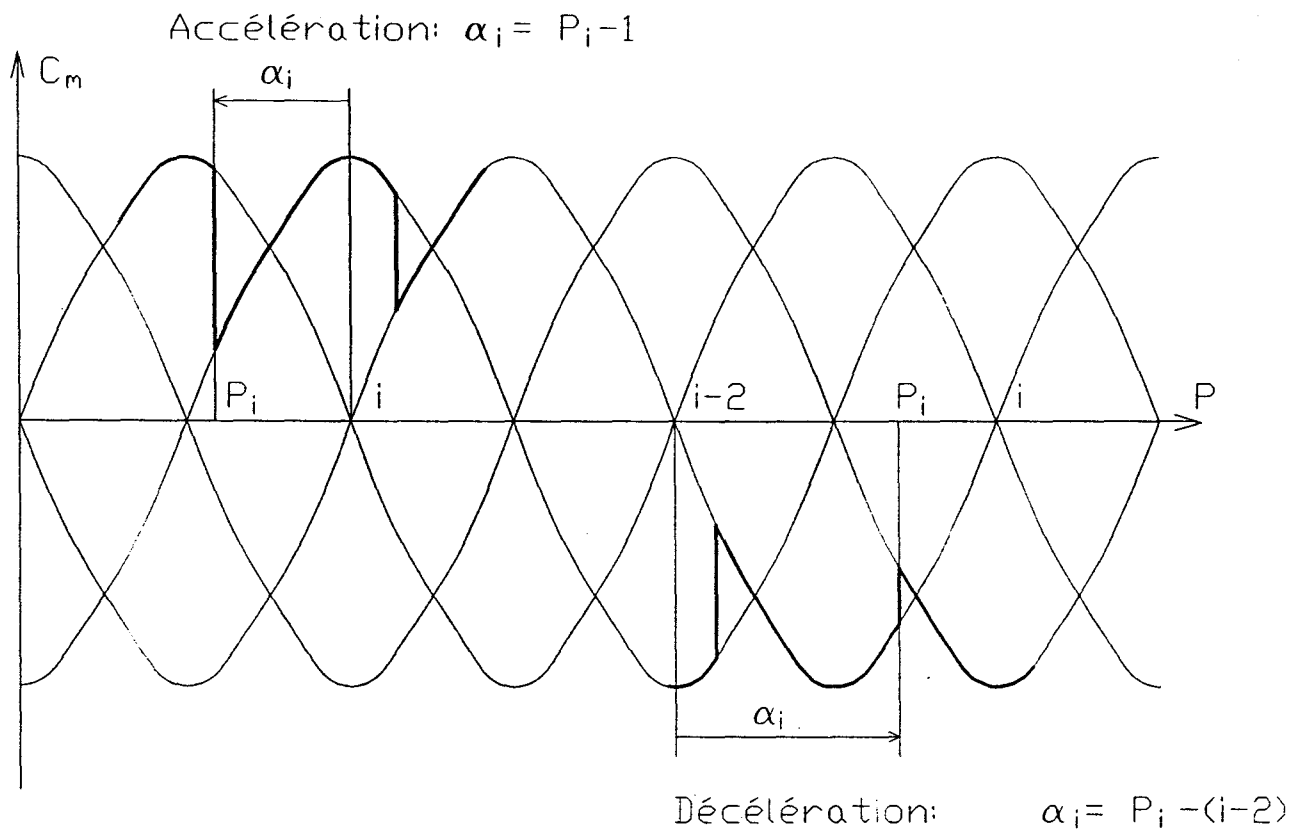
$$P_{i+1} - P_i = 1 \text{ pas} \quad (\text{V.83})$$

ce qui est bien conforme à un parcours d'un pas entre deux impulsions successives, même au changement de phase du mouvement. Le palier intermédiaire ne doit pas détruire cette propriété et doit donc s'effectuer sur un nombre entier de pas.

---

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

**Figure V.11 : Définition des angles de commutation pour les phases d'accélération et de décélération**



**5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION**

## 5.9. ETUDE DE LA DECELERATION A PARTIR DES MODELES SIMPLIFIES

### 5.9.1. Principe

Pour le modèle 2, nous pouvons traiter la décélération comme avec le modèle 1, en calculant les temps de commutation pour  $\alpha_D$  égal à 1,5 pas puisque  $\alpha_A$  vaut -0,5 pas [PINCHON - 82/2].

Il est cependant plus facile d'utiliser la méthode du "temps rétrograde": la position et la vitesse initiales sont nulles, et le couple moteur  $C_m$  est remplacé par le couple décélérateur  $C_r$ . Par cet artifice de calcul,  $t$  et  $P$  prennent des valeurs négatives, alors que  $V$  reste positive [PINCHON - 84], [PINCHON - 84/2], [BRIENNE - 89/2].

### 5.9.2. Expression du couple décélérateur en mode 2

La séquence d'alimentation des phases est l'inverse de celle qui est énoncée en 1.2.2.3, ce qui donne pour le couple hybride les expressions suivantes :

$$C_h = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{\pi}{4})$$

puis :

$$C_h = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{7\pi}{4}) = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 + \frac{\pi}{4})$$

$$C_h = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{5\pi}{4}) = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 + \frac{3\pi}{4})$$

$$C_h = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{3\pi}{4}) = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 + \frac{5\pi}{4})$$

soit, d'une façon générale :

$$C_h = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(N_R \cdot \theta_1 - \frac{\pi}{4} + k'_2 \frac{\pi}{2}) \quad (V.84)$$

où  $k'_2$  est un coefficient entier qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente d'une unité à partir de la valeur  $k'_2=0$ .

Le couple de ralentissement vaut :

$$C_r = -C_h + C_d \quad (V.85)$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

Etant donnés les changements de variable définis en 1.2.2 et compte tenu du fait que P ne prend que des valeurs négatives, nous pouvons écrire :

$$C_r = C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi P}{2} + k_2 \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (\text{V.86})$$

où  $k_2$  est un coefficient entier qui, à chaque impulsion de commande, s'incrémente d'une unité à partir de la valeur  $k_2 = -1$ .

### 5.9.3. Etude de l'évolution du système

Pour étudier le comportement du système, nous pouvons laisser  $k_2$  constant et égal à 1, et ajouter la quantité d'un pas à chaque valeur de P correspondant aux commutations.

L'isocline ( $I_0$ ) dans l'intervalle  $P \in [-1, +1]$  a pour équation, d'après (IV.2) :

$$V = \frac{C_r - C_R}{S.F} \quad (\text{V.87})$$

soit :

$$V = \frac{-C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi P}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P) - C_R}{S.F} \quad (\text{V.88})$$

La vitesse frontière est telle que :

$$V_F = V(P_F) = V(P_F + 1) \quad (\text{V.89})$$

d'où :

$$P_F = +0,5 \text{ pas} \quad (\text{V.90})$$

ce qui est impossible puisque P reste négative. Il n'existe donc pas de régime frontière dans la phase de décélération traitée par la méthode du "temps rétrograde".

Le rang  $i$  de la commutation est lié à  $k_2$  par la relation :

$$k_2 = i - 1 \quad (\text{V.91})$$

puisque à la seconde impulsion de commande, nous avons  $k_2=0$  et  $i=1$ . Nous avons d'autre part :

$$P_{i+1} - P_i = -1 \text{ pas} \quad (\text{V.92})$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION



Comparons les expressions de  $C_m$  et  $C_r$ . En accélération, le couple s'écrit :

$$C_m = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot P}{2} - k_2 \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (I.17)$$

avec :

$$k_2 = i + 1 \quad (V.12)$$

d'où :

$$C_m = C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P}{2} - i \frac{\pi}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (V.93)$$

En décélération, l'expression de  $C_r$  est établie à partir des relations (V.86) et (V.91), soit :

$$C_r = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P}{2} + i \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (V.94)$$

La méthode proposée permet donc de traiter la phase décélératrice comme l'accélération, en remplaçant  $C_H$ ,  $C_D$  et  $i$  par leurs opposés.

La valeur moyenne de  $C_m$  entre deux commutations successives correspondant aux positions  $P_i$  et  $P_{i+1} = P_i + 1$ , est égale à :

$$\overline{C_m(P_i, P_{i+1})} = \frac{1}{1} \int_{P_i}^{P_{i+1}} [-C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \alpha}{2} - i \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi \alpha)] \cdot d\alpha \quad (V.95)$$

La valeur moyenne de  $C_r$  entre deux commutations successives correspondant aux positions  $P_i$  et  $P_{i+1} = P_i - 1$ , est égale à :

$$\overline{C_r(P_i, P_{i+1})} = \frac{1}{-1} \int_{P_i}^{P_{i+1}} [-C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \alpha}{2} + i \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi \alpha)] \cdot d\alpha \quad (V.96)$$

soit :

$$\overline{C_r(P_i, P_{i+1})} = \int_{P_i}^{P_{i+1}} [C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \alpha}{2} + i \frac{\pi}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi \alpha)] \cdot d\alpha \quad (V.97)$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

Nous obtenons donc directement l'expression de  $C_r$  en changeant  $i$  en  $-i$  dans l'équation (V.14), et en tenant compte de la relation (V.92) :

$$\overline{C_r(P_i, P_{i+1})} = \frac{4.C_H}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{4} (P_{i+1} + P_i) - \frac{\pi}{2} (-i + 1)\right) \quad (\text{V.98})$$

$\overline{C_r(P_i, P_{i+1})}$ , quantité négative, est maximale en valeur absolue si :

$$\frac{\pi}{4} (P_{i+1} + P_i) - \frac{\pi}{2} (-i + 1) = -\frac{\pi}{2} \quad (\text{V.99})$$

soit :

$$P_{i+1} + P_i = -2i \quad (\text{V.100})$$

Cette relation, associée à (V.92), donne :

$$P_i = 0,5 - i \quad (\text{V.101})$$

Les temps de commutation  $t_{c_i}^D$  peuvent être obtenus par simulation numérique: il y a commutation chaque fois que  $P$  prend la valeur  $P_i$  citée ci-dessus. Mais nous pouvons aussi calculer ces temps en assimilant  $C_r$  à sa valeur moyenne.

#### 5.9.4. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 3

D'après les relations (V.22) et (V.24), la valeur moyenne du couple de ralentissement est :

$$\overline{C_r(P_i, P_{i+1})} = -\frac{4.C_H}{\pi} \quad (\text{V.102})$$

avec :

$$\overline{C_r(0; -0,5)} = -\frac{4.C_H}{\pi} - \frac{2.C_D}{\pi} \quad (\text{V.103})$$

Nous étudions l'évolution du système à partir du point  $M_k(t_k, P_k, V_k)$  relatif à la  $k$ ème commutation.  $P_k$  est égal à  $0,5-k$  ;  $t_k$  représente le temps mis pour atteindre  $V_k$  et vaut donc :

$$t_k = \sum_{i=1}^k t_{c_i}^D \quad (\text{V.104})$$

Les relations (V.33) et (V.39) s'écrivent, compte tenu de (V.92) :

$$V_{k+1} = V_k - \left( V_k - \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} \right) \left( 1 - e^{-\frac{F}{J} t_{c_{k+1}}^D} \right) \quad (\text{V.105})$$

$$-1 = -\frac{J}{F} (V_{k+1} - V_k) + \frac{4C_H - C_R}{\pi S.F} t_{c_{k+1}}^D \quad (\text{V.106})$$

soit :

$$V_{k+1} = V_k + \frac{-4C_H - C_R}{\pi S.F} t_{c_{k+1}}^D + \frac{F}{J} \quad (\text{V.107})$$

En posant :

$$a = \frac{F}{J} \quad (\text{V.42})$$

et :

$$b = \frac{-4C_H - C_R}{\pi S.F} \quad (\text{V.108})$$

et, puisque  $t$  est négatif,  $t' = -t$ , nous pouvons écrire :

$$Y_1 = \left( V_k - \frac{b}{a} \right) \cdot e^{at'} + \frac{b}{a} \quad (\text{V.109})$$

$$Y_2 = V_k + a - b't' \quad (\text{V.110})$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

$Y_1$  est une fonction monotone croissante, d'allure exponentielle, avec  $Y_1(0)=V_k$  et  $\dot{Y}_1(0)=a.V_k-b$  ;  $Y_2$  est une fonction monotone croissante, d'allure linéaire, avec  $Y_2(0)=V_k+a$  et  $\dot{Y}_2(0)=-b < \dot{Y}_1(0)$ . Les deux courbes correspondantes se coupent donc en un point qui donne  $t_{C_{k+1}}^D$  et  $V_{k+1}$ . Pour obtenir ces valeurs, il nous suffit d'incrémenter  $t'$  à partir de  $t'=0$  jusqu'à ce que les expressions de  $Y_1$  et  $Y_2$  deviennent égales.

Le calcul de  $t_{C_1}^D$  s'obtient à partir des équations (V.47) et (V.48) en faisant  $P_1=-0,5$  pas ; nous écrivons :

$$V_1 = \frac{-\frac{4C_H}{\pi} - \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.F} \left(1 - e^{-\frac{F}{J}t_{C_1}^D}\right) \quad (V.111)$$

et :

$$-0,5 = -\frac{J}{F}V_1 + \frac{-\frac{4C_H}{\pi} - \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.F} t_{C_1}^D \quad (V.112)$$

soit :

$$V_1 = \frac{-\frac{4C_H}{\pi} - \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.J} t_{C_1}^D + 0,5 \frac{F}{J} \quad (V.113)$$

En posant :

$$b' = \frac{-\frac{4C_H}{\pi} - \frac{2C_D}{\pi} - C_R}{S.J} \quad (V.114)$$

nous obtenons :

$$Y_3 = \frac{b'}{a} (1 - e^{at'}) \quad (V.115)$$

$$Y_4 = -\frac{b'}{a} t' + 0,5.a \quad (V.116)$$

## 5. CALCUL DES TEMPS DE COMMUTATION

---

$Y_3$  est une fonction monotone croissante d'allure exponentielle, avec  $Y_3(0)=0$  et  $\dot{Y}_3(0)=-b'$  ;  $Y_4$  est une fonction linéaire croissante, avec  $\dot{Y}_4(0)=0,5$  et  $Y_4(0)=-b'$ . Les deux courbes correspondantes se coupent donc en un point qui donne  $t_{c1}^D$  et  $V_1$ . La méthode citée ci-dessus reste donc valable pour le calcul de ces grandeurs.

#### 5.9.5. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 4

Cette étude est reportée en annexe 3.

### 5.10. CONCLUSION

A partir du modèle numéro 1, nous avons déterminé par simulation numérique, les temps de commutation correspondant aux phases d'accélération et de décélération. La loi de commande est telle que le couple moyen entre deux impulsions successives soit maximale, le parcours étant alors de 1 pas.

Le modèle numéro 2 permet d'obtenir les mêmes résultats tant que l'effet de force contre-électromotrice ne se fait pas sentir, ce qui limite les possibilités d'utilisation du moteur.

Nous tirons la même conclusion de l'étude réalisée à partir du modèle numéro 3, mais les temps de commutation sont alors déterminés de façon plus simple et plus rapide.

Le modèle numéro 4 permet de conserver cet avantage tout en tenant compte de la force contre-électromotrice ; les résultats obtenus sont donc tout à fait comparables avec ceux que donne le modèle numéro 1.

## Chapitre 6

### **MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

---

## SOMMAIRE

<b>6.1. INTRODUCTION</b>	<b>130</b>
<b>6.2. TEMPS D'AJUSTEMENT ENTRE L'ACCELERATION ET LE PALIER</b>	<b>130</b>
6.2.1. Principe	130
6.2.2. Détermination du temps d'ajustement à partir du modèle 1	133
6.2.3. Détermination du temps d'ajustement à partir du modèle 4	133
6.2.4. Correction du temps d'ajustement	140
<b>6.3. TEMPS D'AJUSTEMENT ENTRE LE PALIER ET LA DECELERATION</b>	<b>142</b>
6.3.1. Principe	142
6.3.2. Détermination des temps d'ajustement à partir du modèle 4	144
<b>6.4. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT</b>	<b>148</b>
6.4.1. Principe	148
6.4.2. Positionnement effectué à partir du modèle 1	149
6.4.3. Positionnement effectué à partir du modèle 4	149
<b>6.5. CONCLUSION</b>	<b>160</b>

## 6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

### 6.1. INTRODUCTION

Le parcours correspondant à un nombre de pas fixé à l'avance comprend les trois phases d'accélération, de palier à vitesse constante, et de décélération. Le passage d'un régime à un autre ne peut se faire brutalement, sinon le profil de mise en vitesse relatif au positionnement étudié présenterait des oscillations qui risquent de nuire au bon fonctionnement du système. Pour remédier à cet inconvénient, nous intercalons entre les trois phases des temps intermédiaires, dits temps d'ajustement, déterminés de sorte que le taux d'oscillations soit acceptable.

Les modèles 1 et 4 permettent la mise en oeuvre d'un positionnement. Nous comparons les profils de mise en vitesse obtenus et nous étudions l'influence de la vitesse maximale et des paramètres du système sur la loi de commande ainsi développée.

### 6.2. TEMPS D'AJUSTEMENT ENTRE L'ACCELERATION ET LE PALIER

#### 6.2.1. Principe

Le tableau de la figure VI.1 représente les grandeurs  $N$ ,  $t$ ,  $P$ ,  $V$  -  $N$  désigne le rang des différentes commutations - liées aux impulsions de commande. L'accélération se termine après  $N_c$  commutations, au bout du temps  $t_f^A$  :

$$t_f^A = \sum_{i=1}^{N_c} t_{c_i}^A \quad (\text{VI.1})$$

la vitesse atteinte étant alors  $V_f$ . Le temps d'ajustement  $t_{a_1}$  correspond à un parcours de  $(1+\gamma_1)$  pas et conduit à une vitesse de palier  $V^P$ . Ensuite, les commutations, séparées par

$$t^P = \frac{1}{V^P} \quad (\text{VI.2})$$

correspondent à des points distants d'un pas, les vitesses restant égales à  $V^P$ .

Des travaux antérieurs [PINCHON - 84], [PINCHON - 84/2], [BRUDNY - 85], [PINCHON - 85], ont permis de déterminer  $t_{a_1}$ , de façon plus ou moins empirique. Nous présentons ici une méthode, basée sur les variations du couple après la fin de l'accélération (figure VI.2). Pendant le temps  $t^P$ , la vitesse reste constante et égale à  $V^P$ ,



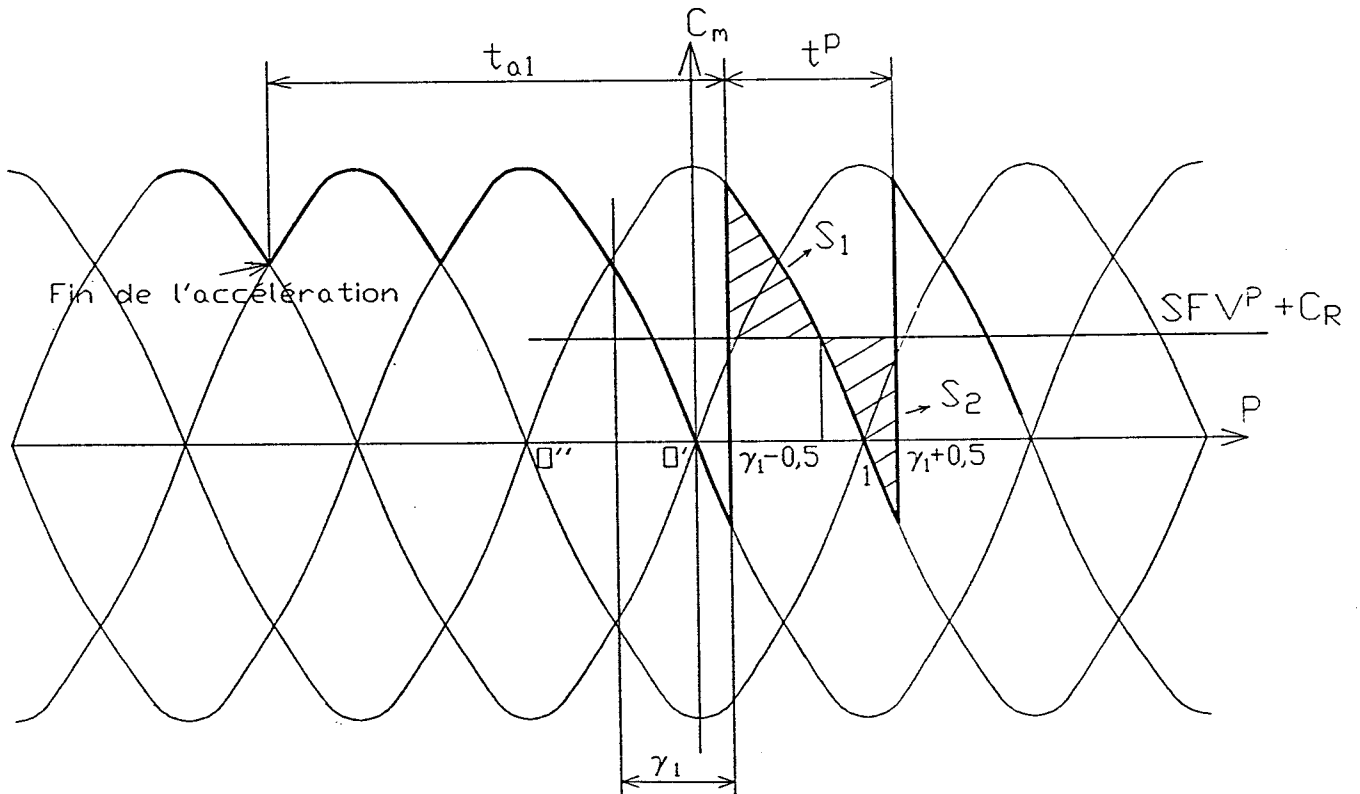
et la valeur moyenne de la somme des couples est alors nulle; ce qui s'écrit, d'après (I.22) et compte tenu que  $V^P$  est une quantité positive :

$$S.F.V^P + C_R = \overline{C_m^P} \quad (VI.3)$$

où  $\overline{C_m^P}$  représente le couple moyen sur le palier lorsque la position évolue d'un pas.

C'est cette condition qui va nous permettre de déduire la position  $N_C^A + \gamma_1 + 0,5$ , et par suite  $\gamma_1$ , puis  $t_{a1}$  ainsi que  $V^P$  et  $t^P$  [PINCHON - 88/3], [BRUNIAUX - 88].

**Figure VI.2 : Détermination du temps d'ajustement  $t_{a1}$**



**Figure VI.1 : Caractéristiques des points de commutation pendant la phase d'accélération**

N	0	1	2	3	...	$N_c^A$	$N_c^A + 1$	$N_c^A + 2$
t	0	$t_{c_1}^A$	$\sum_{i=1}^2 t_{c_i}^A$	$\sum_{i=1}^3 t_{c_i}^A$	...	$t_f^A$	$t_f^A + t_{\alpha_1}$	$t_f^A + t_{\alpha_1} + t^P$
P	0	0,5	1,5	2,5	...	$N_c^A - 0,5$	$N_c^A + 0,5 + \gamma_1$	$N_c^A + 1,5 + \gamma_1$
V	0	$V_1^A$	$V_2^A$	$V_3^A$	...	$V_f^A$	$V^P$	$V^P$

### 6.2.2. Détermination du temps d'ajustement à partir du modèle 1

La relation (VI.3) revient à écrire que les surfaces  $S_1$  et  $S_2$  sont égales (figure VI.2). Par simulation numérique, nous ajustons  $\gamma_1$  pour que cette condition soit vérifiée. La connaissance de la position  $N_C^A + \gamma_1 + 0,5$  nous permet de déterminer  $t_{a_1}$  et  $V^P$  correspondant à l'évolution du système sur un parcours de  $(1 + \gamma_1)$  pas après la fin de l'accélération. Le temps  $t^P$  séparant deux commutations sur le palier est déduit de (VI.2) [BRUNIAUX - 88], [PINCHON - 88/3], [BRIENNE - 89].

### 6.2.3. Détermination du temps d'ajustement à partir du modèle 4

Nous calculons les aires  $S_1$  et  $S_2$  en prenant comme origine le point  $O'$  (figure VI.2). Dans ce nouveau système d'axes, le couple moteur s'écrit d'après (I.17) :

$$C_m = C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (\text{VI.4})$$

Nous écrivons :

$$S_1 = \int_{\gamma_1 - 0,5}^{\delta} (C_m - S.F.V^P - C_R) dP \quad (\text{VI.5})$$

et :

$$S_2 = (S.F.V^P + C_R) \cdot (\gamma_1 + 0,5 - \delta) - \int_1^{\gamma_1 + 0,5} C_m \cdot dP - \int_{\delta}^1 C_m \cdot dP \quad (\text{VI.6})$$

L'égalité des surfaces  $S_1$  et  $S_2$  donne :

$$\int_{\gamma_1 - 0,5}^{\delta} C_m \cdot dP + \int_{\delta}^1 C_m \cdot dP + \int_1^{\gamma_1 + 0,5} C_m \cdot dP = (S.F.V^P + C_R) \cdot (\gamma_1 + 0,5 - \delta) + \int_{\gamma_1 - 0,5}^{\delta} (S.F.V^P - C_R) dP \quad (\text{VI.7})$$

soit :

$$\int_{\gamma_1 - 0,5}^{\gamma_1 + 0,5} C_m \cdot dP = S.F.V^P + C_R \quad (\text{VI.8})$$

ou encore, en tenant compte de (VI.4) :

$$2.C_H \cdot \frac{\sqrt{2}}{\pi} \left( \sin\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1 + \frac{\pi}{4}\right) - \sin\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1 - \frac{\pi}{4}\right) \right) - \frac{C_D}{2\pi} [\cos(2\pi \gamma_1 + \pi) - \cos(2\pi \gamma_1 - \pi)] = S.F.VP + C_R \quad (VI.9)$$

c'est à dire :

$$4 \frac{C_H}{\pi} \cos\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1\right) = S.F.VP + C_R \quad (VI.10)$$

Ecrivons ensuite que le parcours de  $(1+\gamma_1)$  pas, durant le temps  $t_{a1}$ , s'effectue sous l'effet du couple moyen  $\overline{C_m(1+\gamma_1)}$  :

$$\overline{C_m(1+\gamma_1)} = \frac{1}{1+\gamma_1} \int_{-0,5}^{\gamma_1+0,5} \left( C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P}{2}\right) + C_D \cdot \sin(2\pi P) \right) dP \quad (VI.11)$$

en prenant O" comme nouvelle origine (figure VI.2).

Cela donne :

$$\overline{C_m(1+\gamma_1)} = \frac{2.C_H \cdot \sqrt{2}}{\pi \cdot (1+\gamma_1)} \left( \sin\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1 + \frac{\pi}{4}\right) + \frac{\sqrt{2}}{2} \right) - \frac{C_D}{2\pi \cdot (1+\gamma_1)} (-\cos(2\pi \gamma_1) + 1) \quad (VI.12)$$

soit :

$$\overline{C_m(1+\gamma_1)} = \frac{2.C_H \cdot \sqrt{2}}{\pi \cdot (1+\gamma_1)} \left( \sin\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1\right) + \cos\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1\right) \right) + \frac{C_D}{2\pi \cdot (1+\gamma_1)} [\cos(2\pi \gamma_1) - 1] \quad (VI.13)$$

Sous l'effet de ce couple  $\overline{C_m(1+\gamma_1)}$ , le parcours est de  $(1+\gamma_1)$  pas, effectué pendant le temps  $t_{a_1}$ , la vitesse passant de  $V_f^A$  à  $V^P$ .

Les relations (V.32) et (V.38) deviennent alors :

$$V^P = \left( V_f^A - \frac{\overline{C_m(1+\gamma_1)} - C_R}{S.F} \right) e^{-\frac{F}{J} t_{a_1}} + \frac{\overline{C_m(1+\gamma_1)} - C_R}{S.F} \quad (VI.14)$$

et :

$$1+\gamma_1 = -\frac{J}{F} (V^P - V_f^A) + \frac{\overline{C_m(1+\gamma_1)} - C_R}{S.F} t_{a_1} \quad (VI.15)$$

soit:

$$V^P = V_f^A - \frac{F}{J} (1+\gamma_1) + \frac{\overline{C_m(1+\gamma_1)} - C_R}{S.J} t_{a_1} \quad (VI.16)$$

Les équations (VI.14) et (VI.16) s'écrivent aussi :

$$V^P = \left( V_f^A - \frac{b_1}{a} \right) e^{-a t_{a_1}} + \frac{b}{a} \quad (VI.17)$$

et :

$$V^P = V_f^A - a(1+\gamma_1) + b_1 t_{a_1} \quad (VI.18)$$

avec :

$$b_1 = \frac{\overline{C_m(1+\gamma_1)} - C_R}{S.J} \quad (VI.19)$$

## 6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

La détermination de  $t_{a_1}$  et  $V^P$  s'effectue de la façon suivante :

- pour des valeurs imposées des paramètres du système, nous nous fixons une vitesse de palier  $V_s^P$ , qui, à partir des relations (VI.10) et (VI.13) nous conduit à  $\gamma_1$  et  $\overline{C_m(1+\gamma_1)}$ ;
- le calcul des temps de commutation pendant la phase d'accélération nous donne les expressions de  $V_f^A$  -la plus proche possible, par valeurs inférieures, de  $V^P$ - et de  $t_f^A$  ;
- en utilisant la méthode présentée en 5.6. et 5.7. appliquée aux équations (VI.17) et (VI.18), nous obtenons  $V^P$  ;
- si cette grandeur est égale à  $V^P$ , le calcul est terminé; sinon nous le poursuivons en attribuant à  $V^P$  la valeur de  $V^P$  qui vient d'être déterminée. Cette itération s'arrête au moment où deux valeurs successives de  $V^P$  sont égales ; nous en déduisons alors  $\gamma_1$  et  $t_{a_1}$ .

Le tableau de la figure VI.3 donne les résultats obtenus pour les différents essais, et pour plusieurs valeurs de  $V_s^P$ . Il est à noter que la vitesse de palier atteinte est différente de celle qui était visée. Plus  $V_s^P$  est importante, plus  $\gamma_1$  diminue, ce qui est conforme à la relation (VI.10), et plus  $t_{a_1}$  est petit.

La figure VI.4 montre les profils de mise en vitesse obtenus avec le modèle 1, lors d'une accélération suivie d'un palier, pour l'essai 1, la vitesse  $V_s^P$  étant égale à 3000 pas/s.

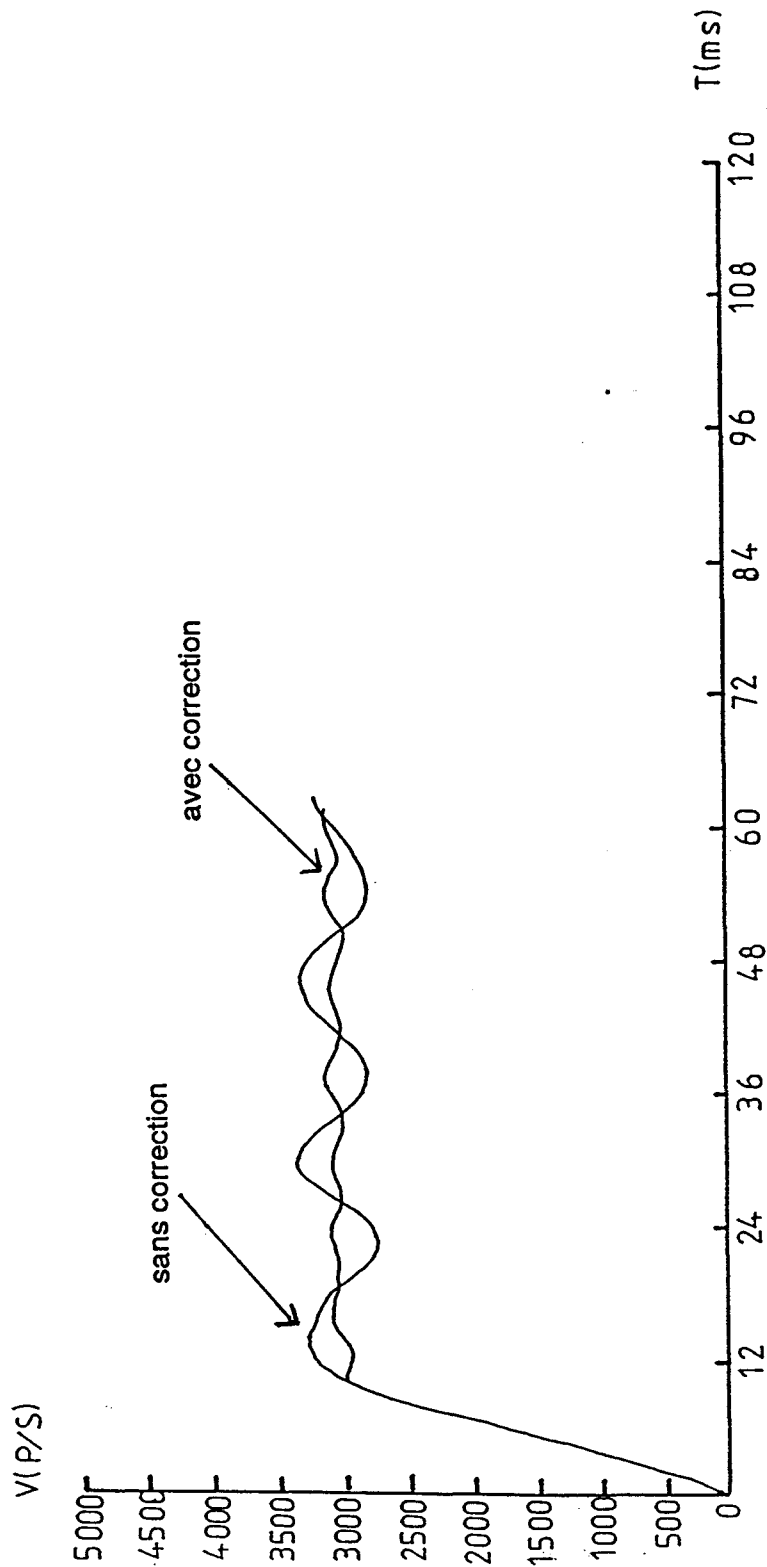
Les oscillations sur le palier sont importantes, ce qui nous amène à effectuer une correction sur le temps d'ajustement  $t_{a_1}$  [KORDIK - 80], [LEENHOUTS - 81], [TAFT - 81], [BRIENNE - 89/2], [AFILAL - 90].

**Figure VI.3 : Valeurs du temps d'ajustement  $t_{a1}$  pour les différents essais**

	Vitesse de palier souhaitée (pas/s)	$\sqrt{A}$ (pas/s)	Vitesse de palier atteinte (pas/s)	$\gamma_1$	$t_{a1}$
ESSAI 1	2000	1979,1	2103,6	0,89	0,93
	2500	2460,5	2548,6	0,84	0,74
	3000	2990,6	3051,9	0,79	0,59
	3500	3457,6	3502,3	0,74	0,50
	4000	3968,2	3999,5	0,69	0,42
ESSAI 2	2000	1965,1	2012,8	0,80	0,90
	2500	2480,8	2509,0	0,72	0,69
	3000	2975,5	2991,9	0,63	0,55
	3500	3492,2	3500,6	0,53	0,44
	4000	3996,9	4000,3	0,42	0,36
ESSAI 3	2000	1982,1	2012,4	0,76	0,88
	2500	2497,4	2514,1	0,67	0,67
	3000	2991,3	3000,0	0,57	0,52
	3500	3495,9	3499,4	0,45	0,42
	4000	3997,9	3998,5	0,31	0,33
ESSAI 4	2000	1984,2	2034,7	0,69	0,84
	2500	2486,8	2514,1	0,60	0,64
	3000	2994,6	3007,5	0,50	0,50
	3500	3497,7	3502,0	0,38	0,40
	4000	3999,3	3999,0	0,22	0,30
ESSAI 5	2000	1960,8	1992,5	0,58	0,80
	2500	2499,5	2512,5	0,48	0,59
	3000	2998,9	3002,5	0,35	0,45
	3500	3499,8	3499,0	0,15	0,33

6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

**Figure VI.4 : Profil de mise en vitesse correspondant à une accélération suivie d'un palier ( $V_s^P = 3000$  pas/s)**





**Figure VI.5 : Valeurs du coefficient correcteur  $c_1$  pour les différents essais**

	Vitesse de palier souhaitée (pas/s)	$t_{a_1}$ (ms)	$(t_{a_1})c$ (ms)	$c_1$
ESSAI 1	2000	0,93	0,82	0,88
	2500	0,74	0,65	0,88
	3000	0,59	0,44	0,75
	3500	0,50	0,39	0,78
	4000	0,42	0,35	0,83
ESSAI 2	2000	0,90	0,82	0,91
	2500	0,69	0,60	0,87
	3000	0,55	0,50	0,91
	3500	0,44	0,40	0,91
	4000	0,36	0,31	0,86
ESSAI 3	2000	0,88	0,78	0,89
	2500	0,67	0,57	0,85
	3000	0,52	0,43	0,83
	3500	0,42	0,36	0,86
	4000	0,33	0,27	0,82
ESSAI 4	2000	0,84	0,66	0,79
	2500	0,64	0,53	0,83
	3000	0,50	0,38	0,76
	3500	0,40	0,28	0,70
	4000	0,30	0,19	0,63
ESSAI 5	2000	0,80	0,68	0,85
	2500	0,59	0,48	0,81
	3000	0,45	0,32	0,71
	3500	0,33	0,22	0,67

**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

#### 6.2.4. Correction du temps d'ajustement

Par des essais expérimentaux, nous corrigeons  $t_{a_1}$  pour supprimer les oscillations sur le palier. Nous obtenons alors un nouveau temps d'ajustement  $(t_{a_1})_c$  et un coefficient correcteur  $c_1$  :

$$c_1 = \frac{(t_{a_1})_c}{t_{a_1}} \quad (\text{VI.20})$$

Le tableau de la **figure VI.5** nous donne les valeurs de  $(t_{a_1})_c$  et de  $c_1$  pour les différents essais et pour les vitesses  $V^P$  choisies précédemment.

L'inconvénient de cette méthode réside dans le fait que  $c_1$  dépend des paramètres du système et de la vitesse de palier souhaitée. Nous proposons donc une loi générale de correction.

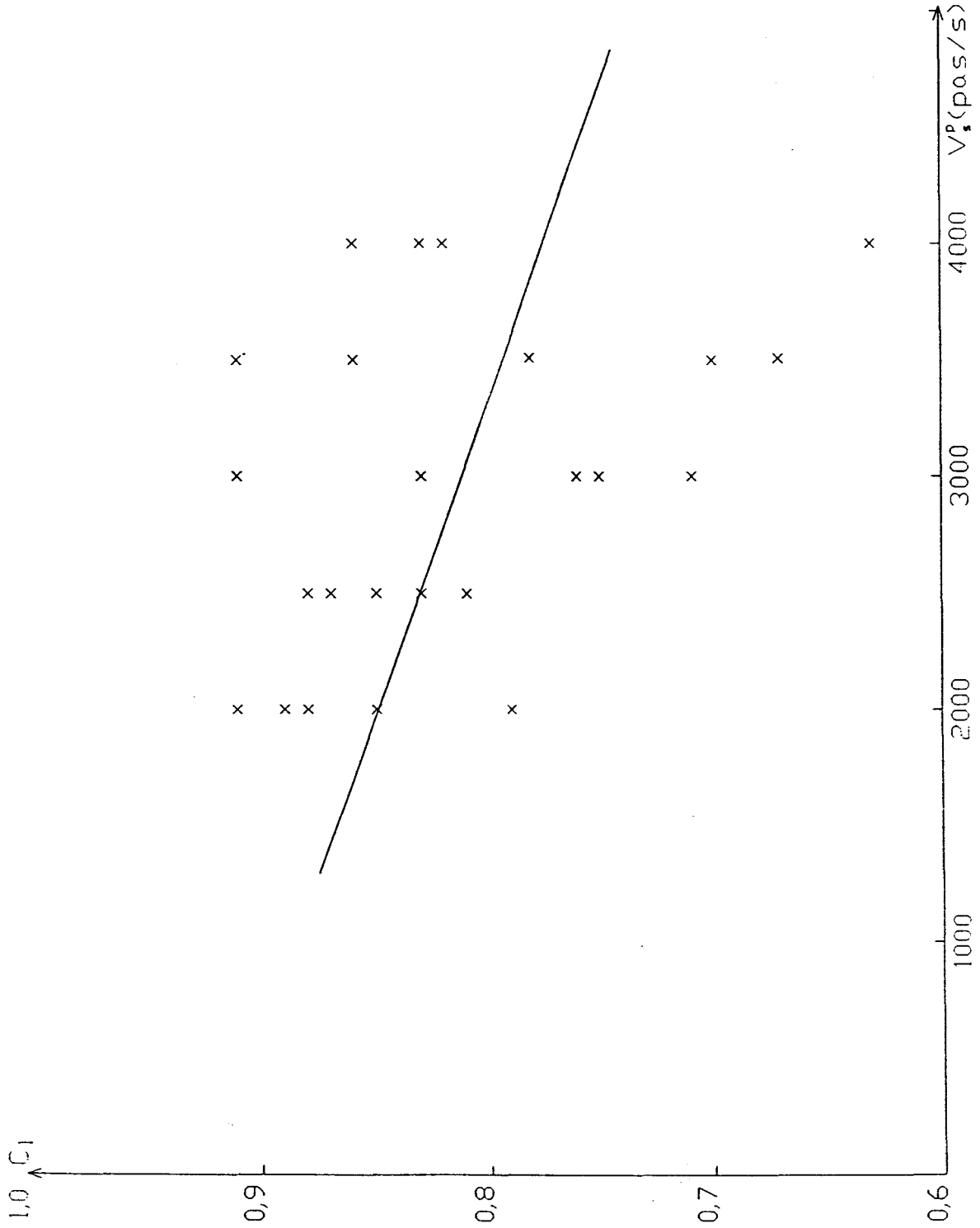
Nous traçons la courbe  $c_1(V_s^P)$  et nous cherchons une loi linéaire reliant  $V_s^P$  à  $c_1$ , correspondant aux valeurs moyennes du coefficient correcteur (**figure VI.6**).

Nous obtenons ainsi :

$$c_1 = -0,04 \cdot \frac{V_s^P}{1000} + 0,93 \quad (\text{VI.21})$$

Cette relation simple peut donc être facilement introduite dans le programme de commande du moteur. La **figure VI.4** montre l'effet de cette correction. Les oscillations sur le palier sont nettement moins importantes et sont devenues acceptables.

Figure VI.6 : Loi de correction de  $t_{a1}$



6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

### 6.3. TEMPS D'AJUSTEMENT ENTRE LE PALIER ET LA DECELERATION

#### 6.3.1. Principe

A partir des caractéristiques finales du palier :  $P_f^P$ ,  $V^P$ , le temps d'ajustement doit permettre d'atteindre le début de la décélération caractérisé par  $P_i^D$  et  $V_i^D$  (figure VI.7).

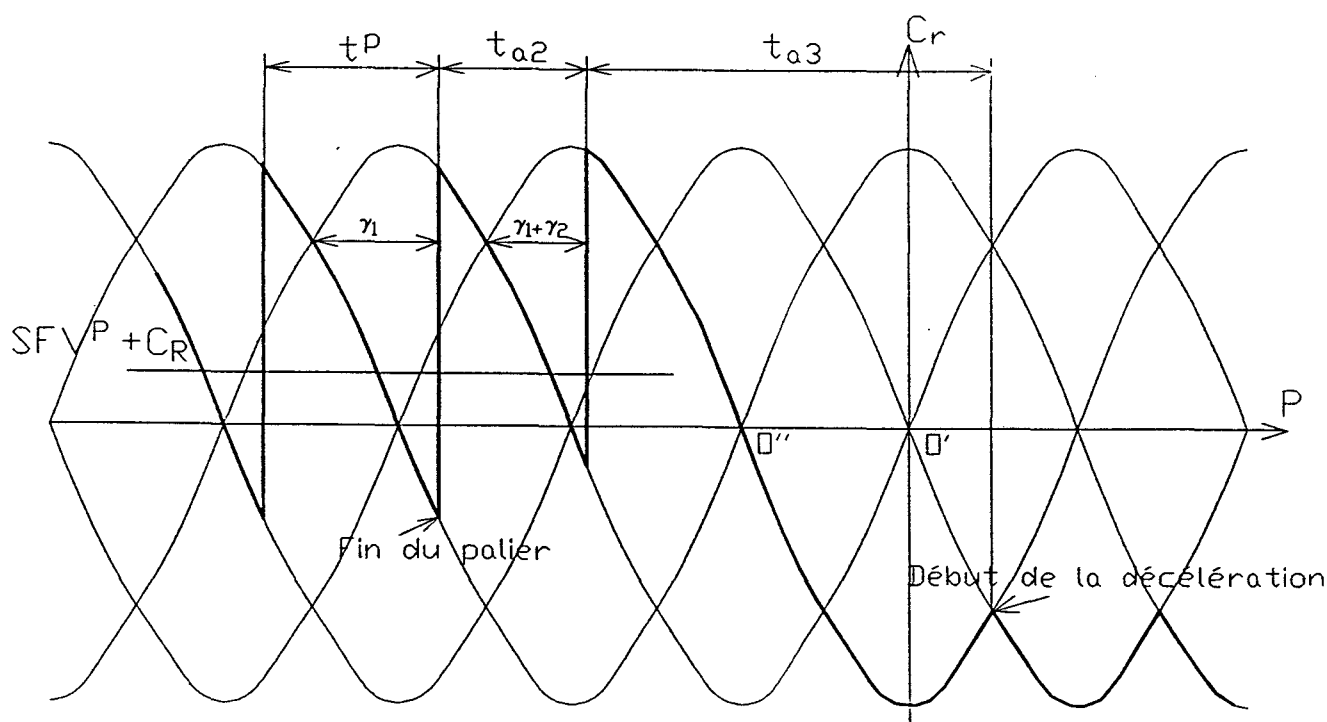
Comme deux conditions sont alors à respecter, l'une en position et l'autre en vitesse, il faut donc intercaler deux temps  $t_{a2}$  et  $t_{a3}$  entre le palier et la décélération :

- $t_{a2}$  correspond à un parcours de  $(1+\gamma_2)$  pas, la vitesse passant de  $V^P$  à une valeur intermédiaire  $V_1$  ;
- $t_{a3}$  correspond à un parcours de  $(3 - \gamma_1 - \gamma_2)$  pas, la vitesse passant de  $V_1$  à  $V_i^D$ .

Ces deux temps doivent conduire à un profil de mise en vitesse présentant le minimum d'oscillations à l'arrêt [ABIGNOLI - 77], [LEENHOUTS - 81], [TAFT - 81], [PINCHON - 82/2], [VEIGNAT - 84], [AFILAL - 90].

Leur détermination s'obtient en ajustant la valeur de  $\gamma_2$  qui amène le système à trouver la bonne rampe de décélération. La simulation numérique est nécessaire pour le modèle 1, le calcul suffit pour le modèle 4 [BRUNIAUX - 88], [PINCHON - 88/4], [BRIENNE - 89], [BRIENNE - 89/2].

**Figure VI.7 : Détermination des temps d'ajustement  $t_{a2}$  et  $t_{a3}$**



**Figure VI.8 : Caractéristiques des points de commutation pendant la phase de décélération**

N	0	1	2	3	...	$N_c^p$	$N_c^p+1$	$N_c^p+2$
$t' = -t$	0	$t_{c_1}^p$	$\sum_{i=1}^2 t_{c_i}^p$	$\sum_{i=1}^3 t_{c_i}^p$	...	$t_i^p$	$t_i^p + t_{\alpha_3}^p$	$t_i^p + t_{\alpha_3}^p + t_{\alpha_2}^p$
P	0	-0,5	-1,5	-2,5	...	$-N_c^p+0,5$	$-N_c^p-2,5+\gamma_1+\gamma_2$	$-N_c^p-3,5+\gamma_1$
V	0	$V_1^p$	$V_2^p$	$V_3^p$	...	$V_i^p$	$V_1$	$V^p$

### 6.3.2. Détermination des temps d'ajustement à partir du modèle 4

Le tableau de la figure VI.8 représente les grandeurs N, t', P, V lors de la phase de décélération, étudiée par la méthode du temps rétrograde; t = -t' et P prennent alors des valeurs négatives. La vitesse  $V_i^D$  est atteinte au bout du temps  $t_i^D$  :

$$t_i^D = \sum_{c=1}^{N_c^D} t_{ci}^D \quad (VI.22)$$

Nous représentons également dans ce tableau l'évolution durant  $t_{a2}$  et  $t_{a3}$ .

Le parcours de  $(-3 + \gamma_1 + \gamma_2)$  pas s'effectue pendant le temps  $t_{a3}$  sous l'effet du couple de ralentissement  $\overline{C_r(-3 + \gamma_1 + \gamma_2)}$  dont l'expression est :

$$\overline{C_r(-3 + \gamma_1 + \gamma_2)} = \frac{1}{-3 + \gamma_1 + \gamma_2} \int_{0,5}^{-2,5 + \gamma_1 + \gamma_2} C_r \cdot dP \quad (VI.23)$$

avec, d'après (V.86) :

$$C_r = -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot P}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P) \quad (VI.23)$$

en prenant comme origine le point O'.

D'où :

$$\begin{aligned} \overline{C_r(-3 + \gamma_1 + \gamma_2)} = & \\ & \frac{1}{-3 + \gamma_1 + \gamma_2} \frac{2 \cdot C_H}{\pi} \left( -\cos \frac{\pi}{2} (\gamma_1 + \gamma_2) + \sin \frac{\pi}{2} (\gamma_1 + \gamma_2) + 1 \right) \\ & + \frac{1}{-3 + \gamma_1 + \gamma_2} \frac{C_D}{2\pi} (-\cos 2\pi (\gamma_1 + \gamma_2) + 1) \end{aligned} \quad (VI.25)$$

Les équations (V.107) et (V.108) s'écrivent alors, en posant :

$$t'_{a3} = -t_{a3} \quad (VI.26)$$

$$V_1 = \left( V_i^D - \frac{b_3}{a} \right) \cdot e^{a \cdot t'_{a3}} + \frac{b_3}{a} \quad (VI.27)$$

et :

$$V_1 = V_i^D - a(-3 + \gamma_1 + \gamma_2) - b_3 \cdot t'_{a_3} \quad (\text{VI.28})$$

avec :

$$b_3 = \frac{C_r(-3 + \gamma_1 + \gamma_2) - C_R}{S.J} \quad (\text{VI.29})$$

Le parcours de  $(-1 - \gamma_2)$  pas s'effectue pendant le temps  $t_{a_2}$  sous l'effet du couple de ralentissement  $C_r(-1 - \gamma_2)$  dont l'expression est :

$$C_r(-1 - \gamma_2) = \frac{1}{-1 - \gamma_2} \int_{-1,5+\gamma_1+\gamma_2}^{-2,5+\gamma_1} \left( -C_H \cdot \sqrt{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi P}{2}\right) - C_D \cdot \sin(2\pi P) \right) \cdot dP \quad (\text{VI.30})$$

en prenant comme origine le point O".

D'où :

$$C_r(-1 - \gamma_2) = \frac{1}{1 + \gamma_2} \frac{2 \cdot C_H}{\pi} \left( \cos\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1\right) - \sin\left(\frac{\pi}{2} \gamma_1\right) + \cos\left[\frac{\pi}{2}(\gamma_1 + \gamma_2)\right] + \sin\left[\frac{\pi}{2}(\gamma_1 + \gamma_2)\right] \right) + \frac{1}{1 + \gamma_2} \frac{C_D}{2\pi} \left( \cos(2\pi \cdot \gamma_1) - \cos[2\pi \cdot (\gamma_1 + \gamma_2)] \right) \quad (\text{VI.31})$$

La vitesse passe alors de  $V_1$  à  $V_2$  et les équations (V.107) et (V.108) s'écrivent, en posant :

$$t'_{a_2} = -t_{a_2} \quad (\text{VI.32})$$

$$V_2 = \left( V_1 - \frac{b_2}{a} \right) \cdot e^{at'_{a_2}} + \frac{b_2}{a} \quad (\text{VI.33})$$

et :

$$V_2 = V_1 + a \cdot (1 + \gamma_2) - b_2 \cdot t'_{a_2} \quad (\text{VI.34})$$

## 6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

avec :

$$b_2 = \frac{C_r(-1 - \gamma_2) - C_R}{S.J} \quad (\text{VI.35})$$

La détermination de  $t_{a_2}$  et  $t_{a_3}$  s'effectue de la façon suivante :

- le calcul des temps de commutation pendant la phase de décélération nous donne les expressions de  $V_i^D$  -la plus proche, par valeurs inférieures, de  $V^P$ - et de  $t_i^D$ , cela pour des valeurs imposées des paramètres du système ;
- $\gamma_2$  étant choisi arbitrairement, nous utilisons la méthode présentée en V.9.4 et V.9.5, appliquée aux équations (VI.27) et (VI.28) d'abord, puis (VI.33) et (VI.34) pour obtenir  $V_2$  ;
- si cette grandeur est égale à  $V^P$ , le calcul est terminé ; sinon, nous le poursuivons en changeant la valeur de  $\gamma_2$ . Cette itération s'arrête lorsque  $V_2$  devient égale à  $V^P$  ; nous en déduisons alors  $\gamma_2$ ,  $t'_{a_2}$  et  $t'_{a_3}$ .

Le tableau de la figure VI.9 donne les résultats obtenus pour différents essais, et pour plusieurs valeurs de  $V^P$ .

La connaissance des temps de commutation lors des phases d'accélération et de décélération, et sur le palier, ainsi que celle des temps d'ajustement nous permet d'expliquer la mise en oeuvre d'un positionnement donné.



**Figure VI.9 : Valeurs des temps d'ajustement  $t_{a2}$  et  $t_{a3}$  pour les différents essais**

	Vitesse de palier souhaitée (pas/s)	$V_i^D$ (pas/s)	$\gamma_2$	$t_{a2}$	$t_{a3}$
ESSAI 1	2000	1985,0	- 0,19	4,0	10,7
	2500	2468,5	- 0,16	3,4	8,9
	3000	2985,1	- 0,03	3,3	7,2
	3500	3417,1	0,27	3,7	5,7
	4000	3968,1	0,08	2,8	5,5
ESSAI 2	2000	1920,2	- 0,16	4,3	11,6
	2500	2470,2	- 0,45	2,3	10,3
	3000	2953,5	- 0,43	2,1	9,1
	3500	3453,0	0,13	3,3	6,5
	4000	3960,6	0,14	2,9	6,1
ESSAI 3	2000	1913,1	- 0,12	4,8	12,3
	2500	2471,1	- 0,39	2,5	10,7
	3000	2949,7	0,05	3,6	8,0
	3500	3461,5	0,01	2,9	7,3
	4000	3963,7	0,19	3,1	6,3
ESSAI 4	2000	1868,3	- 0,42	3,5	15,3
	2500	2401,3	- 0,21	2,7	11,2
	3000	2881,2	0,07	3,4	8,3
	3500	3395,4	0,29	3,3	7,4
	4000	3890,6	0,33	3,5	6,4

**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

## 6.4. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

### 6.4.1. Principe

Le moteur doit tourner de  $n$  pas,  $n$  étant une grandeur imposée. Il s'agit de trouver le nombre de pas correspondant à chacune des phases du fonctionnement du système. Nous allons expliquer cette stratégie à partir des résultats obtenus avec le modèle 4, et voir comment il faut la modifier lors de l'étude basée sur le modèle 1.

Nous rangeons en mémoire du micro-ordinateur qui commande le moteur les caractéristiques  $i$ ,  $t_{ci}$ ,  $P_i$ ,  $V_i$  des différents points de commutation relatifs aux phases d'accélération et de décélération. Les tableaux correspondants sont représentés, pour l'essai 1, aux figures V.9 et V.12 en notant que les positions  $P_i$  sont égales à  $i - 0,5$ .

Nous choisissons une vitesse maximale de fonctionnement  $V_M$ . Dans les deux tableaux, nous détectons les vitesses les plus proches possibles, par valeurs inférieures, de  $V_M$ , ce qui correspond aux valeurs  $i^A$  et  $i^D$  pour les phases d'accélération et de décélération, soit un nombre global de pas parcourus égal à :

$$(i^A - 0,5) + (i^D - 0,5) = (i^A + i^D - 1) \text{ pas}$$

D'autre part, les temps d'ajustement correspondent à un parcours de :

$$(1 + \gamma_1) + (1 + \gamma_2) + (3 - \gamma_1 - \gamma_2) = 5 \text{ pas}$$

Si  $n^P$  est le nombre de pas parcourus sur le palier, nous pouvons donc écrire :

$$(i^A + i^D - 1) + 5 + n^P = n \tag{VI.36}$$

soit :

$$n^P = n - i^A - i^D - 4 \tag{VI.37}$$

Il faut, pour que le passage d'un régime à un autre se fasse correctement, que  $n^P$  soit au moins égal à 1. La valeur trouvée pour  $n^P$  peut par conséquent ne pas convenir, car, pour un parcours et des paramètres donnés, elle dépend de  $V_M$ .

Illustrons cette stratégie par un exemple : envisageons un parcours de 200 pas pour le système défini par l'essai 1 et fixons-nous  $V_M=3000$  pas/s. Cela entraîne  $i^A=17$ ,  $i^D=13$  et par suite  $n^P=164$ . Notons que pour un parcours total de 100 pas, le nombre de pas parcourus sur le palier se réduit à 64. Mais si le positionnement n'est que de 30 pas, la valeur de  $V_M$  choisie ne convient pas. Il faut la réduire :  $V_M$  égale à 2000 pas/s donne  $i^A=7$ ,  $i^D=6$  et par suite  $n^P=13$  [LEENHOUTS - 79], [GOELDEL - 84], [PINCHON - 84], [PINCHON - 84/2], [KUO - 85], [BROWN - 86], [BROWN - 86/2].

Nous allons préciser les résultats obtenus à partir des modèles 1 et 4 [PINCHON - 85], [BRUNIAUX - 88], [PINCHON - 88/4], [BRIENNE - 89/2].

### 6.4.2. Positionnement effectué à partir du modèle 1

La stratégie qui vient d'être présentée ne peut s'appliquer au modèle 1, la méthode du temps rétrograde n'étant pas utilisable pour la phase de décélération.

Cependant, les relations (V.78) et (V.80) permettent de connaître les valeurs de  $P_i$  égales à  $-0,65$ . Par simulation numérique, nous réalisons plusieurs rampes de décélération à partir de la vitesse  $V_D^i$  et nous choisissons celle qui conduit à une vitesse nulle à l'arrêt après un dernier parcours de  $0,65$  pas. Le profil de mise en vitesse correspondant est présenté à la figure VI.10 ; il présente des oscillations importantes auxquelles nous allons remédier en introduisant un facteur de sécurité [PINCHON - 82], [BRUNIAUX - 88], qui consiste à modifier les angles de commutations  $\alpha_A$  et  $\alpha_D$  :

$$c = \frac{\sum_{i=1}^{N_c^A} \overline{C_{m_i}}}{\sum_{i=1}^{N_c^A} \overline{C_{m_i}} \quad (\alpha_A = -0,65 \text{ pas})} \quad \text{(VI.38)}$$

où  $\overline{C_{m_i}}$  représente le couple moyen entre deux commutations. En fixant  $c$  à  $0,8$ , nous obtenons, par simulation numérique, pour l'essai étudié  $\alpha_A = -0,2$  pas.  $\alpha_D$  vaut alors, d'après la relation (V.79) :  $\alpha_D = +1,8$  pas. Nous obtenons un nouveau profil de mise en vitesse où les oscillations sont devenues tout à fait acceptables ; en particulier, l'anomalie durant la phase de décélération a totalement disparu.

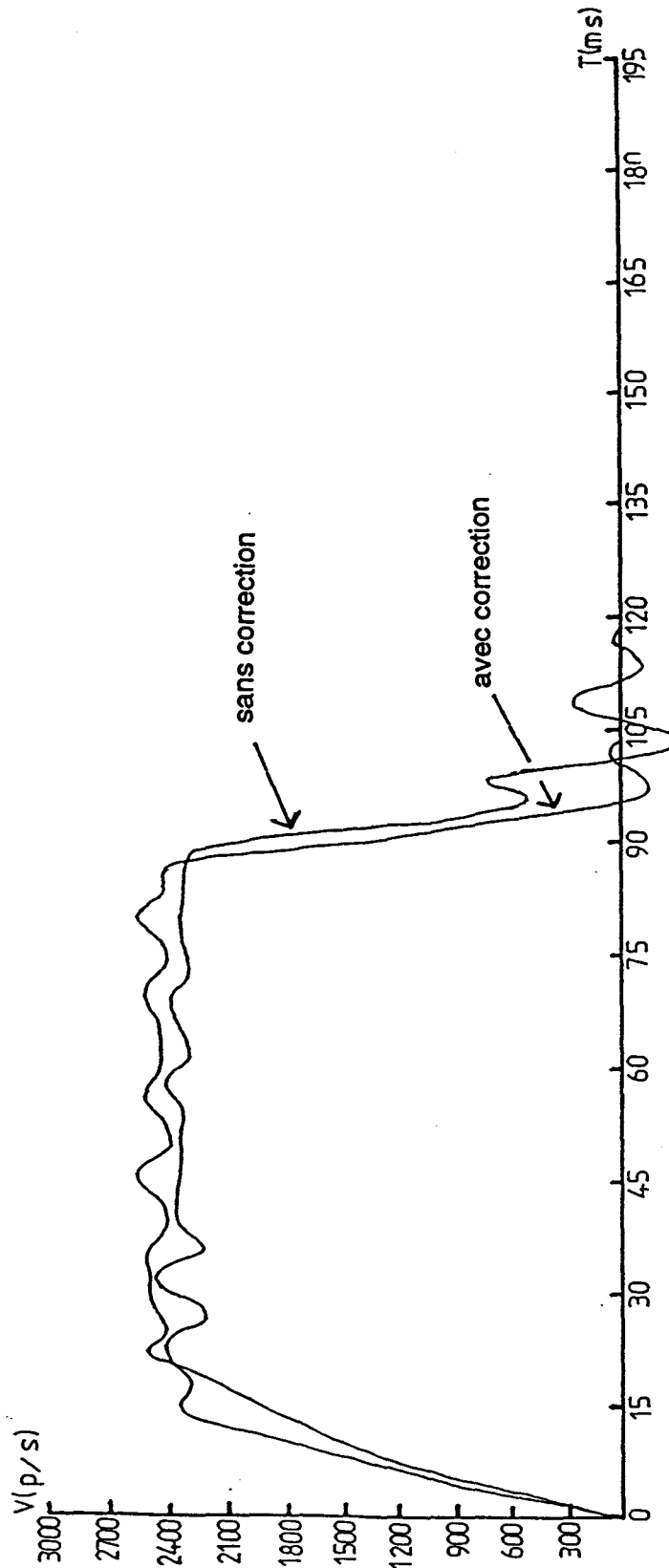
### 6.4.3. Positionnement effectué à partir du modèle 4

La stratégie de positionnement appliquée à l'essai 1, pour une valeur  $V_M$  de  $3000$  pas/s conduit au profil de mise en vitesse de la figure VI.11. Là encore, des oscillations importantes apparaissent. Nous allons y remédier en corrigeant les temps d'ajustement comme nous l'avons fait pour  $t_{a_1}$  en VI.1.4.

Nous gardons pour  $t_{a_3}$  la valeur trouvée en VI.2.2 (figure VI.9). Par des essais expérimentaux, nous corrigeons  $t_{a_2}$  pour supprimer les oscillations à l'arrêt, Nous obtenons alors un nouveau temps d'ajustement  $(t_{a_2})_c$  et un coefficient correcteur :

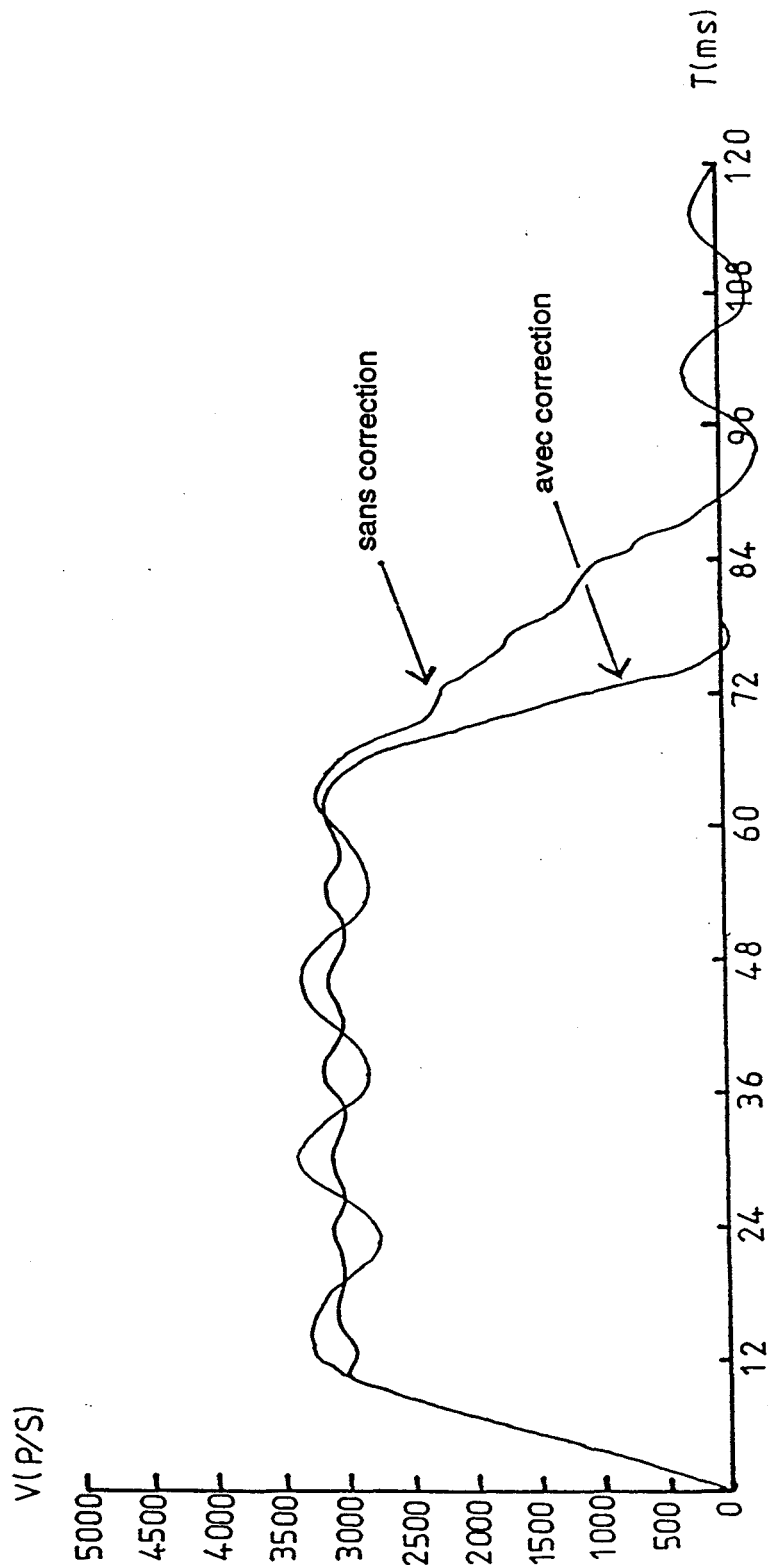
$$c_2 = \frac{(t_{a_2})_c}{t_{a_2}} \quad \text{(VI.39)}$$

**Figure VI.10 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 1 - Essai 4**



**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

**Figure VI.11 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 4 - Essai 1**  
 $V_M = 3000 \text{ pas/s}$



6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

Le tableau de la figure VI.12 nous donne les valeurs de  $(t_{a2})_c$  et de  $c_2$  pour différents essais et pour les vitesses  $V_s^p$  choisies. L'inconvénient de cette méthode réside dans le fait que  $c_2$  dépend des paramètres du système et de la vitesse de palier souhaitée.

Nous proposons donc une loi générale de correction. Nous traçons la courbe  $c_2(V_s^p)$  et nous cherchons une loi linéaire reliant  $V_s^p$  à  $c_2$ , correspondant aux valeurs moyennes du coefficient correcteur (figure VI.13). Nous obtenons ainsi :

$$c_2 = 0,16 \frac{V_s^p}{1000} + 0,12 \quad (\text{VI.40})$$

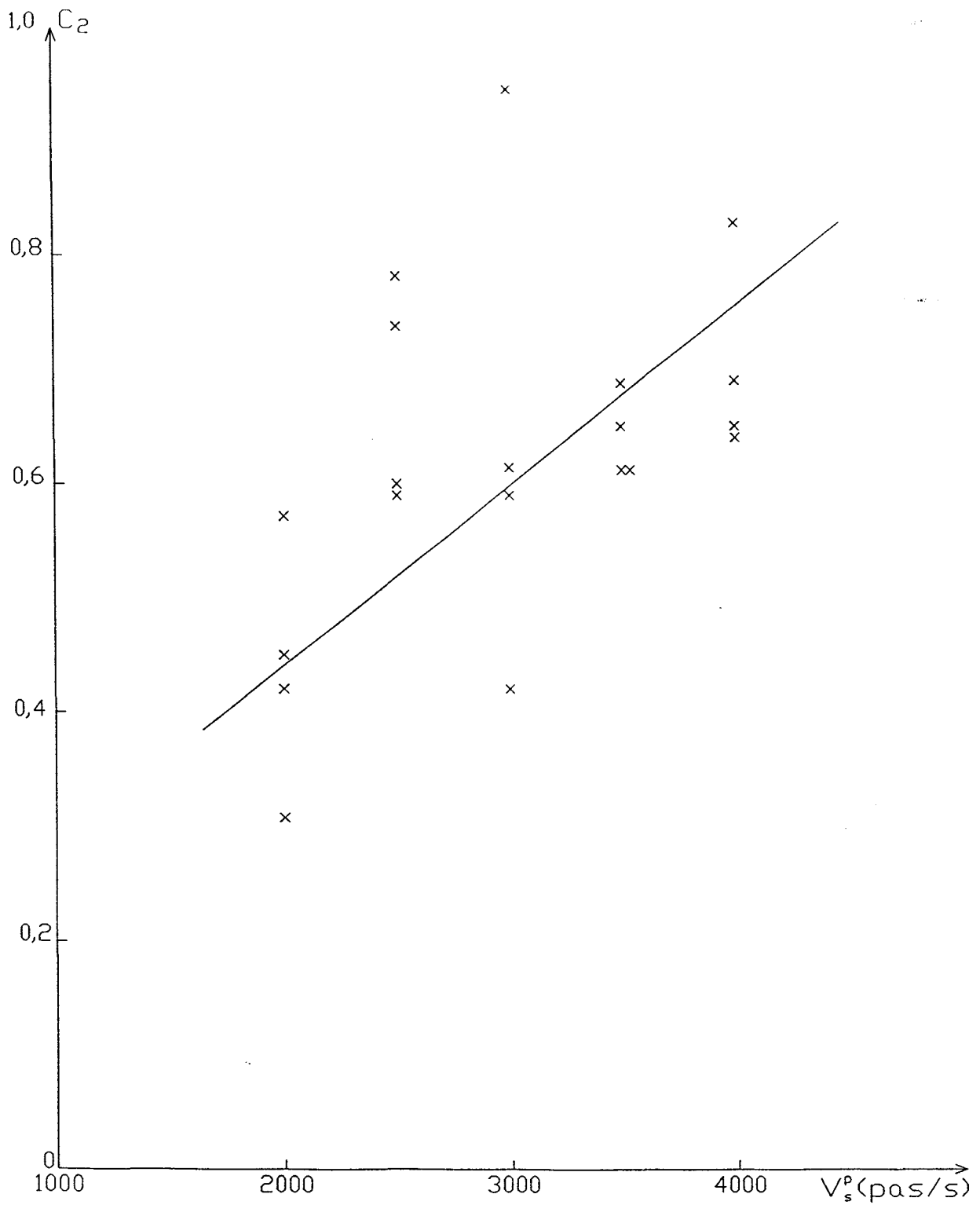
Cette relation simple peut donc être facilement introduite dans le programme de commande du moteur. La figure VI.11 montre l'effet de cette correction. Les oscillations sur le palier et à l'arrêt sont nettement moins importantes et sont devenues acceptables.

Les figures VI.14, VI.15, VI.16, VI.17 et VI.18 donnent les profils de mise en vitesse correspondant à des positionnements de 200 pas. L'étude a été faite à partir du modèle 4 et les temps d'ajustement corrigés. La figure VI.14 montre l'influence de la valeur de  $V_M$  choisie.

**Figure VI.12:- Valeur du coefficient correcteur  $c_2$  pour les différents essais**

	Vitesse de palier souhaitée (pas/s)	$t_{a2}$ ( $10^{-4}$ s)	$(t_{a2})c$ ( $10^{-4}$ s)	$c_2$
ESSAI 1	2000	4,0	1,8	0,45
	2500	3,4	2,0	0,59
	3000	3,3	2,0	0,61
	3500	3,7	2,4	0,65
	4000	2,8	1,8	0,64
ESSAI 2	2000	4,3	1,8	0,42
	2500	2,3	1,8	0,78
	3000	2,1	2,0	0,95
	3500	3,3	2,0	0,61
	4000	2,9	2,0	0,69
ESSAI 3	2000	4,8	1,5	0,31
	2500	2,5	1,5	0,60
	3000	3,6	1,5	0,42
	3500	2,9	2,0	0,69
	4000	3,1	2,0	0,65
ESSAI 4	2000	3,5	2,0	0,57
	2500	2,7	2,0	0,74
	3000	3,4	2,0	0,59
	3500	3,3	2,0	0,61
	4000	3,5	2,9	0,83

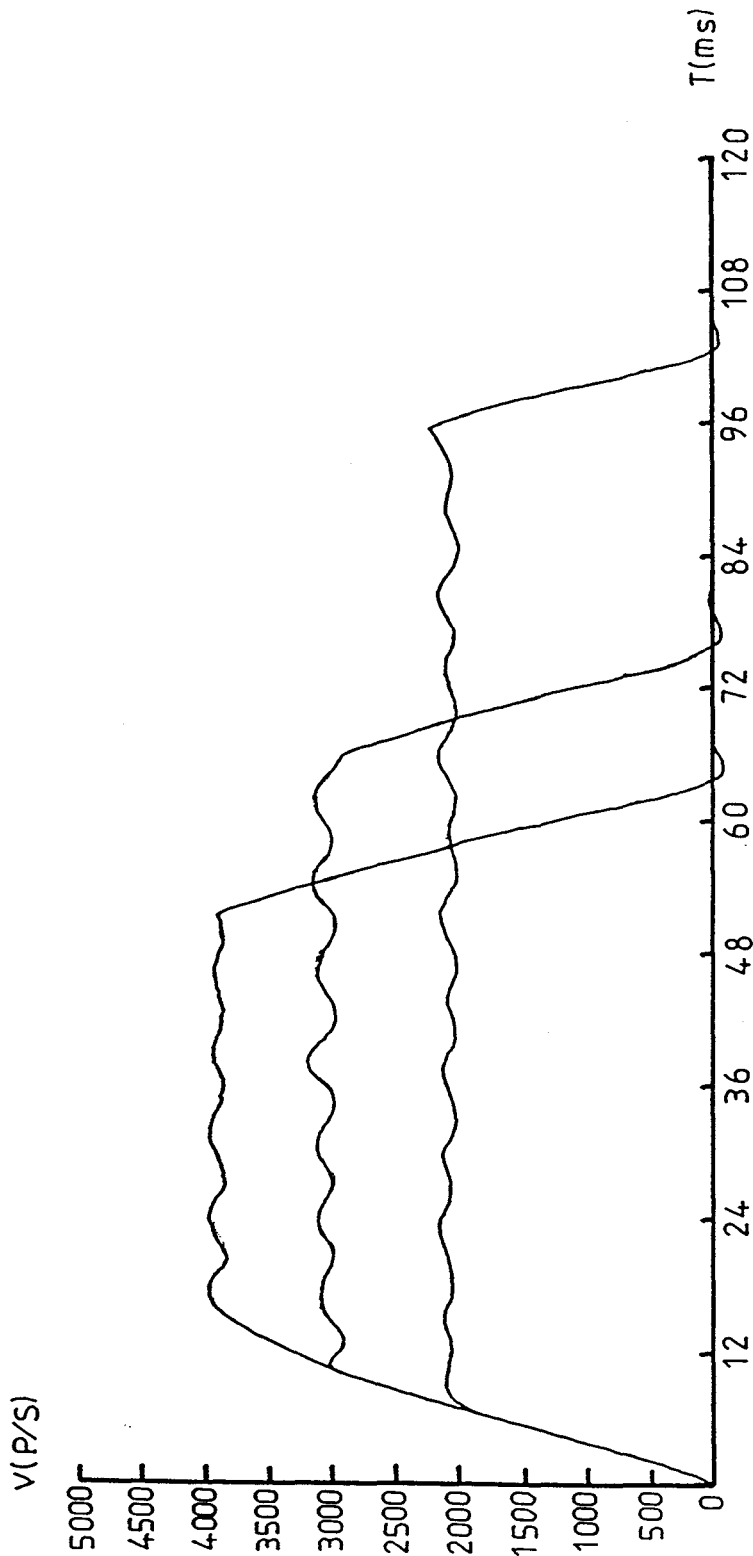
**Figure VI.13 : Loi de correction de  $t_{a2}$**



**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

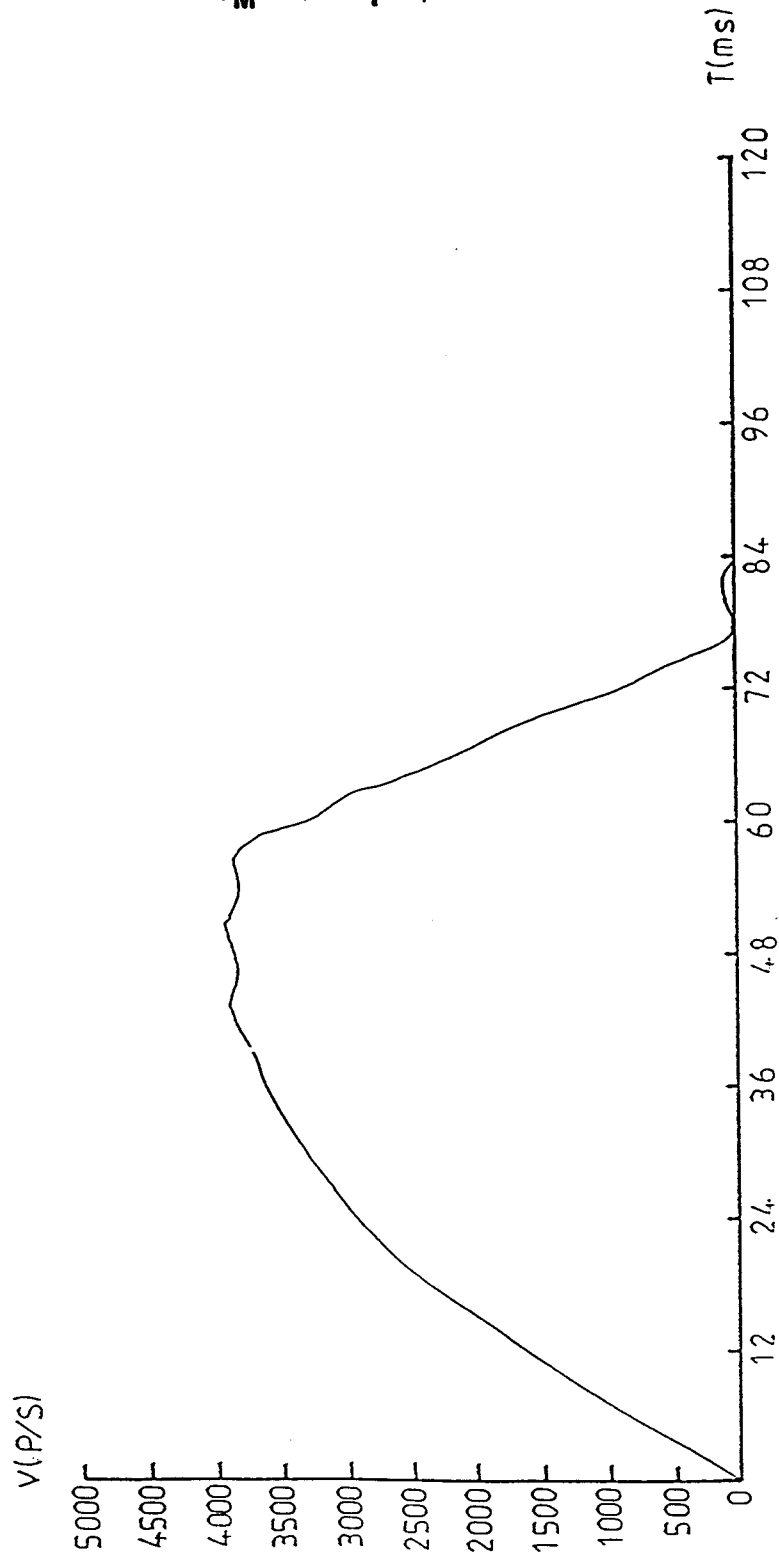


**Figure VI.14 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 4 - Essai 1**



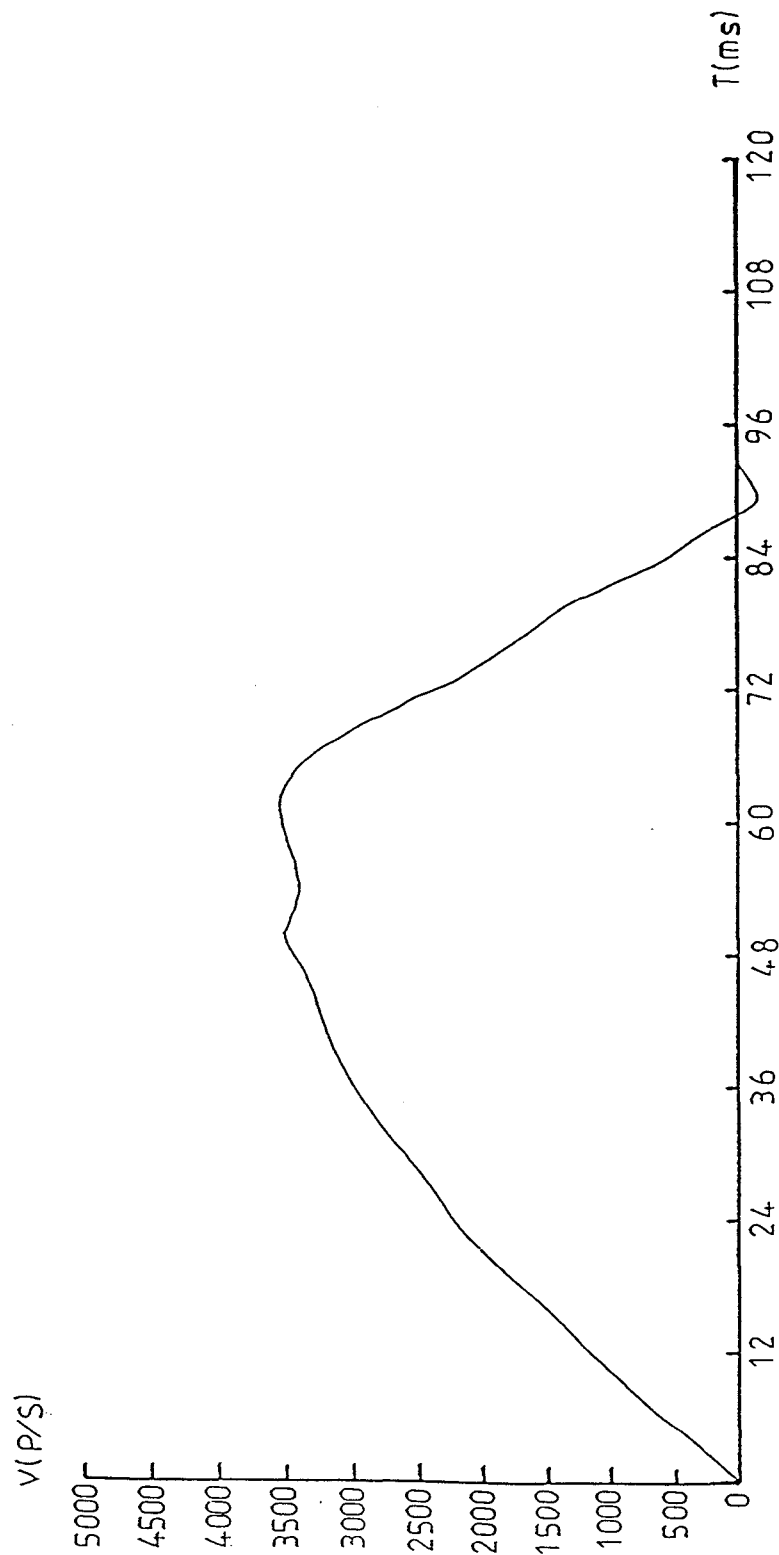
**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

**Figure VI.15 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 4 - Essai 2**  
 **$V_M = 4000 \text{ pas/s}$**



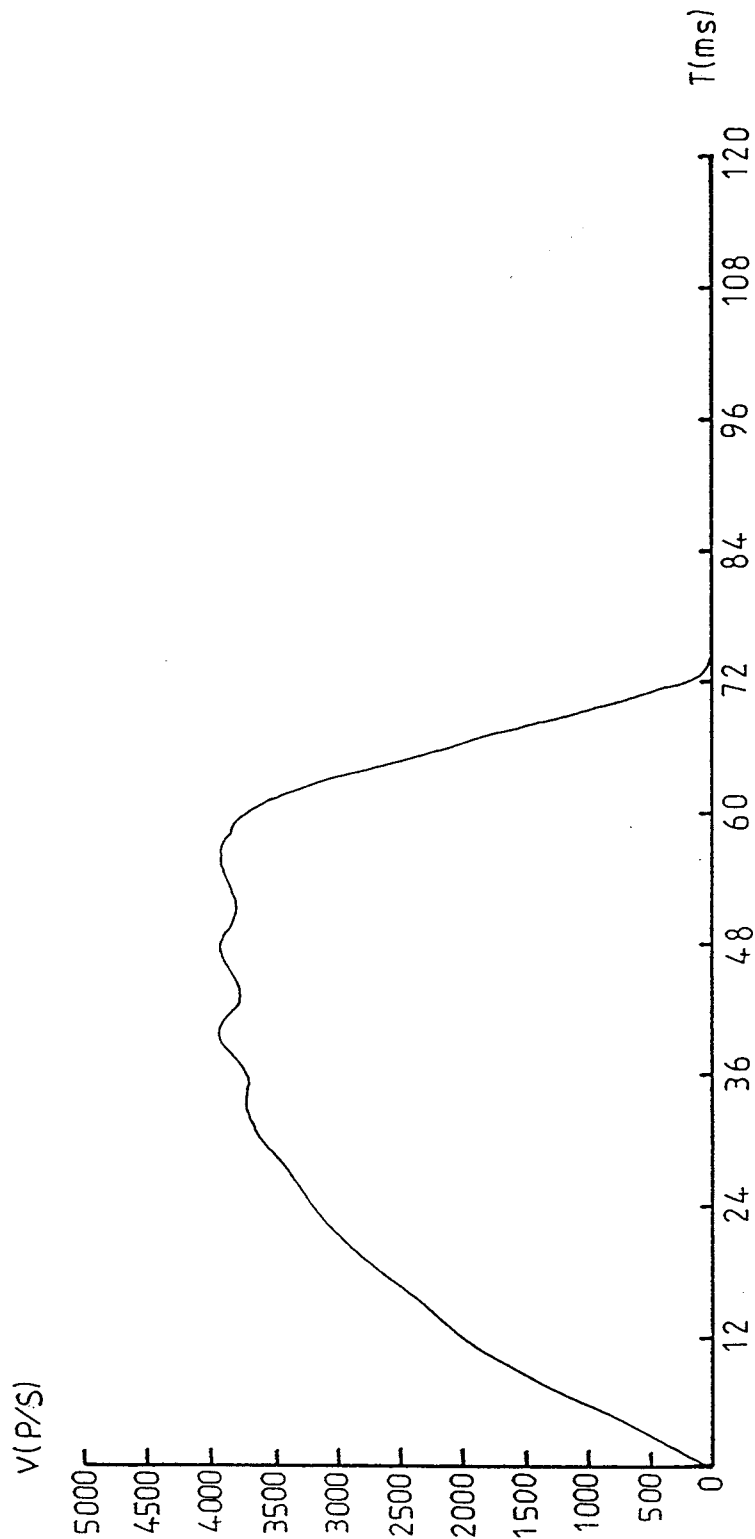
**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

**Figure VI.16 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 4 - Essai 3**  
 **$V_M = 3500$  pas/s**



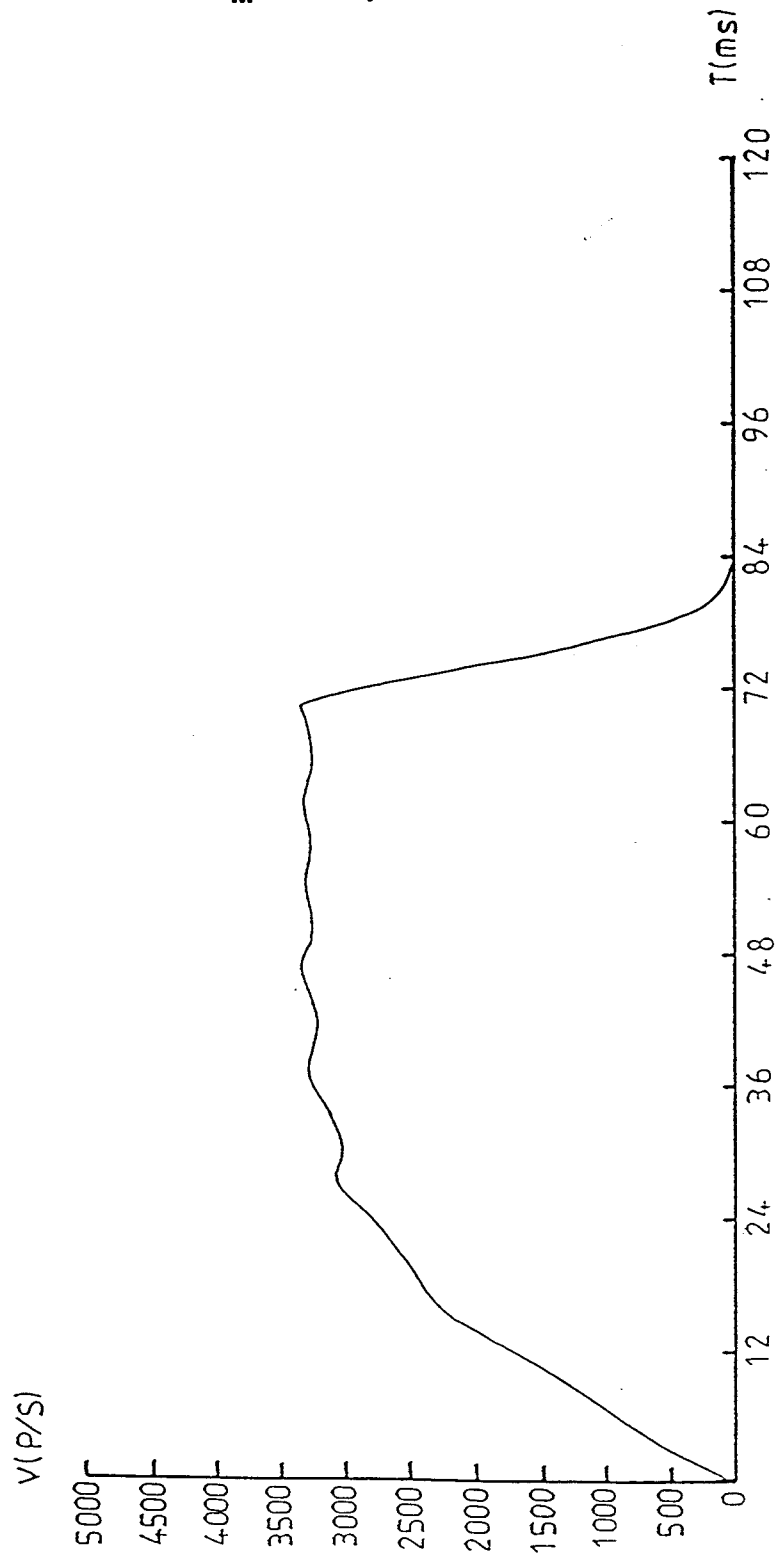
**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

**Figure VI.17 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 4 - Essai 4**  
 **$V_M = 4000$  pas/s**



**6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT**

**Figure VI.18 : Profil de mise en vitesse correspondant à un positionnement de 200 pas. Modèle 4 - Essai 5**  
 $V_M = 3500 \text{ pas/s}$



6. MISE EN OEUVRE D'UN POSITIONNEMENT

## **6.5. CONCLUSION**

Il nous est donc possible de réaliser un positionnement sur un nombre de pas fixé à l'avance. Les oscillations sont quasiment inexistantes à l'arrêt et sont suffisamment réduites sur le palier pour que le profil de mise en vitesse soit jugé acceptable.

La méthode proposée s'applique quel que soit le parcours envisagé et pour les différentes charges mécaniques entraînées par le moteur pas à pas. Comme elle s'appuie sur le modèle 4, sa mise en oeuvre reste simple et rapide.

**CONCLUSION**

---

Le travail présenté dans ce mémoire permet la mise en oeuvre d'un déplacement d'une charge mécanique entraînée par un moteur pas à pas.

Les paramètres du système étudié ont pu être obtenus à partir d'une méthode propre au modèle choisi. C'est ce même modèle qui a conduit à l'obtention des temps séparant deux impulsions successives lors du déplacement souhaité. Ce dernier se réalise dans le temps le plus bref possible suivant une loi de commande choisie en boucle ouverte. Des temps d'ajustement entre les différentes phases du mouvement permettent de réduire considérablement les oscillations à l'arrêt et sur le palier à vitesse constante. Il nous sera alors possible d'étudier en détail l'influence :

- du nombre de pas à parcourir ;
- de la vitesse de palier souhaitée ;
- du couple hybride statique, fonction du courant qui circule dans les phases statoriques ;
- des paramètres de la charge mécanique entraînée ;
- du dispositif de commande utilisé ;
- du mode d'alimentation utilisé, et nous nous intéresserons en particulier à la commande en mode demi-pas

Nous étudierons ensuite la fiabilité de la loi de commande choisie ; pour cela, nous déterminerons le taux de variation maximal que peut supporter chacun des paramètres de la charge pour que le déplacement souhaité se réalise sans perte de pas. Des travaux ont déjà été élaborés dans ce sens [BELKOURA - 89], [PINCHON - 90/2].

D'autre part, dans le cadre de la collaboration avec la société SOCITEC, nous développerons une mise en oeuvre d'un positionnement en temps réel. Cette démarche est déjà entreprise, mais reste soumise au sceau de la confidentialité. Enfin, nous étendrons notre domaine d'action en examinant si la méthode proposée dans ce mémoire peut s'étendre à d'autres actionneurs.



**ANNEXES**

## ANNEXE 1

### I.5. MODELE NUMERO 4

Nous nous proposons d'étendre le domaine de validité du modèle précédent en gardant le bénéfice de la simplicité de mise en oeuvre qu'il présente. Pour cela, nous assimilons la caractéristique dynamique du moteur, représentée à la figure I.3 en coordonnées logarithmiques et redonnée à la figure I.11 en coordonnées cartésiennes, à une courbe multi-pentes comme indiqué à la figure I.9.

Il apparaît un segment de pente nulle, d'ordonnée A qui est la valeur de  $C_H$  intervenant dans les équations relatives aux modèles numéros 2 et 3, et plusieurs segments de pente  $B_p$  entre les points d'abscisses  $V_p$  et  $V_{p+1}$  (figure I.10).

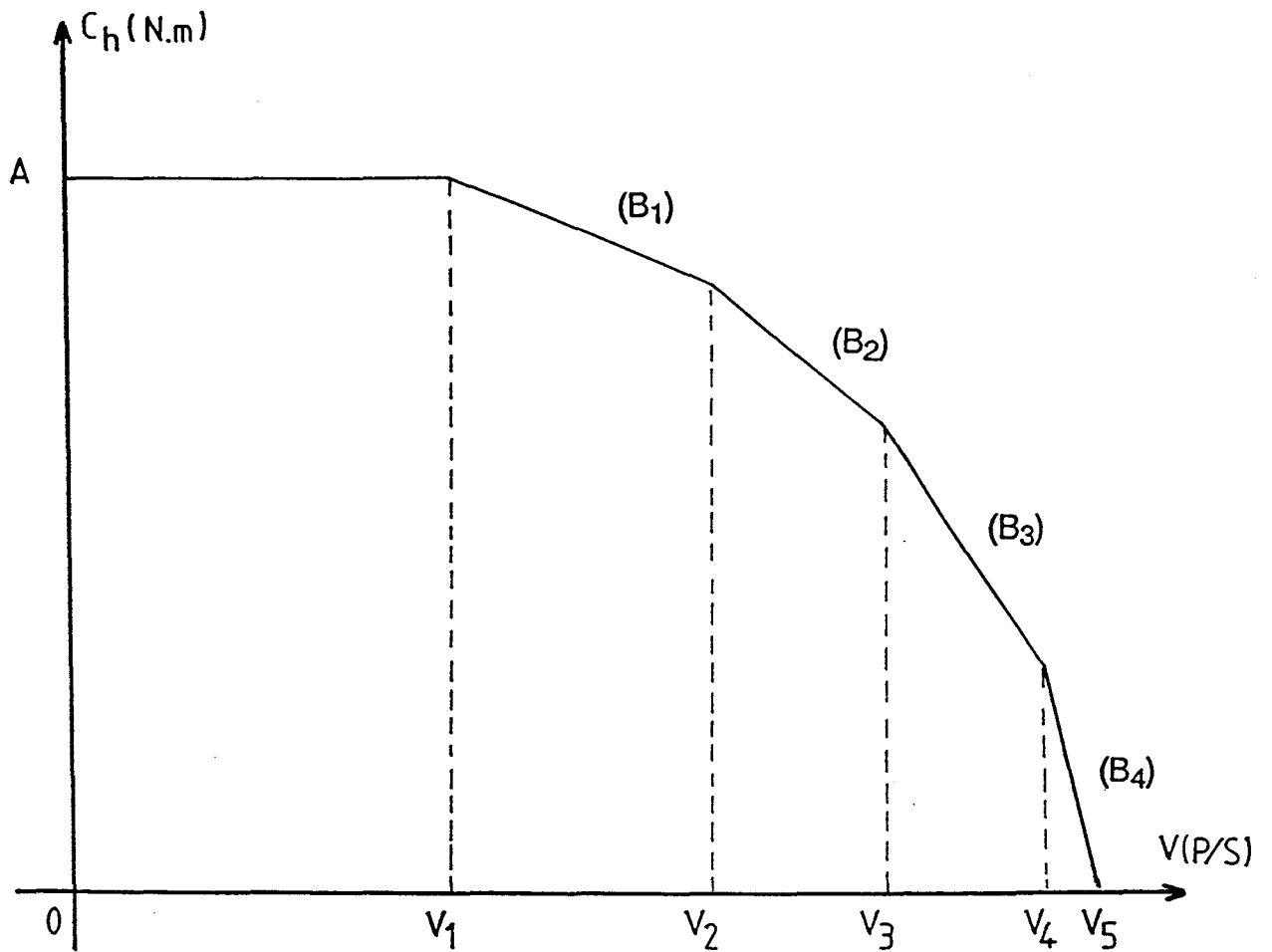
Si la caractéristique multi-pentes comprend  $(n+1)$  segments,  $p$  varie alors de 1 à  $n$ . L'expression du couple hybride  $C_h$  prend alors la forme :

$$C_h = A + \sum_{j=1}^{p-1} B_j \cdot (V_{j+1} - V_j) + B_p \cdot (V - V_p) \quad (I.29)$$

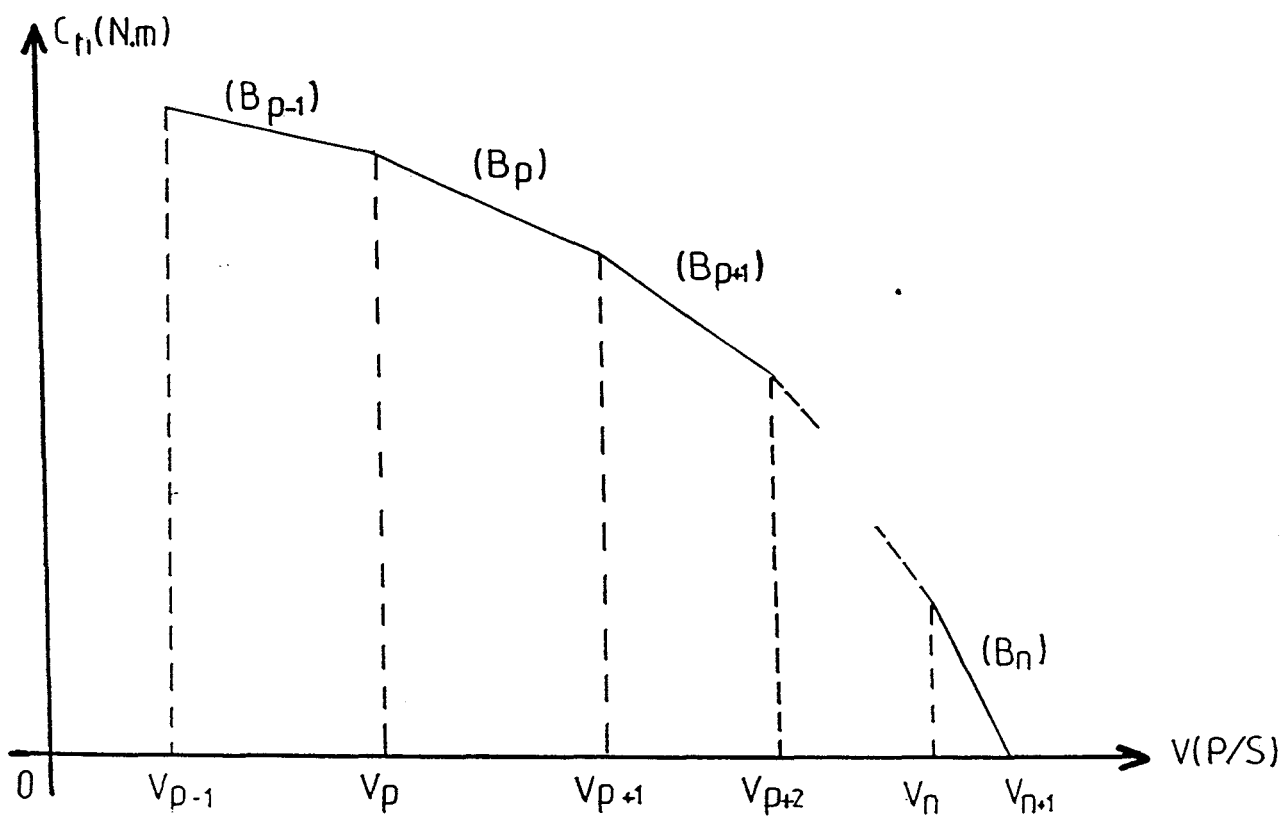
lorsque  $V$  est comprise entre  $V_p$  et  $V_{p+1}$ .

Les équations (I.22) - dans laquelle le couple moteur prend sa valeur moyenne  $\overline{C_m}$  - et (I.29) constituent le modèle n°4 qui sera utilisé pour l'élaboration de la commande du système. Les résultats obtenus seront comparés avec ceux que donnent les modèles n°3, pour constater la prise en compte de l'effet de force contre-électromotrice, et n°1, pour concrétiser la simplicité de la mise en oeuvre du modèle retenu [PINCHON -92], [BRUNIAUX -92/2].

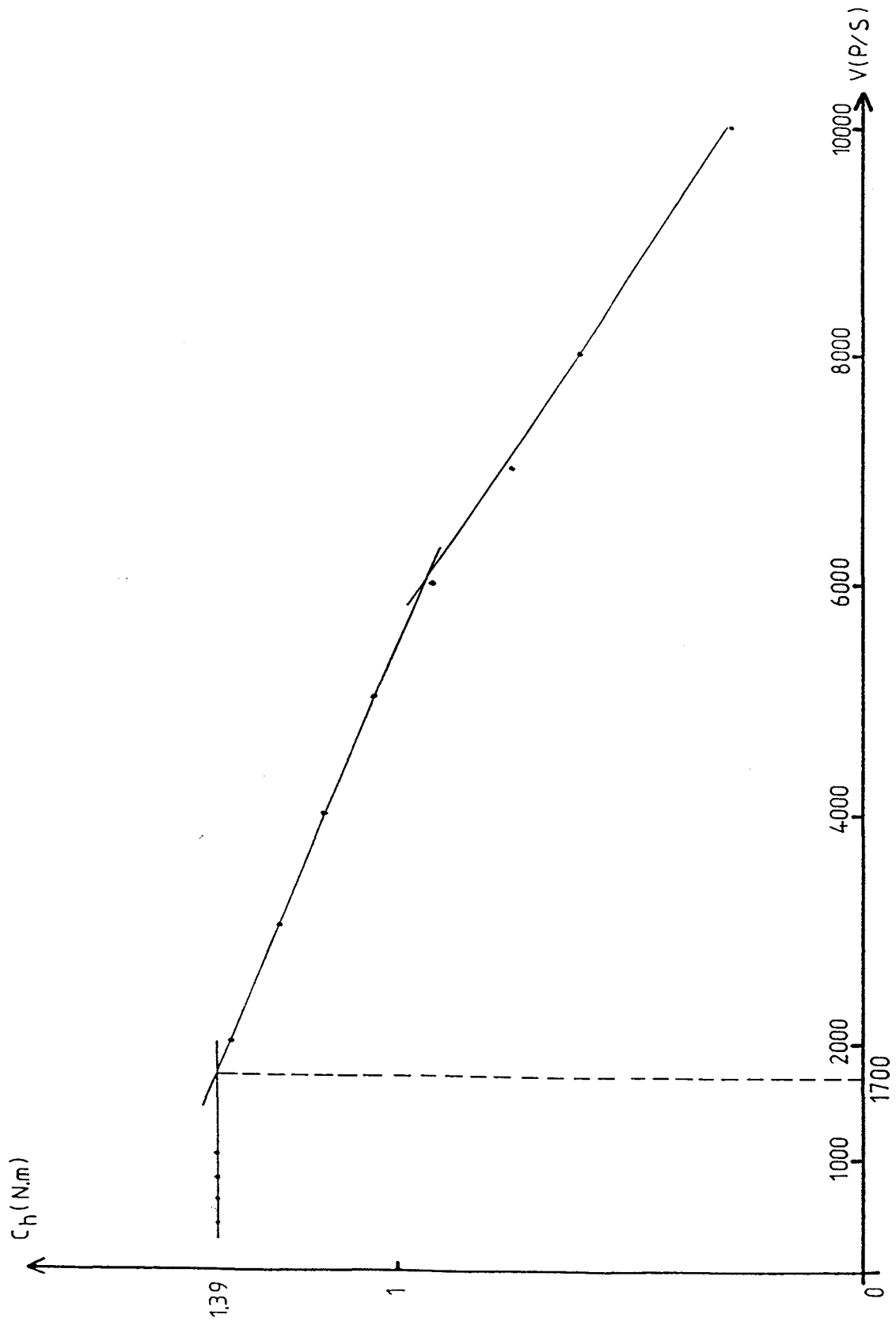
**Figure I.9 : Courbe multi-pentes assimilée à la caractéristique dynamique du moteur**



**Figure I.10 : Représentation partielle de la courbe multi-pentes**



**Figure I.11 : Caractéristique dynamique du moteur**



## ANNEXE 2

### 5.7. ETUDE DE L'ACCELERATION A PARTIR DU MODELE 4

#### 5.7.1. Principe

D'après 1.5, le couple hybride  $C_h$  s'écrit :

$$C_h = A + \sum_{j=1}^{p-1} B_j \cdot (V_{j+1} - V_j) + B_p \cdot (V - V_p) \quad (I.29)$$

lorsque la vitesse  $V$  est comprise entre  $V_p$  et  $V_{p+1}$ .

Les coefficients  $V_j$  et  $B_j$  correspondent aux coudes de la courbe multi-pentes assimilée à la caractéristique dynamique du moteur.  $A$  est égal à  $C_H$ , valeur statique du couple hybride.

En deçà du premier coude,  $C_h$  reste égal à  $C_H$  et les caractéristiques des premiers points de commutation restent invariantes par rapport au modèle 3. Cela est en particulier vrai pour  $t_{c_1}^A$  qui dépend du couple de détente.

Par contre, au delà du premier coude, le couple moteur moyen  $\overline{C_m}$  s'obtient en calculant  $\overline{C_h}$  à partir de (I.29), dans chacun des intervalles définis par la caractéristique multi-pentes. Le couple de détente n'intervient donc plus dans la détermination des temps de commutation, dès la seconde impulsion de commande : seul  $t_{c_1}^A$  dépend de  $C_D$ .

L'équation (V.26) s'écrit alors :

$$\dot{V} + \frac{F}{J} V = \frac{1}{S \cdot J} \frac{4}{\pi} \left( C_H + \sum_{j=1}^{p-1} B_j \cdot (V_{j+1} - V_j) + B_p \cdot (V - V_p) \right) - \frac{C_R}{S \cdot J} \quad (V.62)$$

soit :

$$\dot{V} + \frac{F - \frac{4 \cdot B_p}{\pi \cdot S}}{J} V = \frac{4 \cdot C_H}{\pi \cdot S \cdot J} - \frac{1}{S \cdot J} \left( C_R - \frac{4}{\pi} \sum_{j=1}^{p-1} B_j \cdot (V_{j+1} - V_j) + \frac{4}{\pi} B_p \cdot V_p \right) \quad (V.63)$$

Nous posons :

$$F_p = F - \frac{4.B_p}{\pi.S} \quad (\text{V.64})$$

et :

$$C_{Rp} = C_R - \frac{4}{\pi} \sum_{j=1}^{p-1} B_j.(V_{j+1} - V_j) + \frac{4}{\pi} B_p.V_p \quad (\text{V.65})$$

(V.62) devient :

$$\dot{V} + \frac{F_p}{J} V = \frac{\frac{4.C_H}{\pi} - C_{Rp}}{S.J} \quad (\text{V.66})$$

relation valable pour  $V \in [V_p, V_{p+1}]$ .

Le calcul des temps de commutation se fait alors comme indiqué en V.5.2. Nous tenons compte de l'effet de force contre électromotrice en résolvant l'équation différentielle linéaire (V.66) pour un certain nombre d'intervalles définis par la caractéristique multi-pentes. Pour chacun d'entre eux, les coefficients de frottement prennent les valeurs obtenues par identification, corrigées par un terme qui dépend de l'intervalle d'étude [PINCHON - 92], [BRUNIAUX - 92/2].

### 5.7.2. Application au moteur étudié

La caractéristique données à la figure I.11 présente deux coudes et définit donc trois intervalles.

- Pour  $V < V_1 = 1700$  pas/s :

$$\begin{aligned} C_h &= C_H \\ F &= 2,5.10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1} \\ C_R &= 12,1.10^{-3} \text{ N.m} \end{aligned} \quad (\text{V.67})$$

- Pour  $V_1 < V < V_2 = 6000$  pas/s :

$$C_h = C_H + B_1.(V - V_1) \quad (\text{V.68})$$

avec  $B_1 = -0,105.10^{-3} \text{ N.m/pas.s}^{-1}$

D'où :

$$F_1 = F - \frac{4}{\pi \cdot S} B_1 \quad (\text{V.69})$$

$$C_{R1} = C_R + \frac{4}{\pi} B_1 \cdot V_1 \quad (\text{V.70})$$

soit :

$$F_1 = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1} \quad C_{R1} = -215,2 \cdot 10^{-3} \text{ N.m}$$

• Pour  $V > V_2$  :

$$C_h = C_H + B_1 \cdot (V_2 - V_1) + B_2 \cdot (V - V_2) \quad (\text{V.71})$$

avec  $B_2 = -0,165 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/pas.s}^{-1}$

D'où :

$$F_2 = F - \frac{4}{\pi \cdot S} B_2 \quad (\text{V.72})$$

$$C_{R2} = C_R - \frac{4}{\pi} B_1 \cdot (V_2 - V_1) + \frac{4}{\pi} B_2 \cdot V_2 \quad (\text{V.73})$$

soit :

$$F_2 = 9,2 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1} \quad C_{R2} = -673,5 \cdot 10^{-3} \text{ N.m}$$

### 5.7.3. Résultats obtenus

Les résultats sont rassemblés dans le tableau de la figure V.9 où nous notons les écarts relatifs  $\varepsilon_i(1,4)$  et  $\varepsilon_i(3,4)$  qui permettent de comparer les temps de commutation obtenus à partir des modèles 1,3 et 4 :

$$\varepsilon_i(1,4) = \frac{t_{C_i}^A(1) - t_{C_i}^A(4)}{t_{C_i}^A(1)} \quad (\text{V.74})$$

et :

$$\varepsilon_i(3,4) = \frac{t_{C_i}^A(3) - t_{C_i}^A(4)}{t_{C_i}^A(3)} \quad (\text{V.75})$$



---

Les premiers temps de commutation sont les mêmes que ceux obtenus avec le modèle 3 et alors  $\varepsilon_i(3,4)$  est nul. Puis, nous avons :

$$t_{c_i}^A(4) > t_{c_i}^A(3) \quad (V.76)$$

car la quantité  $\varepsilon_i(3,4)$  devient négative. Cela se concrétise par une pente d'accélération moins raide, ce qui évite le décrochage aux environs de 2000 pas/s.

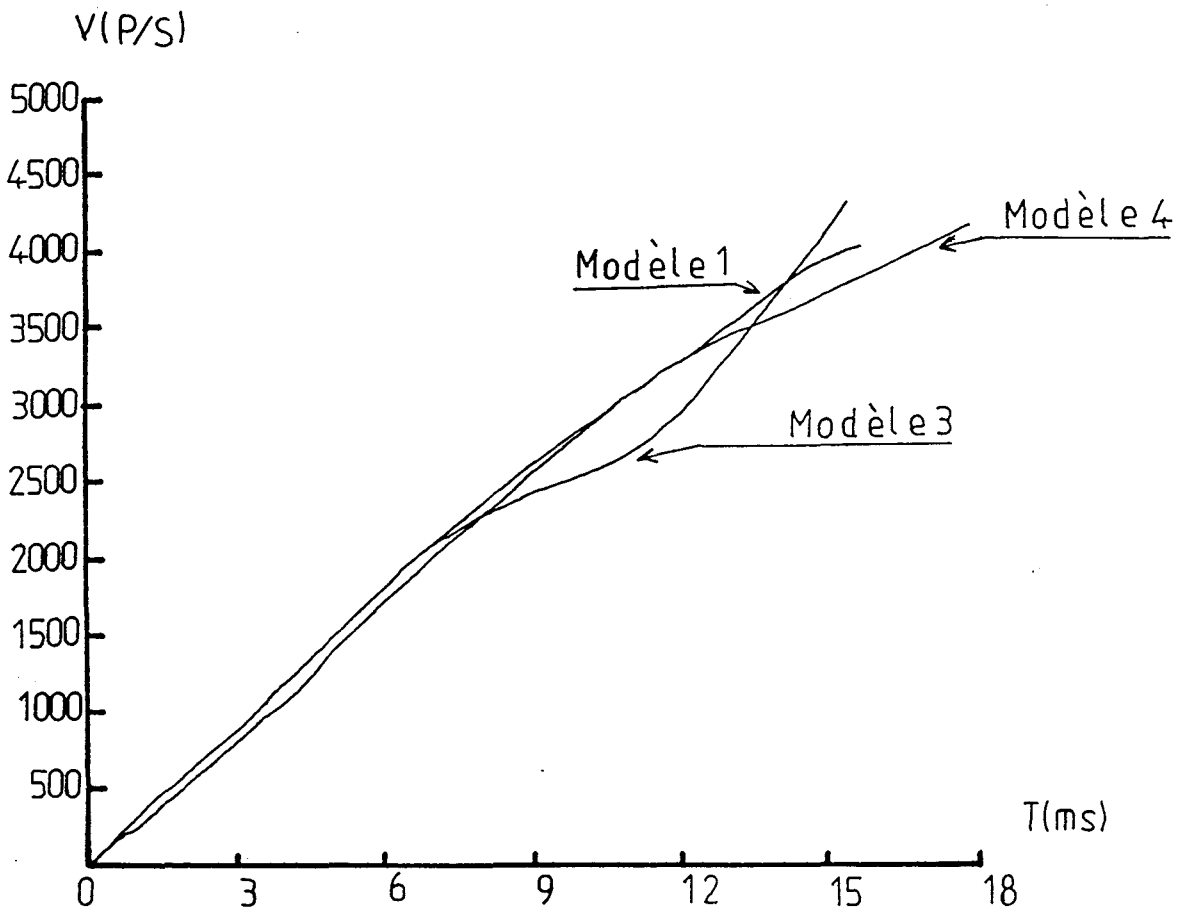
La grandeur  $\varepsilon_i(1,4)$ , positive pour les premières impulsions, décroît et change de signe. D'où une pente d'accélération plus raide au début, pour la commande étudiée avec le modèle 4; la rampe s'adoucit ensuite, ce qui entraîne une mise en vitesse jusqu'à 4000 pas/s sans perte de pas. L'ensemble de ces résultats est concrétisé par la figure V.10.

Le modèle 4 permet donc des performances comparables à celles que donne le modèle 1 –accélération jusqu'à une même vitesse, supérieure à 2000 pas/s, dans un temps légèrement plus long– mais sa mise en oeuvre est nettement plus simple et plus rapide. Les modèles 2 et 3 ne seront plus retenus, étant donnée la limite qu'ils imposent à la vitesse [PINCHON – 91].

Figure V.9 : Résultats obtenus à partir du modèle 4

i	$t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$V_i$ (pas/s)	$\sum_i t_{c_i}^A$ ( $10^{-6}$ s)	$\epsilon_i(1,4)$ (%)	$\epsilon_i(3,4)$ (%)
1	1739	572,0	1739	- 20,11	0
2	1291	975,5	3030	11,3	0
3	898	1250,5	3928	5,5	0
4	735	1471,8	4663	3,7	0
5	638	1661,6	5301	2,9	0
6	573	1829,9	5874	2,6	0
7	525	1979,1	6399	2,2	0
8	489	2114,3	6888	1,6	- 0,4
9	459	2238,4	7347	1,3	- 0,4
10	436	2353,3	7783	0,9	- 0,9
11	415	2460,5	8198	0,7	- 1,0
12	398	2561,1	8596	0,3	- 1,3
13	383	2656,0	8979	0	- 1,6
14	370	2745,9	9349	- 0,5	- 1,9
15	359	2831,3	9708	- 0,8	- 2,3
16	348	2912,8	10056	- 0,9	- 2,7
17	339	2990,6	10395	- 1,8	- 3,0
18	330	3065,2	10725	- 1,5	- 3,1
19	322	3136,8	11047	- 1,9	- 3,2
20	315	3205,6	11362	- 2,3	- 3,6
21	309	3272,0	11671	- 2,3	- 4,0
22	303	3336,0	11974	- 3,1	- 4,5
23	297	3397,8	12271	- 3,1	- 4,6
24	292	3457,6	12563	- 3,2	- 5,0
25	287	3515,5	12850	- 3,6	- 5,1
26	282	3571,7	13132	- 3,7	- 5,2
27	278	3626,2	13410	- 3,7	- 5,7
28	274	3679,1	13684	- 4,2	- 5,8
29	270	3730,6	13954	- 4,2	- 6,3
30	266	3780,6	14220	- 4,3	- 6,4
31	263	3829,3	14483	- 4,8	- 6,9
32	260	3876,8	14743	- 5,3	- 7,0
33	256	3923,1	14999	- 4,9	- 7,1
34	253	3968,2	15252	- 5,4	- 7,2
35	251	4012,3	15503	- 5,9	- 7,7

**Figure V.10 : Profils de mise en vitesse obtenus à partir des modèles 1, 3 et 4**



### ANNEXE 3

#### 5.9.5. Calcul des temps de commutation à partir du modèle 4

La caractéristique multi-pentes donnant le couple hybride  $C'_h$  en phase de décélération est symétrique par rapport à l'axe des vitesses de celle donnée à la figure 1.11. Nous pouvons donc écrire :

$$C'_h = -C_H - \sum_{j=1}^{p-1} B_j (V_{j+1} - V_j) - B_p (V - V_p) \quad (\text{V.117})$$

Par rapport à l'expression de  $C_h$  donnée en 5.7.1., les valeurs de  $C_H$  et  $B_j$  ont été remplacées par leurs opposées,  $V_j$  gardant la même valeur. Cela nous donne, à partir des relations (V.64) et (V.65) :

$$F'_p = F + \frac{4 \cdot B_p}{\pi \cdot S} \quad (\text{V.118})$$

$$C'_{Rp} = C_R + \frac{4}{\pi} \sum_{j=1}^{p-1} B_j (V_{j+1} - V_j) - \frac{4}{\pi} B_p \cdot V_p \quad (\text{V.119})$$

et (V.62) devient :

$$\dot{V} + \frac{F'_p}{J} V = \frac{-4 \frac{C_H}{\pi} - C'_{Rp}}{S \cdot J} \quad (\text{V.120})$$

relation valable pour  $V \in [V_p ; V_{p+1}]$ .

Dans le cas du moteur étudié, nous obtenons :

- pour  $V < V_1 = 1700$  pas/s

$$\begin{aligned} C'_h &= -C_H \\ F &= 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1} \\ C_R &= 12,1 \cdot 10^{-3} \text{ N.m} \end{aligned} \quad (\text{V.121})$$

- pour  $V_1 < V < V_2 = 6000$  pas/s

$$C'_h = -C_H - B_1 (V - V_1) \quad (\text{V.122})$$

avec :  $B_1 = -0,105 \cdot 10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1}$

D'où :

$$F'_1 = F + \frac{4.B_1}{\pi.S} \quad (V.123)$$

$$C'_{R1} = C_R - \frac{4}{\pi} B_1.V_1 \quad (V.124)$$

soit :

$$F'_1 = -1,8.10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1}$$

$$C'_{R1} = 239,4.10^{-3} \text{ N.m}$$

• pour  $V_2 < V$

$$C'_h = -C_H - B_1(V_2 - V_1) - B_2(V - V_2) \quad (V.125)$$

avec :  $B_2 = -0,165.10^{-3} \text{ N.m/pas.s}^{-1}$

D'où :

$$F'_2 = F + \frac{4.B_2}{\pi.S} \quad (V.126)$$

$$C'_{R2} = C_R + \frac{4}{\pi} B_1 (V_2 - V_1) - \frac{4}{\pi} B_2.V_2 \quad (V.127)$$

soit :

$$F'_2 = -4,2.10^{-3} \text{ N.m/rad.s}^{-1}$$

$$C'_{R2} = 697,7.10^{-3} \text{ N.m}$$

Les résultats obtenus sont rassemblés dans le tableau de la figure V.12. Il apparaît que la pente de décélération est plus raide que celle d'accélération.

L'obtention des temps de commutation va nous permettre de mettre en oeuvre un positionnement sur un nombre de pas fixé à l'avance, et d'étudier l'influence de paramètres de la charge sur le profil de mise en vitesse obtenu.

**Figure V.12 : Résultats obtenus avec le modèle 4**

i	$t_{c_i}^D$ ( $10^{-6}$ s)	$\sum_i t_{c_i}^D$ ( $10^{-6}$ s)	$V_i$ (pas/s)
1	1705	1705	589,9
2	1241	2946	1023,0
3	852	3798	1326,2
4	689	4487	1575,3
5	594	5081	1792,6
6	529	5610	1985,0
7	483	6093	2159,3
8	447	6540	2319,5
9	418	6958	2468,5
10	394	7352	2608,3
11	374	7726	2740,3
12	357	8083	2865,6
13	342	8425	2985,1
14	329	8754	3099,5
15	317	9071	3209,3
16	307	9378	3315,1
17	297	9675	3417,1
18	288	9963	3515,9
19	281	10244	3611,6
20	274	10518	3704,4
21	267	10785	3794,7
22	261	11046	3882,5
23	255	11301	3968,1
24	249	11550	4051,7

**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

---

Pour les congrès qui se déroulent périodiquement, nous utilisons les abréviations suivantes :

I.M.C.S.D. : Incremental Motion Control Systems and Devices (congrès annuel qui se tient à Champaign (U.S.A.)).

J.E.M.P.P. : Journées d'étude sur les moteurs pas à pas (qui se tiennent tous les deux ans alternativement à Nancy et à Lausanne).

- [ABIGNOLI - 77] M. ABIGNOLI, J.-P. LOUIS, SENG-THAUNG  
Modélisation et commande d'un moteur pas à pas à aimant permanent  
Automatisme, Août - Septembre 1977
- [ABIGNOLI - 79] M. ABIGNOLI  
Méthodes et systèmes de mesure sur les moteurs pas à pas  
1ères J.E.M.P.P., Nancy 1979
- [ABIGNOLI - 83] M. ABIGNOLI, M. DUFAUT, C. GOELDEL, R. HUSSON  
Actionneurs incrémentaux utilisés en robotique  
Le point en Robotique, 1983
- [ABIGNOLI - 86] M. ABIGNOLI, J. CREUZET, C. GOELDEL, G. TIEN  
Modélisation du moteur pas à pas à partir de ses caractéristiques commerciales pour simuler son fonctionnement  
4èmes J.E.M.P.P., Lausanne 1990
- [AFILAL - 90] L. AFILAL, C. GOELDEL, A. HAMZAOUI  
Observation précise de la position et de la vitesse d'un moteur pas à pas  
6èmes J.E.M.P.P., Lausanne 1990
- [ANTOGNINI - 85] L. ANTOGNINI  
Dynamic torque optimisation of a step-motor by back-EMF sensing  
I.M.C.S.D. proceedings 1985
- [ATHANI - 78] V.V. ATHANI  
High performance translator for a high-torque PM stepping motor  
I.E.E.E. 1978



- [ATHANI - 80] V.V. ATHANI  
Universal step-motor controller indexer  
Microprocessors and microsystems, Septembre 1980
- [BELKOURA - 89] L. BELKOURA  
Robustesse de la commande d'un moteur pas à pas en  
boucle ouverte  
Rapport de D.E.A., Lille, juin 1989
- [BRIENNE - 89] J.-P. BRIENNE, D. PINCHON, P. BRUNIAUX  
Study of a positioning of a mechanical system driven by a  
stepping motor. Control law in open loop, with constant  
switching angle  
I.A.S.T.E.D. International Symposium "Simulation and  
Modelling", Lugano 1989
- [BRIENNE - 89/2] J.-P. BRIENNE, D. PINCHON  
Commande en boucle ouverte d'un moteur pas à pas.  
Amélioration d'un positionnement par adaptation des temps  
d'ajustement.  
A.M.S.E. Conference "Signals and Systems", Brighton  
1989
- [BRIENNE - 90] J.-P. BRIENNE, D. PINCHON  
Determination of a filtering method. Application to a system  
driven by a step-motor.  
I.M.A.C.S.- I.F.A.C. International Symposium on  
"Mathematical and Intelligent Models in Systems  
Simulation" Bruxelles 1990
- [BRIENNE - 90/2] J.-P. BRIENNE.  
Contribution à la détermination de méthodes d'estimation et  
d'identification des systèmes non linéaires.  
Thèse présentée à l'Université de Lille, novembre 1990
- [BRIENNE - 91] J.-P. BRIENNE, L. POVY, D. PINCHON.  
Méthode de filtrage et d'identification pour la détermination  
des paramètres d'un processus non linéaire.  
Conférence Européenne d'Automatisme, Grenoble, juillet  
91.
- [BRIENNE - 91/2] J.-P. BRIENNE, L. POVY, D. PINCHON.  
Determination of a filtering method for non linear systems.  
International Conference on Systems Engineering,  
Coventry, septembre 1991.

- [BROWN - 86] R.H. BROWN  
Near time optimal control of step-motors  
I.M.C.S.D. proceedings 1986
- [BROWN - 86/2] R.H. BROWN  
Determinig the cross-over point in step-motor point to point moves  
I.M.C.S.D. proceedings 1986
- [BRUDNY - 79] J.-F. BRUDNY, D. PINCHON  
Sur une méthode de résolution d'une équation non linéaire.  
Application à l'étude de la mise en vitesse des moteurs pas à pas  
International Symposium MECO'79, Grenoble 1979
- [BRUDNY - 84] J.-F. BRUDNY, D. PINCHON  
Présentation d'une procédure pour l'étude d'un moteur pas à pas sur micro-ordinateur  
I.A.S.T.E.D. International Symposium "Computer Aided Design", Nice 1984
- [BRUDNY - 85] J.-F. BRUDNY, D. PINCHON  
Etude d'un positionnement pour moteur pas à pas.  
Détermination des temps d'ajustement à l'aide d'un calculateur numérique  
I.A.S.T.E.D. International Symposium "Modelling, Identification and Control", Grindelwald 1985
- [BRUNIAUX - 83] P. BRUNIAUX  
Commande de moteurs pas à pas par micro-ordinateur  
Rapport de D.E.A., Lille 1983
- [BRUNIAUX - 88] P. BRUNIAUX  
Contribution à la modélisation non linéaire, à l'identification et à la commande en boucle ouverte des moteurs pas à pas hybrides  
Thèse de Docteur de troisième cycle. Université des Sciences et Techniques de Lille Flandres-Artois, 1988
- [BRUNIAUX - 90] P. BRUNIAUX, P. EVRARD, D. PINCHON, D. MAUGER  
Banc d'essai pour moteur pas à pas entraînant une charge variable lors d'un positionnement  
6èmes J.E.M.P.P., Lausanne 1990

- [BRUNIAUX - 91] P. BRUNIAUX, D. PINCHON.  
Etude d'un mouvement incrémental réalisé par un moteur pas à pas. Influence du modèle mathématique choisi.  
AMSE Conference "Signals, Data, Systems, with emphasis on Electrical and Electronics Engineering"; Djerba, novembre 1991.
- [BRUNIAUX - 92] P. BRUNIAUX, D. PINCHON.  
Commande optimale d'un moteur pas à pas. Sûreté de fonctionnement.  
Conférence internationale sur l'électronique et l'automatisme, Tizi - Ouzou, mai 1992
- [BRUNIAUX - 92/2] P. BRUNIAUX, D. PINCHON.  
Utilisation de la caractéristique dynamique pour améliorer la commande d'un moteur pas à pas en boucle ouverte.  
7èmes J.E.M.P.P., Nancy, juillet 1992
- [BRUNIAUX - 92/3] P. BRUNIAUX, V. KONCAR, D. PINCHON.  
Optimal control of stepper motor with definition of safety factor.  
IFAC -IMACS -IEEE- IUTAM Workshop on Motion Control for Intelligent Automation, Perugia, Octobre 1992
- [CARBON - 79] C.M. CARBON  
Applications des moteurs pas à pas à la robotique  
1ères J.E.M.P.P., Nancy 1979
- [COOK - 83] G. COOK, G. BEALE  
Application of least-squares parameter identification with fixed-length data window to the steel bending process  
I.E.E.E. Transactions on Industrial Electronics, vol. I.E.-30, N°4, Novembre 1983
- [CREUZET - 88] T. CREUZET  
Etude et modélisation dynamique d'un moteur pas à pas à codeur de position intégré  
Thèse de Doctorat I.N.P.L., Nancy, juin 1988
- [DUFAUT - 82] M. DUFAUT, C. GOELDEL, R. HUSSON, D. PINCHON  
Génération de courbes d'accélération adaptatives pour la commande d'un manipulateur équipé de moteurs pas à pas  
2èmes J.E.M.P.P., Lausanne 1982

- 
- [EL-SAMAHI - 83] A.M. EL-SAMAHI, P.J. FLEMING, R.J.A. PAUL  
Moveable target velocity control of a linear stepping motor  
I.M.C.S.D. proceedings 1983
- [GOELDEL - 79] C. GOELDEL, J.-P. LOUIS, H. MIYAMOTO  
Commande optimale des moteurs pas à pas  
1ères J.E.M.P.P., Nancy 1979
- [GOELDEL - 82] C. GOELDEL, M.A. HALLER, H. CUNHA, D. PINCHON  
Simulation numérique complète de l'ensemble moteur pas  
à pas - hacheur à transistors - commande  
I.A.S.T.E.D. International Symposium "Informatics and  
Control for Development", Tunis, Septembre 1982
- [GOELDEL - 84] C. GOELDEL  
Contribution à la modélisation, à l'alimentation et à la  
commande de moteurs pas à pas  
Thèse de Docteur ès Sciences, Nancy, Mars 1984
- [GOELDEL - 88] C. GOELDEL, L. AFILAL, M. DELOIZY  
Algorithmes de commande de moteurs pas à pas en temps  
réel par microprocesseur  
5èmes J.E.M.P.P., Nancy, Juin 1988
- [GRANDIDIER - 82] J.-Y. GRANDIDIER  
Conception et commande de robots manipulateurs équipés  
de moteurs pas à pas. Application à des tâches agricoles.  
Thèse de Docteur-Ingénieur, Bordeaux, Novembre 1982
- [GRAUPE - 80] D. GRAUPE, V.K. JAIN, J. SALAM  
A comparative analysis of various least-squares  
identification algorithms  
Automatica, vol. 16, pp 663-681, 1980
- [GROSSETETE - 70] M. GROSSETETE  
Les moteurs pas à pas à réluctance variable. Etude de  
caractéristiques dynamiques.  
Automatisme, tome XV, N°7-8, Juillet-Août 1970
- [HAIR - 87] D. HAIR  
A systematic approach to step motor control algorithm  
design.  
IMCSD proceedings 1987
-

- [HALLER - 81] M.A. HALLER  
Contribution à la modélisation et à l'identification d'un  
moteur pas à pas hybride et de son alimentation  
Thèse de Docteur-Ingénieur, Nancy, Novembre 1981
- [HAMZAOUI - 90] A. HAMZAOUI, C. GOELDEL, L. AFILAL  
Modèle dynamique d'un moteur pas à pas. Application à sa  
commande en boucle fermée.  
6èmes J.E.M.P.P., Lausanne, Juillet 1990
- [HUSSON - 81] R. HUSSON  
Utilisation du plan de phase pour décrire le comportement  
d'un moteur pas à pas à aimant permanent.  
Cycle de Perfectionnement des Moteurs Pas à Pas, Nancy,  
Novembre 1981
- [JACQUIN - 74] J. JACQUIN  
Les moteurs pas à pas  
Editions Dunod, Paris, 1974
- [JUFER - 79] M. JUFER  
Transducteurs électromécaniques  
Editions Georgi, Lausanne, 1979
- [KANT - 89] M. KANT  
Les actionneurs électriques pas à pas  
Editions Hermès, Paris, 1989
- [KASSETTY - 85] K. KASSETTI  
Math modelling and computer simulation of stepper motor  
and carriage system  
I.M.C.S.D. proceedings, 1985
- [KILLE - 80] E.J. KILLE, S.M. KLEIN  
A microcomputer controlled optimum sequenced stepper  
motor using phase-plans techniques  
I.M.C.S.D. proceedings, 1980
- [KORDIK - 80] K.S. KORDIK  
Reducing overshoot and oscillation in variable reluctance  
step-motors  
I.M.C.S.D. proceedings, 1980
- [KUO - 76] B.C. KUO  
Calculation of torque-speed performance characteristics of  
closed-loop control of permanent-magnet step-motors  
I.M.C.S.D. proceedings, 1976

- 
- [KUO - 83] B.C. KUO, K. RAJ, D. MOSKOWITZ  
Analytical study of effects of viscous-inertia dampers on the performance of step-motors  
I.M.C.S.D. proceedings, 1983
- [KUO - 85] B.C. KUO, R.H. BROWN  
The step-motor time-optimal control problem  
I.M.C.S.D. proceedings, 1985
- [LAFRENIERE - 78] B.C. LAFRENIERE  
Interaction microprocessor controlled step motor acceleration optimization  
I.M.C.S.D. proceedings, 1978
- [LAWRENSEN - 77] P.J. LAWRENSEN, A. HUGHES, P.P. ACARNLEY  
Improvement and prediction of open loop starting/stopping rates of stepping motors  
Proceeding I.E.E., vol; 124, N° 2, Février 1977
- [LAZZARI - 76] M. LAZZARI, M. TOSONI, A. VAGATI  
Improvement of P.M. stepping motor performances by the modification of system parameters with active impedance  
I.M.C.S.D. proceedings, 1976
- [LEENHOUTS - 78] A.C. LEENHOUTS, G. SINGH  
The performance of step-motors during acceleration of inertial loads  
I.M.C.S.D. proceedings, 1978
- [LEENHOUTS - 79] A.C. LEENHOUTS, C.S. WILSON  
Torque control of P.M. step-motors in high performance open-loop application  
I.M.C.S.D. proceedings, 1979
- [LEENHOUTS - 81] A.C. LEENHOUTS  
Hardware solutions to stability problems in P.M. stepping motors  
I.M.C.S.D. proceedings, 1981
- [LEENHOUTS - 83] A.C. LEENHOUTS  
System sensitivity to load variations in step-motor systems  
I.M.C.S.D. proceedings, 1983
- [LOUIS - 79] J.-P. LOUIS, C. GOELDEL, M.A. HALLER  
Modélisation et identification des moteurs pas à pas  
1ères J.E.M.P.P., Nancy, Juin 1979
-

- 
- [LYNN - 71] P.A. LYNN  
Recursive digital filters for biological signals  
Med. and Biol. Engng, vol. 9, pp 37-43, 1971
- [LYNN - 78] P.A. LYNN  
Economic linear phase recursive digital filters  
Electronic Letters 6, 5, pp 143-145, 1978
- [MIYAMOTO - 79] H. MIYAMOTO, C. GOELDEL  
Optimal control of a variable reluctance step-motor by  
microprocessor  
I.M.C.S.D. proceedings, 1979
- [MIYAMOTO - 79/2] H. MIYAMOTO  
Modélisation et commande optimale d'un moteur pas à pas  
par microprocesseur  
Thèse de Docteur-Ingénieur, Nancy, Mai 1979
- [NAJIM - 88] M. NAJIM  
Modélisation et identification en traitement de signal  
Masson, 1988
- [PICKUP - 79] I.E.D. PICKUP, A.P. RUSSEL  
Non linear model for predicting settling time and pull in rate  
in hybrid stepping motors  
Proceeding I.E.E., vol. 126, N° 4, Avril 1979
- [PINCHON - 80] D. PINCHON  
Sur l'optimisation d'un système de positionnement à moteur  
pas à pas  
Thèse de troisième cycle, Lille, Juin 1980
- [PINCHON - 80/2] D. PINCHON, G. MANESSE  
Sur l'étude de la sensibilité du moteur pas à pas au moyen  
d'un modèle à deux paramètres  
International Symposium "Simulation '80", Interlaken, Juin  
1980
- [PINCHON - 81] D. PINCHON, C. GOELDEL  
Optimal acceleration of a stepping motor controlled by a  
microprocessor  
International Symposium on Electrical Machines for Special  
Purposes, Bologne, Septembre 1981

- [PINCHON - 82] D. PINCHON  
Sur le temps de réponse d'un système de positionnement avec moteur pas à pas  
R.G.E., pp 51-54, Janvier 1982
- [PINCHON - 82/2] D. PINCHON, C. GOELDEL  
Comparaison de plusieurs modes de commande d'un moteur pas à pas en accélération et en décélération  
International Symposium "Modelling, Identification and Control", Davos, Mars 1982
- [PINCHON - 84] D. PINCHON, C. GOELDEL, P. BRUNIAUX  
Etude d'un système de positionnement à moteur pas à pas. Commandes en boucle ouverte adaptées à la charge  
3èmes J.E.M.P.P., Nancy, Juin 1984
- [PINCHON - 84/2] D. PINCHON, J.-F. BRUDNY  
Numerical simulation applied to the control of stepping motors  
International Symposium "DIGITECH '84", Patras, Juillet 1984
- [PINCHON - 85] D. PINCHON, G. MERAD  
Etude d'un positionnement par moteur pas à pas. Influence des temps d'ajustement sur les performances du système.  
International Conference A.M.S.E. "Modelling and Simulation", Monastir, Septembre 1985
- [PINCHON - 86] D. PINCHON, P. BRUNIAUX  
Amélioration d'un profil de mise en vitesse lors du positionnement d'un système entraîné par un moteur pas à pas  
I.M.A.C.S. International Symposium "Modelling and Simulation for Control of Lumped and Distributed parameter Systems", Lille, Juin 1986
- [PINCHON - 87] D. PINCHON  
Méthode simple d'identification des paramètres d'un système entraîné par un moteur pas à pas  
International Conference A.M.S.E. "Modelling and Simulation", Le Caire, Mars 1987



- [PINCHON - 87/2] D. PINCHON, J.-P. BRIENNE, L. POVY  
Identification des paramètres d'un système entraîné par un  
moteur pas à pas  
I.A.S.T.E.D. International Conference "Identification,  
Modelling and Simulation", Paris, Juin 1987
- [PINCHON - 88] D. PINCHON, J.-P. BRIENNE  
Identification des paramètres d'un système entraîné par un  
moteur pas à pas. Application à sa commande.  
I.A.S.T.E.D. International Conference "Modelling,  
Identification and Control", Grindelwald, Février 1988
- [PINCHON - 88/2] D. PINCHON, P. BRUNIAUX  
Influence du choix du modèle d'étude sur le comportement  
d'un système mécanique entraîné par un moteur pas à pas  
I.A.S.T.E.D. International Conference "Modelling,  
Identification and Control", Grindelwald, Février 1988
- [PINCHON - 88/3] D. PINCHON, P. BRUNIAUX, J.-P. BRIENNE, L. POVY  
Commande d'un moteur pas à pas en boucle ouverte.  
Influence du modèle d'étude.  
5èmes J.E.M.P.P., Nancy, Juin 1988
- [PINCHON - 88/4] D. PINCHON, L. POVY, J.-P. BRIENNE  
A simple method of identification and control of a system  
driven by a step-motor  
International Conference on Systems Engineering,  
Coventry, Septembre 1988
- [PINCHON - 90] D. PINCHON  
Open loop control of a step-motor. Easy method of  
positioning implementation  
I.E.E.E. International Workshop on "Intelligent Motion  
Control", Istanbul, Août 1990
- [PINCHON - 90/2] D. PINCHON, L. BELKOURA  
Open loop control reliability of a step motor.  
International Symposium on Automotive Technology and  
Automation, Vienne, décembre 1990
- [PINCHON - 90/3] D. PINCHON, D. MAUGER  
Optimisation de la commande de moteurs pas à pas.  
Brevet déposé le 28 juin 1990 sous le n° 90.08170

- 
- [PINCHON - 91] D. PINCHON, C.QUINTARD  
Easy method of positioning implementation for a step motor.  
IMACS - IFAC Symposium on Modelling and Control of Technical Systems, Lille, mai 1991
- [PINCHON - 92] D. PINCHON  
Open loop control of a step motor, improvement of performances using dynamic characteristics  
IFAC Symposium on Intelligent Components and Instruments for Control Applications, Malaga, mai 1992
- [POVY - 75] L. POVY  
Identification des processus  
Editions Dunod, Paris, 1975
- [POVY - 88] L. POVY, D. PINCHON, P. BRUNIAUX  
Identification of an electromechanical system by non linear methods. Application to stepping motors.  
I.M.A.C.S. World Congress on Scientific Computation, Paris, Juillet 1988
- [RAJAGOPALAN - 79] C. RAJAGOPALAN  
Segmentation des suites temporelles. Application à l'extraction heuristique des paramètres fondamentaux du cardiorespirogramme en pathologie néonatale.  
Thèse de Docteur-Ingénieur, Lille, 1979
- [RICHALET - 87] J. RICHALET  
Modélisation et identification des processus  
Automatique, R7 140-3 à R7 140-17
- [SAVITZKY - 64] A. SAVITZKY, M. GOLAY  
Analytical chemistry. vol. 36 N° 8, Juillet 1964
- [SENG - 76] I. SENG  
Modélisation et identification d'un moteur pas à pas en vue d'une commande optimale  
Thèse de Docteur-Ingénieur, Nancy, Juin 1976
- [SINGH - 74] G. SINGH, W. PAGE  
Application of computer control to open loop acceleration of step-motors  
I.M.C.S.D. proceedings, 1974
-

- [SINGH - 75] G. SINGH, B.C. KUO, R. MARION  
Dynamic modelling of permanent-magnet step-motors  
I.M.C.S.D. proceedings, 1974
- [SINGH - 77] G. SINGH, A.C. LEENHOUTS  
Torque-to-inertia ratio and its implications in high  
performance step-motor systems  
I.M.C.S.D. proceedings, 1977
- [SOCITEC - 1] Documentation technique  
Systèmes et composants d'asservissement  
Société SOCITEC, Sartrouville
- [SOCITEC - 2] Documentation technique  
Manuel d'utilisation de la carte d'utilisation de la carte CD  
20  
Société SOCITEC, Sartrouville
- [SÖDERSTRÖM - 74] T. SÖDERSTRÖM  
Propriétés de convergence de la méthode d'identification  
généralisée des moindres carrés  
Automatica, vol. 10, pp 617-626, 1974
- [STAMI] Documentation technique  
Coupleurs et freins électromagnétiques à poudre  
Société STAMI, Lille
- [TAFT - 77] C.K. TAFT, R. OEDEL, M. AUBE  
Stepping motor behavior  
I.M.C.S.D. proceedings, 1977
- [TAFT - 80] C.K. TAFT, R. GAUTHIER, T. HARNED  
A unique measurement system for monitoring a stepping  
motor response in the phase-plane  
I.M.C.S.D. proceedings, 1980
- [TAFT - 81] C.K. TAFT, P.J. DIETZ, T. HARNED  
Development of no overshoot open-loop step-motor control  
strategies using the velocity-error plane  
I.M.C.S.D. proceedings, 1981
- [TAL - 76] J. TAL  
Step-motor control for a maximum torque  
I.E.E.E. Transaction on Automatic Control, Avril 1976

- 
- [TAYLOR - 85] D. G. TAYLOR, B.C. KUO  
Optimization of average torque in hybrid permanent-magnet step-motors using closed loop control  
I.M.C.S.D. proceedings, 1985
- [VASSEUR - 84] C. VASSEUR  
Estimation-filtrage  
Centre d'automatique. Université des Sciences et Techniques de Lille I, 1984
- [VEIGNAT - 84] N. VEIGNAT  
Déplacement rapide de la charge d'un moteur pas à pas en tenant compte du manque de raideur de l'élément de transmission : commande d'un chariot d'imprimante  
3èmes J.E.M.P.P., Nancy, Juin 1984
- [WARD - 86] E.D. WARD, J.W. RAIDER  
An approach to step-motor understanding  
I.M.C.S.D. proceedings, 1986
- [WHITE - 81] G. WHITE  
Open-loop step-motor controls for print-wheel drivers  
I.M.C.S.D. proceedings, 1981
- [YUE SHOU CHANG - 84] YUE SHOU CHANG  
Identification et simulation des moteurs pas à pas hybrides en vue d'une commande optimale  
Thèse de troisième cycle, Lille, 1984
- [ZWINGELSTEIN - 84] G. ZWINGELSTEIN  
Panorama des méthodes d'identification de processus  
Le Nouvel Automatismes, Octobre 1984



## RESUME

Le travail présenté décrit la mise en oeuvre du positionnement optimal d'une charge mécanique entraînée par un moteur pas à pas commandé en boucle ouverte.

Plusieurs modèles de l'actionneur utilisé sont proposés. Le premier, s'il tient compte des différents phénomènes mis en jeu dans le fonctionnement de l'ensemble alimentation-moteur-charge, ne peut conduire à une mise en oeuvre facile du positionnement souhaité. Deux autres modèles, nettement simplifiés, sont alors exposés, mais les hypothèses faites conduisent à ne décrire le fonctionnement du système que dans un domaine de vitesse restreint. Pour remédier à cet inconvénient, il est fait appel à une représentation schématisée de la caractéristique dynamique du moteur.

La seconde partie de l'étude consiste en l'identification des paramètres de l'ensemble étudié. Une méthode particulière est présentée à partir des modèles simplifiés. Différentes procédures sont envisagées et conduisent à une stratégie optimale d'identification. L'emploi d'un filtre numérique s'avère nécessaire pour obtenir les valeurs des paramètres à partir d'essais expérimentaux.

La commande du moteur pas à pas en boucle ouverte est ensuite élaborée. Une loi optimale est alors proposée ; elle vise à rendre maximal le couple moteur moyen entre deux impulsions de commande. Elle permet de déterminer les temps séparant deux commutations successives lors des phases d'accélération, de palier à vitesse constante et de décélération. A l'aide de temps d'ajustement entre ces différents régimes, il est possible de réduire, voire de supprimer les oscillations qui se présentent sur les profils de mise en vitesse correspondant à un positionnement souhaité.

Le modèle simplifié qui a été retenu dans cette étude permet de retrouver les résultats obtenus avec un modèle plus complexe, et rend réalisable une implantation facile, sur une carte de commande, de la détermination des séquences optimales de positionnement.

### Mots clés :

Actionneur. Moteur pas à pas. Modélisation. Identification.

Commande. Boucle ouverte. Couple moteur moyen. Caractéristique dynamique