

N° d'ordre : 1513

**CONFIDENTIEL**

\*50376  
1995  
423

(5 ans)

# THESE

présentée à

**L'UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE**

pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ**

en Productique : automatique et informatique industrielle

par

**Nathalie COUDERT**

Ingénieur IDN (Ecole Centrale de Lille)



## **CONTRIBUTION À LA COMMANDE D'UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE : APPROCHE MÉCATRONIQUE.**

Soutenue le 19 avril 1995 devant le jury d'examen

M.	P. BORNE	Président
MM.	M. LEBRUN	Rapporteur
	D. MEIZEL	Rapporteur
Mme	G. DAUPHIN-TANGUY	Examineur
MM.	F. MAASEIDVAAG	Examineur
	A. RAULT	Examineur
	M. STAROSWIECKI	Examineur

Thèse dirigée par Mme G. DAUPHIN-TANGUY, Professeur à l'Ecole Centrale de Lille

SCD LILLE 1



D 030 260010 9



*à ma mère,  
à mon père*



## REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué dans le cadre d'une convention CIFRE, signée entre la société PSA Peugeot-Citroën et le Laboratoire d'Automatique et d'Informatique Industrielle de Lille, sous la direction du Professeur Geneviève DAUPHIN TANGUY.

Qu'il me soit ici permis de lui exprimer toute ma gratitude pour m'avoir guidée et conseillée tout au long de ce travail de recherche.

Je remercie chaleureusement Monsieur le Professeur Pierre BORNE, Directeur Scientifique de l'Ecole Centrale de Lille pour m'avoir fait l'honneur d'être président du jury de thèse.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à Monsieur Michel LEBRUN, Maître de Conférence à l'Université de Lyon, et à Monsieur Dominique MEIZEL, Professeur à l'UTC, d'avoir accepté de juger ce travail et d'être rapporteurs de cette thèse.

Malgré ses lourdes charges, Monsieur Marcel STAROSWIECKI, Professeur à l'EUDIL, a accepté de participer au jury de thèse, je l'en remercie vivement.

Je suis très sensible à l'honneur que me fait Dr-Ing. Frode MAASEIDVAAG, Directeur de Ford of Europe Incorporated, de bien vouloir participer au jury de thèse.

J'exprime ma très vive gratitude à Monsieur André RAULT, Directeur adjoint à la DRAS, pour m'avoir donné l'opportunité de réaliser ce travail de recherche à PSA, et pour avoir accepté de participer au jury de thèse.

Enfin, c'est avec un très grand plaisir que je remercie tous ceux qui m'ont soutenue au cours de ce long travail effectué à PSA Peugeot Citroën. En particulier, je témoigne ma plus grande reconnaissance à toutes les personnes du service DETA/MEC/TLG pour leur accueil et leur gentillesse.



# **TABLE DES MATIÈRES**





# TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION GÉNÉRALE .....	15
CHAPITRE 1 : Présentation d'une boîte de vitesse automatique .....	19
CHAPITRE 2 : Les études réalisées pour une boîte de vitesse automatique .....	39
CHAPITRE 3 : Apport de l'automatique : commande du système en boucle fermée .....	89
CHAPITRE 4 : Application réelle : test de la commande par découplage sur une bva .....	147
CONCLUSION GÉNÉRALE .....	159
BIBLIOGRAPHIE .....	163
ANNEXES .....	169

# CHAPITRE 1 :

## PRÉSENTATION D'UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE

### TABLE DES MATIÈRES

<i>1.1 À quoi sert une boîte de vitesses ?</i> .....	23
1.1.1 Généralités .....	23
1.1.2 Fonctions de l'organe .....	23
1.1.3 Les différents types de boîtes de vitesses .....	24
<i>1.2 Avantages des boîtes de vitesses automatiques</i> .....	25
1.2.1 Historique des bva .....	25
1.2.2 Comparaison bva/bvm .....	25
1.2.3 Remarque sur la gestion d'une bva .....	25
<i>1.3 Description du fonctionnement</i> .....	26
1.3.1 Le convertisseur de couple .....	26
1.3.2 La mécanique .....	27
1.3.3 Les éléments utilisés pour le passage des rapports .....	28
1.3.4 Le pilotage de la bva .....	28
1.3.4.1 Principe de pilotage .....	28
1.3.4.2 "When-to-shift" : les lois de passage .....	29
1.3.4.3 "How-to-shift" : l'exécution du passage .....	29
<i>1.4 Mise en oeuvre du pilotage</i> .....	30
1.4.1 Les boîtes hydrauliques .....	30
1.4.2 Les boîtes "électroniques" .....	31
<i>1.5 État de l'art dans la commande moderne des boîtes de vitesses automatiques</i> .....	32
1.5.1 Introduction .....	32
1.5.2 Toyota .....	32
1.5.3 Chrysler .....	36
1.5.4 ZF - BMW .....	37
<i>Conclusion</i> .....	37

## CHAPITRE 2 : LES ÉTUDES RÉALISÉES POUR UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE

### TABLE DES MATIÈRES

<i>Introduction</i> .....	43
<i>2.1 La bva dans son environnement : le modèle "complet"</i> .....	44
2.1.1 Le modèle général : le bond-graph à mots .....	44
2.1.2 Les différents modèles utilisés .....	44
2.1.2.1 Le moteur .....	44
2.1.2.2 Le convertisseur hydraulique .....	45
2.1.2.3 La boîte de vitesses automatique .....	46
2.1.2.4 Le reste du véhicule .....	54
2.1.3 Les simulations .....	56
2.1.3.1 Essais sur banc moteur, simulation correspondante .....	56
2.1.3.2 Essais véhicule sur route, simulation correspondante .....	57
<i>2.2 L'étude d'un passage : le modèle "simplifié" équivalent</i> .....	61
2.2.1 Généralités sur les passages .....	61
2.2.2 Le modèle simplifié équivalent .....	61
2.2.2.1 Le modèle simplifié pour l'étude des passages 2/3 et 3/2 .....	61
2.2.2.2 Le modèle simplifié équivalent pour les passages 2/3 et 3/2 .....	66
2.2.2.3 Le modèle équivalent de l'environnement de la bva .....	72
<i>2.3 Les études en boucle ouverte</i> .....	73
2.3.1 Introduction .....	73
2.3.2 Le modèle utilisé .....	74
2.3.3 Passage montant .....	75
2.3.3.1 La phase de couplage .....	75
2.3.3.2 La phase inertielle .....	77
2.3.3.3 Les simulations .....	79
2.3.4 Passage descendant .....	82
2.3.4.1 Description avec les équations .....	82
2.3.4.2 Les simulations .....	84
<i>Conclusion</i> .....	87

**CHAPITRE 3 :**  
**APPORT DE L'AUTOMATIQUE:**  
**COMMANDE DU SYSTÈME EN BOUCLE FERMÉE.**

**TABLE DES MATIÈRES**

<i>Introduction</i> .....	95
<i>3.1 Etablissement du système d'état du modèle équivalent</i> .....	95
3.1.1 L'équation d'état .....	95
3.1.2 Choix de la sortie .....	97
<i>3.2 Généralités sur la commande du système</i> .....	98
3.2.1 Objectifs de la commande, contraintes .....	98
3.2.2 Commande non linéaire : quelques méthodes .....	99
3.2.3 Application au système .....	100
<i>3.3 La commande par découplage entrée-sortie</i> .....	100
3.3.1 Introduction .....	100
3.3.2 Commande par découplage: cas linéaire .....	100
3.3.3 Cas non linéaire °1.....	102
3.3.3.1 <i>Présentation théorique</i> .....	102
3.3.3.2 <i>Exemple</i> .....	104
3.3.4 Cas non linéaire °2 .....	106
<i>3.4 Application de la commande par découplage à la bva</i> .....	109
3.4.1 Résolution d'après le cas °2 .....	109
3.4.1.1 <i>Calcul de la commande</i> .....	109
3.4.1.2 <i>Remarques sur la génération des consignes</i> .....	112
3.4.1.3 <i>Application de la commande à la bva lors d'un passage montant</i> 2/3	
3.4.1.4 <i>La commande appliquée au modèle complet</i> .....	115
3.4.1.5 <i>Notions énergétiques</i> .....	119
3.4.2 Utilisation d'un autre modèle de la bva pour la commande .....	121
3.4.2.1 <i>Le modèle et son système d'état</i> .....	121
3.4.2.2 <i>L'expression de la commande</i> .....	123
3.4.2.3 <i>Les simulations</i> .....	124

3.4.3 Etude de robustesse .....	128
3.4.3.1 Généralités .....	128
3.4.3.2 Application numérique .....	128
<i>3.5 La commande par modes glissants</i> .....	134
3.5.1 Rappel de la méthode dans le cas mono-entrée .....	134
3.5.1.1 Position du problème .....	134
3.5.1.2 Procédure de résolution .....	135
3.5.1.3. Exemple .....	135
3.5.2 Cas multi-entrées appliqué à notre étude .....	137
<i>3.6 Application de la commande par modes glissants à notre système</i> .....	138
3.6.1 Système d'état approprié .....	138
3.6.2 Recherche de la commande .....	138
3.6.3 Les simulations .....	140
<i>3.7 Commande par découplage, puis par modes glissants</i> .....	141
3.7.1 Principe .....	141
3.7.2 Application au modèle, simulations .....	143
<i>Conclusion</i> .....	145

**CHAPITRE 4 :**  
**APPLICATION RÉELLE,**  
**TEST DE LA COMMANDE PAR DÉCOUPLAGE SUR UNE BVA.**

**TABLE DES MATIÈRES**

<i>4.1 Introduction</i> .....	151
<i>4.2 Les éléments nouveaux par rapport à la boîte d'origine</i> .....	151
4.2.1 Le capteur de vitesse .....	151
4.2.2 Les actionneurs .....	151
4.2.3 Le nouveau bloc hydraulique .....	152
4.2.3.1 Le schéma hydraulique .....	152
4.2.3.2 Les essais sur banc hydraulique .....	154
4.2.3.3 Le clapet de régulation .....	155
4.2.4 Le calculateur .....	155
4.2.4.1 Les moyens hard .....	155
4.2.4.2 Le soft .....	156
4.2.4.3 Le boîtier de commande .....	157
<i>4.3 Les essais</i> .....	157
4.3.1 Introduction .....	157
4.3.2 L'essai sur banc électrique .....	158
4.3.3 L'essai sur véhicule sur banc à rouleau .....	159
4.3.3.1 Présentation du banc à rouleau .....	159
4.3.3.2 Pilotage par rampes de pression .....	160
4.3.3.3 Pilotage 2/3 avec la commande par découplage .....	162
<i>4.4 Conclusion et propositions d'évolutions futures</i> .....	163

# **INTRODUCTION GÉNÉRALE**





# Introduction

La mécatronique concerne tous les systèmes dont le fonctionnement fait simultanément appel à la mécanique et à l'électronique, alors que précédemment ce fonctionnement était exclusivement géré par la mécanique. A titre d'exemple, citons les suspensions "actives" des voitures, les appareils photographiques à mise au point automatique, les machines à commande automatique. Pour aboutir à de telles réalisations, il faut une réelle avance dans les domaines technologique et méthodologique. [Rault, 1991]

L'étude d'une boîte de vitesses automatique du point de vue de la mécatronique nous paraît appropriée, puisque cet organe intègre les domaines mécaniques et hydrauliques pour la partie transmission de puissance et le domaine électronique pour la partie calculateur.

L'objet de ce mémoire est d'apporter une contribution au pilotage de boîte de vitesses automatique vis à vis du confort de passage: cette contribution sera à la fois logicielle et matérielle, puisque la commande trouvée de façon théorique est ensuite implantée dans un calculateur électronique conçu à cet effet et appliquée sur une boîte prototype équipée d'un distributeur hydraulique et d'actionneurs spécifiques.

Nous présentons dans le premier chapitre du mémoire, les boîtes de vitesses en général et la boîte automatique en particulier. Le problème du confort de passage est abordé et différentes solutions apportées par les constructeurs sont passées en revue.

Le deuxième chapitre propose un modèle de la boîte de vitesses automatique et de son environnement; la méthodologie utilisée est appropriée au domaine de la mécatronique puisque les modèles sont écrits en bond-graph, formalisme permettant une représentation unifiée des technologies électronique, mécanique, hydraulique et thermique. Des simulations comparables aux essais sur bancs permettent de vérifier le modèle choisi. Le modèle de boîte est alors simplifié pour pouvoir faire une analyse plus fine du passage de rapport, et servir à l'établissement de la commande.

Dans le troisième chapitre nous partons du modèle simplifié et des objectifs de confort traduits en consignes sur les variables de sortie, nous proposons deux types de commandes non linéaires que l'on applique sur le modèle simplifié, puis sur le modèle complet. Une amélioration très nette du confort de passage est obtenue, par comparaison avec des relevés sur banc.

Enfin, le dernier chapitre présente l'application réelle faite sur un véhicule équipé d'une boîte de vitesses automatique. Un nouveau bloc hydraulique a été conçu, utilisant des actionneurs spécifiques. Un calculateur (hard et soft) a été fait et des essais comparables aux tests faits avec la boîte de série ont pu être effectués.



# **CHAPITRE 1**

## **PRÉSENTATION D'UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE.**



# CHAPITRE 1 :

## PRESENTATION D'UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE.

### PLAN DU CHAPITRE.

<i>1.1 A quoi sert une boîte de vitesses ?</i> .....	23
1.1.1 Généralités .....	23
1.1.2 Fonctions de l'organe .....	23
1.1.3 Les différents types de boîtes de vitesses .....	24
 <i>1.2 Avantages des boîtes de vitesses automatiques</i> .....	 25
1.2.1 Historique des bva .....	25
1.2.2 Comparaison bva/bvm .....	25
1.2.3 Remarque sur la gestion d'une bva .....	25
 <i>1.3 Description du fonctionnement</i> .....	 26
1.3.1 Le convertisseur de couple .....	26
1.3.2 La mécanique .....	27
1.3.3 Les éléments utilisés pour le passage des rapports .....	28
1.3.4 Le pilotage de la bva .....	28
1.3.4.1 Principe de pilotage .....	28
1.3.4.2 "When-to-shift" : les lois de passage .....	29
1.3.4.3 "How-to-shift" : l'exécution du passage .....	29
 <i>1.4 Mise en oeuvre du pilotage</i> .....	 30
1.4.1 Les boîtes hydrauliques .....	30
1.4.2 Les boîtes "électroniques" .....	31
 <i>1.5 État de l'art dans la commande moderne des boîtes de vitesses automatiques</i> .....	 32
1.5.1 Introduction .....	32
1.5.2 Toyota .....	32
1.5.3 Chrysler .....	36
1.5.4 ZF - BMW .....	37
 <i>Conclusion</i> .....	 37



## 1.1 A quoi sert une boîte de vitesses ?

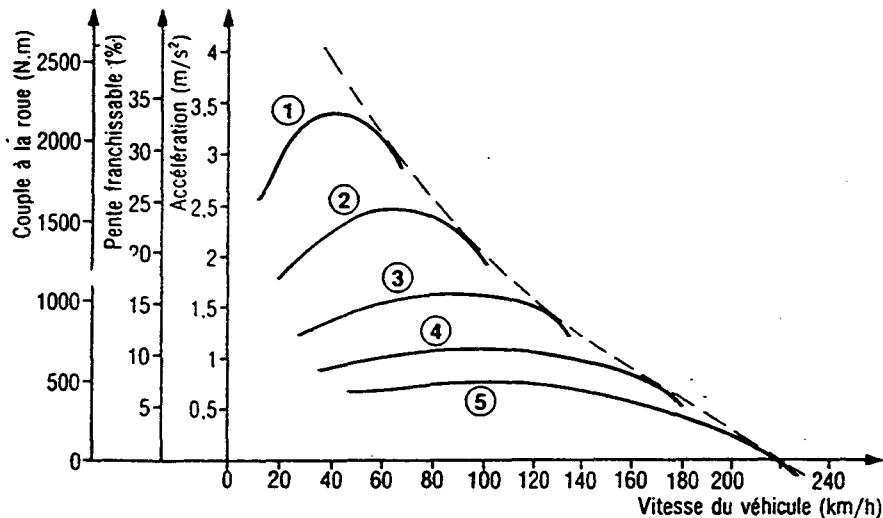
### 1.1.1 Généralités.

Lorsqu'un véhicule se déplace, il consomme une puissance dont la valeur dépend de la vitesse de déplacement et de la force de traction nécessaire. De plus, le moteur thermique de ce véhicule ne peut travailler que dans une plage bien déterminée de régimes, et par conséquent la caractéristique de couple fourni par le moteur ne peut satisfaire toutes les exigences de motricité de la voiture ; il est donc nécessaire de transformer le couple moteur  $C_m$  en couple aux roues : c'est l'adaptation du couple moteur réalisée grâce à la transmission.

La transmission doit pouvoir garantir la gestion de plusieurs rapports de vitesses, afin d'obtenir :

- le couple nécessaire pour vaincre la résistance à l'avancement
- l'accélération demandée par le conducteur

Ceci est résumé dans la figure 1.1 ci-dessous [R. Hulin, 1990] où les numéros ① à ⑤ représentent les différents rapports de réduction.



Exemple d'une Peugeot 405 MI 16.

fig. 1.1 : accélération disponible sur sol plat, pour un véhicule donné, en fonction de la vitesse du véhicule.

### 1.1.2 Fonctions de l'organe. [B. Derreumaux, 1991]

Les fonctions de la boîte de vitesses se résument donc par le fait qu'il faut adapter le couple moteur aux conditions de roulage : démarrage, roulage en montée, en descente, accélération, etc ... On peut distinguer quatre fonctions principales :

- fonction "changement de rapport"

C'est la fonction principale : il s'agit de modifier la valeur de la démultiplication entre la vitesse de

rotation du vilebrequin du moteur et celle des roues du véhicule.

- fonction "multiplicateur de couple"

Dans certaines conditions de roulage - par exemple en côte ou au démarrage - , le couple fourni par le moteur est inférieur au couple résistant appliqué aux roues motrices. On profite alors d'une démultiplication de la vitesse de rotation fournie par la boîte de vitesses pour obtenir, aux roues, un couple plus élevé que celui mesuré en sortie moteur.

- fonction "inverseur de marche"

L'utilisation courante des véhicules nécessite des manœuvres en marche arrière. Comme le sens de rotation du moteur est unique de part sa conception, on inclut à la boîte de vitesses des éléments dont la disposition permet d'inverser à la demande, le sens de rotation de la transmission.

- fonction "point mort"

Il faut avoir la faculté de faire fonctionner le moteur thermique sans qu'il entraîne le véhicule. Pour ne pas débrayer, de façon prolongée, l'organe "embrayage", on doit pouvoir interrompre la chaîne cinématique en plaçant les éléments mobiles de la boîte dans une position particulière appelée «point mort».

### **1.1.3 Les différents types de boîtes de vitesses.**

On peut différencier les boîtes de vitesses par deux aspects : la commande et la liaison d'entraînement.

La commande peut être manuelle : le conducteur effectue la sélection du rapport désiré à l'aide du levier de commande des vitesses. La transmission comporte un embrayage de coupure à disque afin de supprimer tout couple sur les éléments mobiles de la boîte pendant la manœuvre ; la coordination des commandes des deux organes est assurée par le conducteur lui-même.

La commande peut être semi-automatique : les commandes de la boîte et de l'embrayage sont combinées de façon à soulager la tâche du conducteur. En général, la commande d'embrayage est automatisée et actionnée par la commande des vitesses dont le conducteur garde le pilotage. On a dans ce cas un véhicule à embrayage piloté.

La commande peut être automatique : il n'y a plus d'intervention du conducteur, car le système de commande est piloté par un dispositif qui prend des décisions de changement de rapport en fonction des conditions instantanées de fonctionnement du véhicule.

La liaison d'entraînement peut être faite par un système à engrènement, c'est le cas des boîtes de vitesses mécaniques avec des pignons à denture extérieure, et des boîtes épicycloïdales avec un système de trains épicycloïdaux, aussi appelés trains planétaires.

La liaison d'entraînement peut être faite par frottement d'une courroie sur deux poulies à géométrie variable, on a alors un nombre infini de rapports possible, autrement dit, le rapport des vitesses est continûment variable : la boîte est alors un variateur.

L'embrayage, qui fait aussi partie de la liaison d'entraînement, peut être mécanique (embrayage à



friction), et demande un débrayage à chaque changement de rapport : ceci est fait par le conducteur dans le cas d'une boîte de vitesses manuelle, ou fait de façon automatique, dans le cas d'un véhicule à embrayage piloté. L'embrayage peut être électromagnétique, la consigne de débrayage étant donnée par un interrupteur placé dans certains cas sur le levier de vitesse. L'embrayage peut également être hydraulique (coupleur hydro-dynamique), et dans ce cas, le changement de rapport se fait sans rupture du couple moteur : c'est ce qu'on appelle un passage "sous couple".

Dans ce qui suit, nous appellerons boîte de vitesses automatique (bva, en abrégé), une boîte de vitesses ayant un convertisseur hydro-dynamique en entrée, et une cinématique à trains épicycloïdaux.

## **1.2 Avantages des boîtes de vitesses automatiques**

### **1.2.1 Historique des boîtes de vitesses automatiques.**

L'idée de base était de s'affranchir des manœuvres pénibles que sont souvent la manipulation du levier de vitesse et l'actionnement de la pédale d'embrayage.

Aux USA, les transmissions automatiques se sont développées car elles permettaient une conduite plus plaisante et plus confortable ; le prix plus élevé ne faisait pas peur aux classes aisées et le succès s'est fait au moment où ne se posaient pas les problèmes de carburant et de pollution.

### **1.2.2 Comparaison bva/bvm.**

Des études faites par ZF [L. Wech, S. Goll, 1993] montrent qu'en circuit urbain, le niveau de pollution et de consommation est meilleur avec une bva qu'avec une boîte de vitesses manuelle (bvm, en abrégé). Par contre, les rôles sont inversés sur les routes et les autoroutes, car une bva est plus lourde et a des pertes dues à l'entraînement des accessoires de la bva, par exemple la pompe à huile. Néanmoins les différences observées ne sont pas très grandes.

En revanche, des études, toujours faites par ZF, confirment le fait que les transmissions automatiques réduisent les efforts physiques et physiologiques auxquels est soumis le conducteur, ceci surtout en circulation urbaine et sur route avec un trafic dense. Le stress réduit entraîne de meilleures conditions de circulation et donc une plus grande sécurité.

### **1.2.3 Remarque sur la gestion d'une bva.**

Nous avons vu précédemment que dans une bva, la décision du changement de rapport se fait par un dispositif, qui peut être à logique hydraulique ou électronique. Cette gestion de passage doit se faire en tenant compte de deux aspects : la consommation de carburant et la conduite du véhicule, qui sont très contradictoires, puisque en vue d'économiser le carburant, on aurait tendance à se positionner sur le rapport le plus élevé tandis que pour avoir de bonnes performances d'accélération, on

préfère maintenir des rapports bas.

La gestion d'une bva sera donc un compromis entre différentes exigences, c'est ce qui fait une grande partie de sa complexité.

## 1.3 Description du fonctionnement

### 1.3.1 Le convertisseur de couple

Le convertisseur de couple utilisé dans les bva doit avoir les fonctions de multiplication de couple (au démarrage) et de coupleur quand le véhicule est en roulage normal.

Ce convertisseur est un développement du coupleur hydraulique. Il se compose essentiellement de trois roues à aubes, deux mobiles (l'impulseur et la turbine) et une montée sur roue libre (le réacteur). L'impulseur est solidaire de l'arbre de sortie du moteur, la turbine est solidaire de l'arbre d'entrée de la bva.

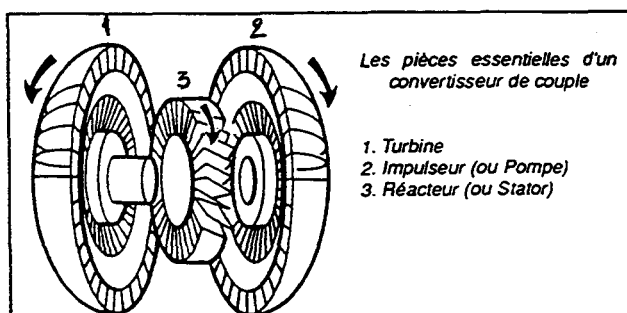


fig. 1.2 : schéma d'un convertisseur de bva.

Le fonctionnement est le suivant :

L'appareil est totalement rempli d'huile sous pression, le moteur entraîne en rotation l'impulseur, qui transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique, puisqu'il charge en énergie cinétique les particules hydrauliques contenues dans le convertisseur.

Dans la phase de démarrage, le réacteur se comporte comme un déflecteur fixe et renvoie les filets d'huile (encore porteurs d'énergie cinétique) vers les aubages de l'impulseur et augmente de ce fait la circulation entre turbine et impulseur : c'est l'effet "convertisseur" ou "multiplicateur de couple" (d'un coefficient 1,7 à 2,5 selon le convertisseur). Sous l'effet de ce couple hydraulique appliqué, la turbine démarre et se met à tourner dans le même sens que l'impulseur.

Quand la vitesse de la turbine devient plus importante, l'incidence des filets d'huile sur le réacteur se modifie. L'huile frappe le dos des aubages du réacteur : celui-ci, monté sur roue libre se met à tourner, et les trois éléments tournent à des vitesses presque identiques : c'est la phase de couplage, pendant laquelle le convertisseur se contente de transmettre le couple moteur sans multiplication.

Notons que la légère différence de vitesse entre l'impulseur et la turbine, nécessaire au transfert d'énergie, implique un rendement inférieur à 1 pendant la phase de couplage. Pour remédier à cet

inconvenient, les bva modernes sont équipées d'un "lock-up", embrayage piloté, situé entre la turbine et l'impulseur que l'on vient fermer pour supprimer les pertes dans le convertisseur pendant la phase de couplage et réouvrir en phase de multiplication de couple.

### 1.3.2 La mécanique

Il existe plusieurs ensembles mécaniques possibles pour le fonctionnement d'une bva. Pour simplifier la présentation, nous allons prendre l'exemple de la boîte sur laquelle a été faite l'étude : la boîte MB3 d'origine Renault.

La mécanique des bva telles que la boîte MB3 se résume en un assemblage de trains épicycloïdaux simples ou doubles. Pour une bonne introduction, on pourra se reporter à [G. Fleischel, 1962].

Un train simple est composé de trois ensembles d'éléments :

- le planétaire P, à denture extérieure,
- le porte-satellites PS et les satellites S, à denture extérieure,
- la couronne C, à denture intérieure.

Un exemple de schéma de train épicycloïdal est donné dans la figure ci-dessous :

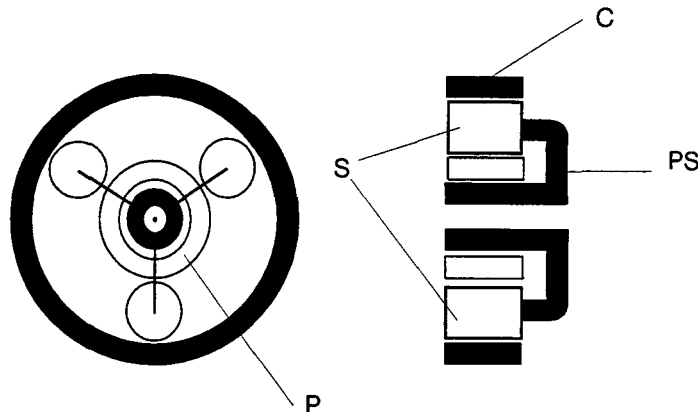


fig. 1.3 : train épicycloïdal, vue de face, vue de coté.

Un train permet d'avoir 2 rapports différents (dont le rapport unité) entre une entrée et une sortie choisies sur deux des éléments, ceci en bloquant ou en faisant tourner à la vitesse de l'entrée le troisième élément.

Pour avoir plus de 2 rapports, il faut utiliser plusieurs trains simples que l'on peut combiner entre eux de différentes manières : dans le cas de la boîte MB3, dont le schéma est présenté en annexe I-1, les deux trains ont un planétaire commun et la couronne de l'un est liée au porte-satellite de l'autre ; on obtient une boîte avec 3 rapports avant et un rapport de marche arrière.

La première différence qui apparaît entre la mécanique d'une bva (bva, au sens où nous l'avons défini dans le paragraphe 1.1.3) et celle d'une bvm est dans le nombre d'axes de rotation : pour une bva l'entrée et la sortie seront co-axiales, tandis que pour une bvm on a deux arbres parallèles.

### 1.3.3 Les éléments utilisés pour le passage des rapports

Ce sont les éléments qui vont être utilisés pour freiner ou entraîner les éléments du train afin d'établir les différents rapports de vitesse.

Cette commande des rapports constitue la deuxième différence entre les bvm et les bva : pour une bvm le passage de rapport se fait en changeant de pignon engrénant. Il s'agit de synchroniser et de venir craboter le pignon correspondant à la démultiplication que l'on souhaite utiliser. Pour une bva, le passage se fait en utilisant des éléments de friction que l'on vient prendre ou lâcher, ce qui impose la rotation ou l'arrêt des éléments tournants mécaniques liés à ces éléments de friction.

Ces éléments de friction sont :

entre deux éléments tournants : des embrayages multi-disques,

entre un élément tournant et le carter fixe : des freins multi-disques ou des freins à bande.

La fermeture de ces embrayages ou de ces freins se fera à l'aide de pistons : l'énergie mise en jeu alors est hydraulique. Les éléments de frictions sont aussi appelés "récepteurs hydrauliques".

Un autre type d'élément de friction est la roue libre :

Sa fonction est celle d'un frein à une seule direction : en position bloquée, elle transmet tout le couple tant que celui-ci reste positif ; dès qu'il s'annule pour devenir négatif, la roue libre se débloque et ne transmet par conséquent plus aucun couple : l'élément qu'elle retenait devient libre en rotation.

L'avantage de la roue libre est que le pilotage se fait de façon naturelle : par rapport à un frein, on n'a pas à piloter de diminution de pression, avec les difficultés pour choisir le moment où commence cette diminution et le temps qu'elle doit durer.

### 1.3.4 Le pilotage de la bva.

#### 1.3.4.1 Principe de pilotage

Dans le cas d'une bva électronique, le calculateur a besoin en permanence des informations suivantes avant de pouvoir déterminer un changement de rapport :

- vitesse véhicule,
- position pédale d'accélérateur ou ouverture papillon,
- position du levier de commande, (P, R, N, D, 2, 1, pour une boîte à 3 vitesses, telle que la MB3. P est la position parking où l'arbre de sortie de la boîte de vitesses est bloqué, R est la position marche arrière, N est la position neutre où il n'y a pas de rapport engagé, D est la position de marche avant normale où les rapports 1, 2 et 3 sont gérés par le calculateur, 2 est la position où seul les rapports 1 et 2 peuvent être engagés, 1 est le rapport de première imposée qui permet d'avoir du frein moteur)
- éventuellement la sélection du programme : éco, sport ou neige.

Dans les positions D ou 2, on peut distinguer deux niveaux dans le pilotage de la boîte de vitesses automatique : un qui décide *quand* passer le rapport (supérieur ou inférieur), et un qui décide *com-*

ment passer le rapport. Les expressions anglaises habituellement utilisées qui résument bien ces niveaux de commandes sont "when to shift" et "how to shift".

### 1.3.4.2 "When-to-shift" : les lois de passage

La décision de faire ou non un changement de rapport se résume dans un diagramme (vitesse véhicule  $V_v$  - position papillon  $\alpha_p$ ). La vitesse véhicule est le paramètre correspondant au véhicule, la position pédale correspond à l'intention du conducteur. Un exemple de ce diagramme se trouve dans la figure 1.4 ci-dessous :

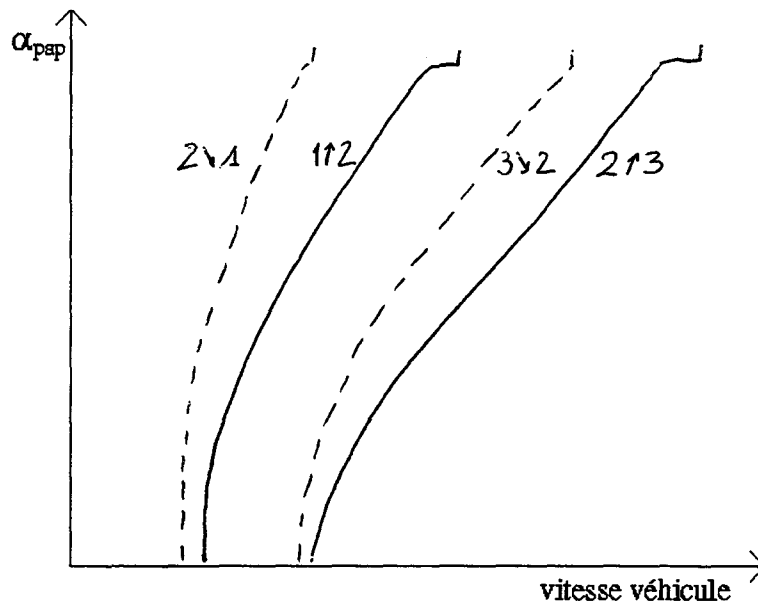


fig. 1.4 : lois de passage dans une bva.

En permanence, le calculateur compare la position du levier de sélection et le point de fonctionnement courant ( $V_v$ ,  $\alpha_p$ ) avec les courbes de lois de passage. Les rapports montants sont obtenus lorsque le point ( $V_v$ ,  $\alpha_p$ ) passe à droite d'une courbe  $n/n+1$ , tandis que les rapports descendants sont obtenus lorsque le point ( $V_v$ ,  $\alpha_p$ ) passe à gauche d'une courbe  $n+1/n$ .

On remarque que les courbes de passages descendants sont décalées par rapport à celles des passages montants, pour éviter une hésitation perpétuelle entre un rapport et le rapport supérieur, surtout lorsque le point de fonctionnement est proche des deux lois  $n/n+1$  et  $n+1/n$ .

Le diagramme de la figure 1.4 représente des lois de passage de type "éco" ; les lois de type sport sont faites pour une conduite plus nerveuse : par rapport aux courbes de la loi "éco", les courbes de la loi "sport" sont décalées vers les vitesses véhicules plus importantes, en particulier pour les fortes charges moteur.

### 1.3.4.3 "How-to-shift" : l'exécution du passage

Le plus souvent, le passage consiste à passer d'une combinaison de 2 récepteurs hydrauliques actifs à une autre, l'un des récepteurs restant commun aux 2 combinaisons. Dans l'exemple de la MB3, on

a la cinématique de boîte et le tableau des passages dans la figure 1.5 ci-dessous (donné de façon plus complète en annexe I-2).

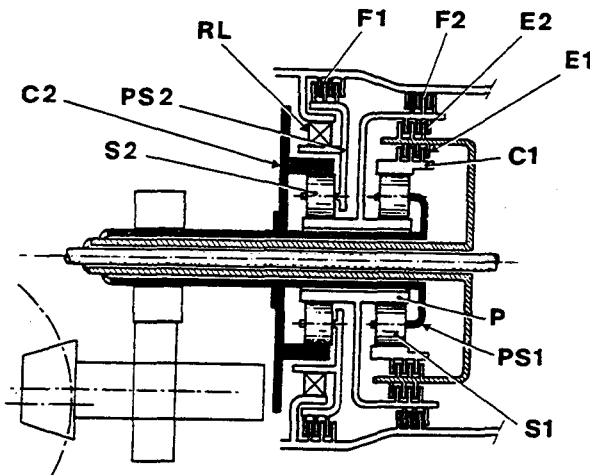


fig. 1.5a : cinématique de la boîte MB3.

	E1	E2	F1	F2
1	×		×	
2	×			×
3	×	×		

fig. 1.5b : tableau des passages de marche avant.

Le rapport de première s'obtient en fermant l'embrayage E1: la roue libre RL est alors en position bloquée. (Si on veut du frein moteur, il faut fermer le frein F1 qui se trouve en parallèle avec la roue libre, et on est dans le cas de la première imposée). Le rapport de seconde s'obtient en fermant le frein F2, la roue libre se débloquant de façon naturelle. Le rapport de troisième s'obtient comme décrit plus haut : on passe de F2 à E2 en laissant fermé l'embrayage E1.

La difficulté est de piloter la pression dans les récepteurs, de telle sorte que le passage de vitesse qui doit se faire en conservant la charge moteur, n'entraîne aucune dégradation aussi bien sur les disques d'embrayages de la boîte, que sur le confort du conducteur (passages sans à-coup).

## 1.4 Mise en oeuvre du pilotage.

### 1.4.1 Les boîtes hydrauliques

Nous avons vu que les paramètres nécessaires à la commande d'une boîte hydraulique sont :

- le levier de sélection qui positionne une valve de sélection,
- la position du papillon moteur,
- la vitesse du véhicule.

La valve de sélection détermine le circuit d'alimentation utilisé pour le pilotage.

La position papillon impose une pression principale : c'est la pression qui servira à produire toutes les autres pressions : pression de modulation, pression de commande, pression du régulateur, pression du convertisseur, et pression de lubrification.

Le capteur de vitesse véhicule est un régulateur à force centrifuge, qui fournit une pression de régulateur. Ce sont ces deux dernières pressions qui vont permettre la commande des valves de

changement de passage (une pour chaque passage), selon des lois de passages pré-définies.

La stratégie de remplissage des embrayages se fait grâce à des valves supplémentaires : une valve de "commande de temps" commande une temporisation entre une baisse de pression dans un embrayage et une montée de pression dans un autre, une valve de commande des diaphragmes permet un pilotage différent de la fermeture et de l'ouverture des embrayages selon que le véhicule est en traction ou en poussée.

En résumé, on peut dire que sur des boîtes hydrauliques, les capteurs sont hydro-mécaniques et la logique de loi de passage aussi bien que la logique de pilotage des embrayages et des freins est purement hydraulique. Ces boîtes sont encore utilisées sur les véhicules Peugeot et Citroën à boîte automatique ; néanmoins, les boîtes en cours d'études sont des boîtes électroniques.

## 1.4.2 Les boîtes "électroniques"

On peut distinguer deux générations de boîtes dites "électroniques", la première génération (dont fait partie la MB3) concerne des boîtes dans lesquelles le "when-to-shift" est commandé électroniquement par un calculateur et le "how-to-shift" reste piloté par la logique hydraulique. De la même façon certains des capteurs sont électriques (capteur de vitesse à induction magnétique, potentiomètre électrique pour la charge moteur) et d'autres restent hydro-mécanique. Par exemple, le contrôle de la pression de ligne sur la boîte MB3 se fait par une capsule à dépression reliée au papillon des gaz, qui vient piloter un tiroir dans le bloc hydraulique.

Dans ces bva, le problème du confort de passage est dans certains cas, résolu en faisant des passages "sur roue libre", c'est-à-dire que l'on a besoin de piloter en pression un seul récepteur, la roue libre se bloquant ou se débloquant naturellement. Quand deux récepteurs doivent être pilotés en même temps, cela se fait par des électro-pilotes qui commandent en ouverture ou en fermeture des vannes de passage. Une montée en pression plus ou moins raide se fait en passant par deux circuits différents comportant l'un un petit ajustage, et l'autre un grand ajustage. Dans tous les cas, il n'y a pas de contrôle de la pression en boucle fermée et un très long travail de calibrage sur le bloc hydraulique est nécessaire pour adapter la boîte au véhicule et au moteur.

La deuxième génération est celle de boîtes pour lesquelles le calculateur intervient aussi sur le "how-to-shift", avec des pressions contrôlées en boucle fermée pendant le passage de vitesse. De plus, le calculateur peut intervenir sur la commande électronique du moteur, et réduire le couple moteur aux bons moments.

Il s'agit de bva très récentes, qui utilisent dans leurs calculateurs des théories de commande "moderne" et que l'on présente dans le paragraphe suivant.

## 1.5 État de l'art dans la commande moderne des bva.

### 1.5.1 Introduction

De façon générale, l'utilisation de l'électronique dans une bva implique l'existence d'un calculateur dans lequel on peut implanter plusieurs programmes (éco, sport ...), et avoir une grande flexibilité pour l'adaptation de la bva à différents véhicules par le biais de la programmation.

Ce qu'on cherche est le confort de passage, déterminé par la courbe du couple de sortie et le saut de couple à la fin du passage ; on essaie d'améliorer ce confort par des lois de contrôle sophistiquées.

En plus des performances classiques, l'accent est placé aujourd'hui sur des aspects concernant la sensibilité comme la sensation agréable de conduite et le confort de conduite.

Une bva doit satisfaire les critères suivants :

- avoir des lois de passage optimales correspondant à tous les types de condition de conduite ; les vitesses doivent passer conformément à ce qu'attend le conducteur. Celui-ci ne doit à aucun moment être surpris par un passage de vitesse et, si on va plus loin, doit même en arriver à oublier qu'il a une boîte de vitesses.

- transmettre le couple moteur efficacement, et délivrer de bonnes performances d'accélération.

- avoir une bonne fiabilité.

On remarque que la bonne qualité d'une bva est nécessaire non seulement pour l'économie de carburant et la réalisation de performances, mais aussi pour la qualité des passages et la réduction de bruit.

De plus, le contrôle électronique des pressions dans les embrayages pendant les changements de rapports est indispensable pour l'obtention de changements de passages sans à-coups, avec une qualité qui ne varie pas pendant toute la durée de vie de la boîte.

Dans les transmissions automatiques conventionnelles (type boîte à pilotage hydraulique), le contrôle est fait en boucle ouverte, la détérioration de la qualité de passage causée par les variations des caractéristiques du système est inévitable. En effet, la pression hydraulique, le coefficient de friction des éléments et la sortie moteur sont sujets aux dispersions et aux variations dans le temps, ce qui influence la qualité de passage. Pour résoudre ce problème, des techniques de commande en boucle fermée et de commande adaptative sont adoptées.

Dans les paragraphes suivants, nous présentons quelques solutions proposées par différents constructeurs de boîte de vitesses automatique pour atteindre les objectifs cités. Ces solutions ne peuvent pas être très détaillées, puisqu'elles touchent au domaine de la propriété industrielle.

### 1.5.2 Toyota

La transmission A341E, montée sur véhicule LEXUS LS400 a pour objectif des passages sans à-coups et sans changements de caractéristique sur la durée de vie de la transmission, ("silky-smooth shift without changes in the long term", [H. Taniguchi, Y. Ando, 1991]).



Les *particularités* de cette bva sont :

- un convertisseur à géométrie modifiée [T. Kondo, T. Tanguchi, 1990]
- un système de contrôle du couple moteur et des pressions hydrauliques dans les embrayages selon le taux d'accélération, avec compensation de la pression suivant les effets de dispersion (pour les pressions et pour le couple moteur), et suivant les variations du coefficient de frottement dynamique de l'embrayage.

Les *objectifs* sont les suivants :

- une transmission douce et silencieuse, en réduisant les temps de passage et en minimisant la perturbation de la variation du couple de sortie.
- un grand rendement en puissance.
- une réduction des changements pendant la durée de vie ("anti-ageing system"), c'est-à-dire que l'on veut maintenir la qualité initiale pendant longtemps : il faut stabiliser les caractéristiques du passage (comme le temps de passage et la variation du couple de sortie) malgré les dispersions et le vieillissement des différents éléments.
- une grande fiabilité.

Les *moyens* mis en oeuvre pour atteindre ces objectifs sont les suivants :

- le convertisseur hydraulique possède une géométrie améliorée pour un meilleur rendement, avec un poids et une inertie réduits pour une meilleure réponse au démarrage et aux accélérations, ainsi qu'un amortisseur à deux étages pour une meilleure réduction des vibrations véhicule.
- on trouve deux types de trains épicycloïdaux, selon que l'on vise l'économie de carburant ou les performances ; une réduction des jeux inter-dentures a été faite en vue de réduire les bruits de boîte.
- un capteur de vitesse entrée boîte a été ajouté aux capteurs traditionnels, pour pouvoir détecter précisément le début et la fin d'un passage.
- une nouvelle valve solénoïde linéaire a été développée, ce qui permet un contrôle de la pression plus rapide et plus précis : cette valve est utilisée pour le contrôle de pression dans les embrayages ainsi que pour le lock-up. De plus cette valve est utilisée avec un accumulateur dans un schéma hydraulique prévu pour fournir des fonctionnements de sécurité, dans le cas d'un dysfonctionnement électrique.
- une nouvelle méthode de contrôle a été mise en place : système de contrôle intelligent ("ECT-i"), qui fait l'intégration entre le moteur et la transmission, de telle sorte qu'il soit possible de contrôler librement le couple moteur et la pression dans les embrayages.

Le contrôle de la pression dans les embrayages pendant le changement de rapport se fait en 3 phases :

On a tout d'abord un contrôle de la pression hydraulique de base : la valeur initiale de cette pression est destinée à optimiser le temps de passage.

Puis un contrôle en boucle fermée est fait : par exemple, pendant les passages montants, on fait suivre à la vitesse d'entrée boîte une vitesse cible ; la différence entre la vitesse désirée et la vitesse réelle permet de commander la valve linéaire par un bouclage du type PID. Il est tenu compte du temps de retard des capteurs, et du temps de réponse du système hydraulique.

On fait une réduction de la pression à la fin du passage, réduction d'une valeur pré-déterminée, dépendant du type de changement de rapport et de l'ouverture papillon. Ceci permet d'avoir un choc moins grand sur le couple de sortie et détériore moins le matériau de friction.

Ce contrôle de pression dans les embrayages est combiné avec le contrôle du couple moteur : en passage montant, il y a réduction du couple moteur dès qu'a été détecté le début de la phase inertielle, et arrêt du contrôle moteur quand la vitesse d'entrée devient proche d'une vitesse dite "de synchronisation", calculée à chaque instant. La réduction de couple se fait par retard à l'allumage.

Cette méthode de contrôle a été mise au point par des simulations afin d'établir un compromis entre instabilité due à un temps de passage trop court et réponse du couple de sortie optimale.

On obtient les résultats de la figure ci-dessous pour un passage montant et un passage descendant, la courbe en pointillés est le couple de sortie obtenu avec un système de contrôle classique, la courbe en trait plein est celui que l'on obtient par essais sur véhicule de la transmission A341E. Notons que les notions de "torque phase" et "inertia phase" seront vues dans le chapitre 2 où nous détaillons le passage de vitesse proprement dit.

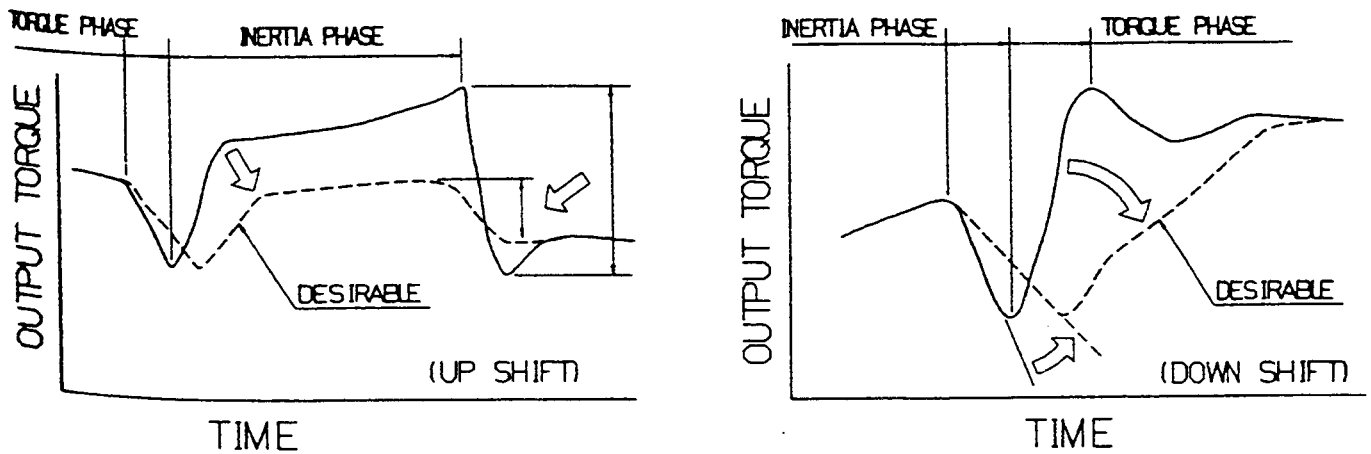


fig. 1.6 : passages montant et descendant avec (trait pointillé) et sans (trait plein) la transmission A341E.

Chez Toyota, les transmissions du type A340E ou A350E sont étudiées du point de vue de la commande avec comme objectifs une meilleure performance d'accélération, la création d'accélération plus douces et une amélioration de la qualité de passage. [Y. Hojo, K. Iwatsuki, 1992]

La boîte possède cinq rapports de vitesse pour répondre au premier objectif, et pour atteindre les deuxième et troisième objectifs, les embrayages correspondants au rapport 2-3 sont pilotés indépendamment, en utilisant les théories modernes de contrôle. Il est ainsi obtenu un "two-clutches cooperative control" mis au point grâce à des simulations sur ordinateur utilisant le modèle de la page suivante.

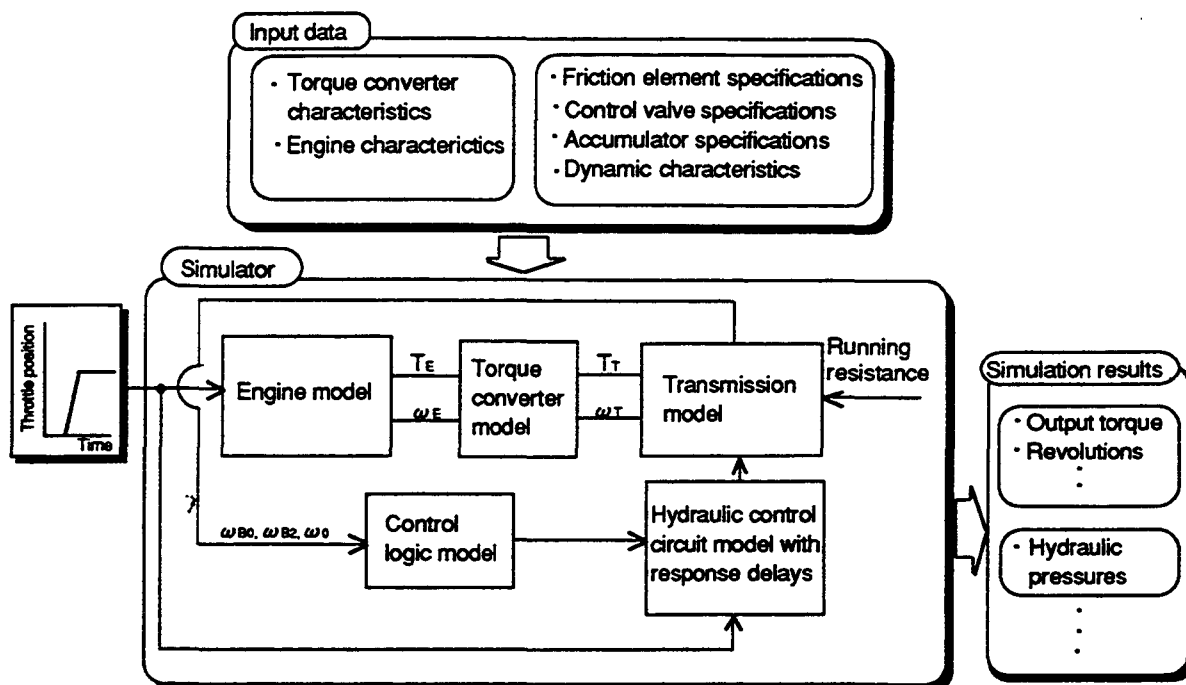


fig. 1.7 : modèle utilisé pour la commande.

Le simulateur a pour entrées les caractéristiques de convertisseur de couple et celles du moteur, ainsi que les spécifications des éléments de friction, de la valve de commande...

On entre aussi la position du papillon des gaz qui sert au modèle moteur et à la commande hydraulique.

Le simulateur comporte les modèles du moteur, du convertisseur hydraulique, de la transmission et de la résistance au roulement. Le modèle de commande pilote le circuit hydraulique qui agit directement sur la transmission.

En sortie, on a les résultats de simulations tels que le couple de sortie, les différentes vitesses de rotation, ainsi que les pressions hydrauliques.

Le modèle d'état utilisé est discret, du type :

$$x_{k+1} = Ax_k + Bu_k$$

$$y_k = Cx_k$$

Le vecteur d'état  $x_k$  contient l'écart entre les vitesses cibles à atteindre pour les embrayages et les vitesses réelles, et les courants de commande dans les solénoïdes qui pilotent les embrayages.

Le vecteur de commande  $u_k$  contient les 2 courants de commande des solénoïdes.

La commande se fait par le retour d'état  $u_k = -K x_k$ , où  $K$  est la matrice de commande calculée en trouvant la solution discrète de l'équation de Riccati de telle sorte que la fonction quadratique de performance soit minimisée.

Lors des simulations, il a été remarqué que les paramètres les plus critiques sont le coefficient  $\mu$  des matériaux de friction, les pressions hydrauliques dans les embrayages et les temps de réponses de l'hydraulique. Ce sont les paramètres qu'il faudra contrôler rigoureusement lors de la fabrication pour que la commande établie garde ses qualités.

### 1.5.3 Chrysler.

La boîte "Ultradrive A-604" est montée sur des véhicules Dodge Spirite et Plymouth Acclaim, non commercialisés en France.

Les *particularités* de cette boîte est le contrôle électronique en boucle fermée, appelé en anglais (peut être de façon abusive) "fully-adaptive electronic control". [M.B. Leising, H. Benford, 1989]

*Les moyens mis en oeuvre sont :*

- un ensemble épicycloïdal sans aucune roue libre, ce qui permet un compactage plus grand.
- des pistons avec des cavités équilibrées en ce qui concerne la centrifugation de l'huile : on obtient ainsi un contrôle meilleur et plus rapide.
- le choix d'une valve tolérante aux particules et d'une grande durée de vie.
- des capteurs sur les vitesses d'entrée et de sortie boîte servent à calculer les vitesses, l'accélération de la turbine et le glissement des éléments de friction ; on répond à chaque calcul par une commande appliquée à la valve.

La roue phonique servant pour le capteur a été modélisée sur ordinateur, de façon à définir l'espace entre les dents, la forme et la concentricité des dents, le capteur et la fréquence d'horloge à utiliser.

#### Stratégie pour un passage montant :

La logique de contrôle suit la distinction faite entre les portions échange de couple ("torque phase") et changement de vitesse ("inertia phase").

Durant le "torque phase", on contrôle les temps de relâchement de l'embrayage que l'on ouvre et de remplissage de l'embrayage que l'on ferme, ainsi que la vitesse de remplissage.

Durant la phase inertielle, on contrôle la pression correspondant à l'embrayage que l'on ferme pour maintenir un taux de variation désiré sur la vitesse entrée boîte ; on a ainsi une bonne sensation du passage.

#### Stratégie pour un passage descendant :

On lâche l'embrayage jusqu'à ce qu'il y ait glissement, et on contrôle l'accélération de la vitesse entrée boîte : quand cette vitesse atteint sa valeur cible, on l'y maintient par la pression sur l'embrayage que l'on ouvre jusqu'à ce l'on ait fait monter la pression dans l'embrayage que l'on ferme. C'est ce qui est appelé "hold speed control", à gérer avec attention lors des rétrogradages à grande vitesse et des passages descendants avec saut de rapport (4-2 ou 3-1). On applique alors une pression plus forte à l'embrayage que l'on ferme et on ouvre totalement l'autre embrayage.

Ce contrôle est appelé "adaptive", car il compense les changements qui interviennent avec l'âge, la température, la sortie moteur, ainsi que les changements imprévisibles qui arrivent lorsque l'on passe d'un ensemble prototype à un ensemble fabriqué en série.

#### 1.5.4 ZF - BMW. [F. Küçükay, 1993]

Les *objectifs* pour la nouvelle boîte de vitesses automatique à 5 rapports nommée 5HP -18 et disponible sur des véhicules de marque BMW, sont une meilleure performance combinée à une économie de carburant, un contrôle d'émission amélioré et un niveau de bruit plus bas.

C'est pour ces raisons que ZF a choisi de concevoir une boîte à 5 rapports avec les *particularités* suivantes :

- optimisation des coefficients de friction des embrayages et des freins à disques, ainsi que des freins à bande.
- intervention du moteur durant le passage.
- contrôle précis de la pression dans les embrayages et les freins selon le rapport engagé, le couple et le régime moteur, l'ouverture papillon, les températures de boîte et de moteur.
- contrôle adaptatif de la pression : il s'agit d'incrémenter de 0,1 bar la pression dans les embrayages dès que le temps de passage moyen de rapport dépasse une certaine valeur "cible" pré-déterminée.
- un convertisseur avec lock-up piloté en 4ième et en 5ième.

De plus, un soin tout particulier a été apporté aux fonctions de sécurité qui empêchent les manœuvres qui pourraient mettre en danger la transmission et le conducteur. Les défaillances apparues sont mises en mémoire dans le calculateur et peuvent être lues pour faciliter la réparation du véhicule.

## Conclusion.

Après avoir montré l'utilisation d'une boîte de vitesses dans un véhicule, nous avons présenté les différences entre une boîte de vitesses automatique et une boîte de vitesses manuelle. Le pilotage d'une bva doit refléter ce que ferait le conducteur en boîte de vitesse manuelle : c'est pourquoi un contrôle utilisant les possibilités de l'électronique paraît plus approprié qu'un pilotage purement hydraulique. Ceci est illustré par la présentation de boîtes de vitesses automatique à commande moderne appartenant à différents constructeurs, et on voit qu'une des préoccupations majeures reste le confort du conducteur et des passagers.

C'est également sur le confort lors de passages de vitesses que nous nous proposons de travailler, tout en suivant une démarche de conception en simulation, dans laquelle la recherche d'un modèle utilisable pour la commande, puis la simulation du modèle avec cette commande tiendront une grande place.



## **CHAPITRE 2 :**

# **LES ÉTUDES REALISÉES POUR UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE.**





## CHAPITRE 2 : LES ÉTUDES RÉALISÉES POUR UNE BOÎTE DE VITESSES AUTOMATIQUE.

<i>Introduction</i> .....	43
<i>2.1 La bva dans son environnement : le modèle "complet"</i> .....	44
2.1.1 Le modèle général : le bond-graph à mots .....	44
2.1.2 Les différents modèles utilisés .....	44
2.1.2.1 Le moteur .....	44
2.1.2.2 Le convertisseur hydraulique .....	45
2.1.2.3 La boîte de vitesses automatique .....	46
2.1.2.4 Le reste du véhicule .....	54
2.1.3 Les simulations .....	56
2.1.3.1 Essais sur banc moteur, simulation correspondante .....	56
2.1.3.2 Essais véhicule sur route, simulation correspondante .....	57
<i>2.2 L'étude d'un passage : le modèle "simplifié" équivalent</i> .....	61
2.2.1 Généralités sur les passages .....	61
2.2.2 Le modèle simplifié équivalent .....	61
2.2.2.1 Le modèle simplifié pour l'étude des passages 2/3 et 3/2 .....	61
2.2.2.2 Le modèle simplifié équivalent pour les passages 2/3 et 3/2 .....	66
2.2.2.3 Le modèle équivalent de l'environnement de la bva .....	72
<i>2.3 Les études en boucle ouverte</i> .....	73
2.3.1 Introduction .....	73
2.3.2 Le modèle utilisé .....	74
2.3.3 Passage montant .....	75
2.3.3.1 La phase de couplage .....	75
2.3.3.2 La phase inertielle .....	77
2.3.3.3 Les simulations .....	79
2.3.4 Passage descendant .....	82
2.3.4.1 Description avec les équations .....	82
2.3.4.2 Les simulations .....	84
<i>Conclusion</i> .....	87



## Introduction.

Dans ce chapitre, nous présentons un modèle de la boîte de vitesses automatique étudiée, ainsi que de son environnement puisqu'il est nécessaire aux simulations.

Une validation succincte du modèle sera faite, en comparant les simulations obtenues à des relevés de mesures lors d'essais sur banc thermique ou sur route.

Il est ensuite proposé un modèle plus simple, valable seulement pour un passage et équivalent au modèle complet de boîte lors de ce passage. Ce modèle pourra être utilisé par la suite pour la recherche d'une commande. Un modèle de principe est également utilisé et permet d'étudier en détail les différentes phases des passages montants et descendants sous couple.

Nous avons choisi d'utiliser le formalisme bond-graph pour la description de nos modèles, puisqu'il permet une représentation unifiée dans les différents domaines de la physique. De plus, les modèles obtenus ont l'avantage d'être très proches de la physique du système: ceci nous permet de simplifier les modèles très facilement, et nous propose dans les équations d'état des variables d'état physiques, que l'on pourra alors associer à des capteurs.

Pour une bonne introduction à l'écriture des modèles bond-graph, on peut lire [R.C. Rosenberg, D.C. Karnopp, 1983].

La simulation tient une place importante dans l'analyse du modèle et du comportement du système, il importe donc de présenter le logiciel de résolution numérique utilisé.

Il s'agit du logiciel CAMAS, "Computer-Aided Modelling for Analysis and Simulation", élaboré à l'université de Twente aux Pays-Bas. Ce logiciel présente la particularité d'avoir un éditeur graphique bond-graph dans lequel un modèle s'écrit directement en langage bond-graph, les équations étant générées automatiquement, en langage SIDOPS grâce à un module compilateur du logiciel:

- tout ce qui est linéaire est décrit par les éléments de base, I, R et C, reliés entre eux par les jonctions 0, 1 ou TF et GY;

- les non linéarités sont décrites dans des modules à part en langage SIDOPS et sont reliées entre elles ou aux éléments linéaires par des liens de puissance.

Des signaux d'informations peuvent également être pris en compte pour pouvoir moduler les éléments de puissance: ceci est important dans l'étude de la boîte de vitesses automatique, où l'électronique se doit d'être représentée.

Le compilateur génère les équations au niveau des liens et des éléments linéaires et non linéaires, et on peut passer directement à la simulation, en donnant au préalable les valeurs numériques des éléments, ainsi que les conditions initiales. La méthode de résolution est à choisir parmi: Euler, Runge-Kutta, Adams-Bashfort, et une méthode implicite.

Pour de plus amples renseignements, on peut se reporter à la référence [University of Twente, 1991] et on trouvera en annexe II.1 l'architecture du logiciel et une copie d'écran montrant les différentes fenêtres d'utilisation de CAMAS.

## 2.1 La bva dans son environnement: le modèle "complet".

### 2.1.1 Le modèle général : le bond-graph à mots.

La boîte de vitesses automatique que l'on a étudiée est une boîte type MB3 de Renault montée à PSA sur les voitures de type AX. Certaines de ses caractéristiques sont présentées dans un bulletin technique [Bulletin Technique de la RNUR, 1982]. C'est une boîte à trois rapports, avec un calculateur électronique pour gérer les lois de passage; la commande du pilotage des embrayages et des freins est purement hydraulique. Dans les annexes II-2, II-3 et II-4 se trouvent des planches montrant une vue de la boîte en perspective, la cinématique des trains épicycloïdaux, et un schéma du bloc hydraulique.

La figure 2.1 montre le modèle type "bond-graph à mots" que l'on peut faire de la boîte de vitesses automatique et de son environnement. On retrouve dans ce modèle la notation bond-graph pour les liens entre sous-modèles. Les demi flèches représentent les liens de puissance : ce sont les liaisons entre le moteur et le convertisseur puis la bva et enfin le reste du véhicule. Les flèches complètes représentent tous les transferts d'informations : la charge, c'est-à-dire la position du papillon moteur est une information utilisée par le moteur (voir ci-après la modélisation du moteur) et aussi par le calculateur pour faire la gestion des lois de passages; cette gestion a également besoin de l'information vitesse véhicule, d'où le lien entre véhicule et calculateur; enfin le calculateur donne ses "ordres" à la bva (consignes de pression, ou de courant dans les solénoïdes) pour obtenir les passages de vitesses.

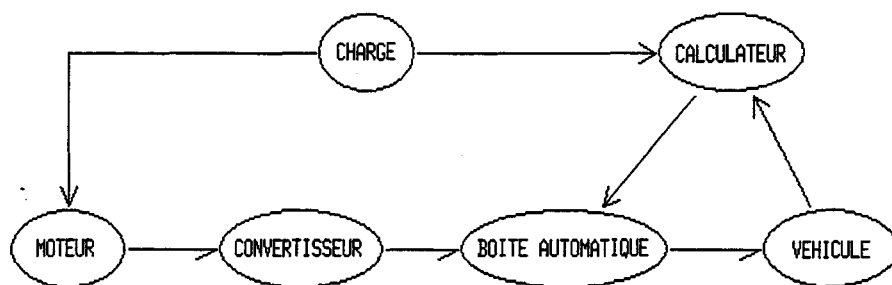


fig. 2.1 : modèle bond-graph à mots de la bva et de son environnement.

### 2.1.2 Les différents modèles utilisés.

#### 2.1.2.1 Le moteur.

On peut utiliser plusieurs types de modèles moteur :

① un modèle de comportement dynamique qui prend en compte les pressions d'admission et d'échappement, en fonction de la position du papillon moteur, comme décrit en [D.J. Dobner, 1983]. Pour utiliser ce modèle dans de bonnes conditions, il est nécessaire de connaître

numériquement les différents rendements, ce qui n'est pas toujours le cas. Il serait alors intéressant de reprendre un modèle moteur élaboré par des motoristes, validé par des essais, mais cela n'a pas pu être possible dans le cadre de notre étude.

② un modèle qui utilise les caractéristiques moteur en stabilisé (appelées iso-ouvertures papillon): ce sont des courbes couple moteur en fonction du régime, paramétrées selon l'ouverture papillon  $\theta$ . L'allure est celle de la figure ci-dessous, et les relevés réels se trouvent en annexe II-5:

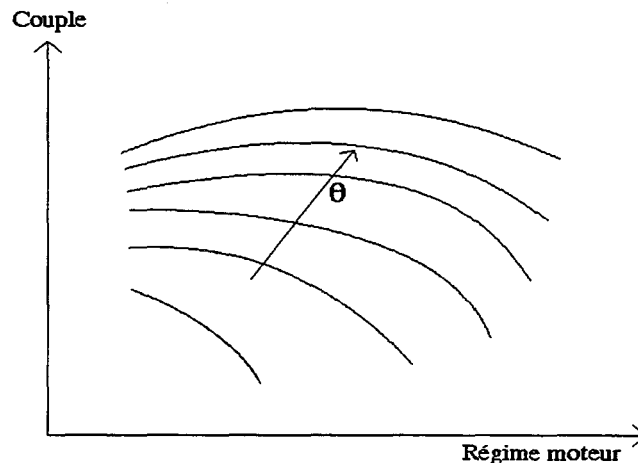


fig. 2.2 : allure du réseau caractéristiques moteur.

L'avantage est que ces courbes sont obtenues par des essais classiques, et il devrait donc être possible de caractériser précisément le moteur qui servira dans l'application future. Le modèle moteur est alors du type "boîte noire" qui nécessite en entrée l'information "position papillon", appelée aussi "charge moteur".

### 2.1.2.2. Le convertisseur hydraulique.

Sa fonction a été vue lors du chapitre précédent. En ce qui concerne la modélisation, on a, comme pour le moteur, deux types de modèles et les remarques concernant l'utilisation de ces modèles s'appliquent également.

① Un modèle physique est faisable [A. Keszy, 1992] [A. Keszy, 1993], et est décrit en termes bond-graph dans [D. Hrovat, 1985]. L'inconvénient est que la connaissance numérique de tous les paramètres nécessaires est difficile à avoir, puisqu'ils sont difficilement mesurables.

② De même que pour le moteur, on peut utiliser les caractéristiques relevées sur banc d'essai pour définir le comportement dynamique du convertisseur. Le modèle sera donc du type "boîte noire", et des travaux ont montré que les caractéristiques stabilisées suffisent pour l'utilisation que l'on veut faire du modèle [T. Ishihara, 1966]. L'allure de ces caractéristiques est représentée dans la figure 2.3 ci-après; en abscisse se trouve le rapport entre la vitesse turbine et la vitesse impulseur (noté RV) et on a les définitions suivantes pour les différents paramètres:

$$\gamma = \frac{\omega_{\text{impulseur}}}{\sqrt{C_{\text{impulseur}}}}$$

$\omega$ : vitesse angulaire en tr/min

C: couple en m.daN

$$K = \frac{C_{\text{turbine}}}{C_{\text{impulseur}}}$$

$$\eta = K \frac{\omega_{\text{turbine}}}{\omega_{\text{impulseur}}}$$

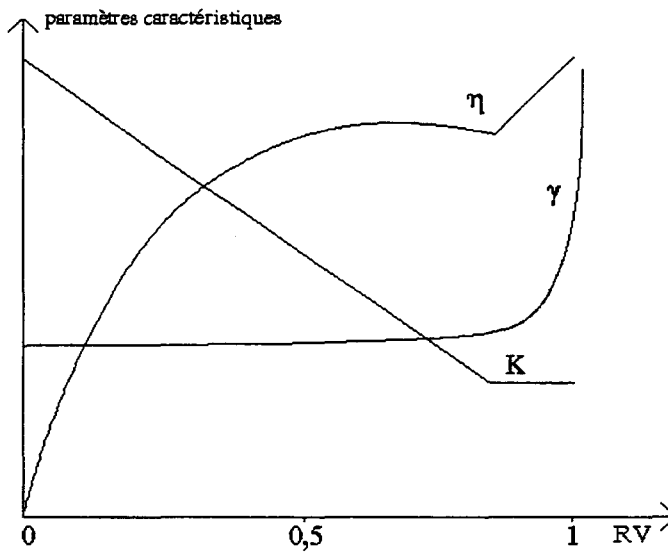


fig. 2.3 : allure des caractéristiques du convertisseur.

Les relevés correspondant au convertisseur réel se trouvent dans l'annexe II-6.

### 2.1.2.3. La boîte de vitesses automatique.

#### ① Modèle d'un train épicycloïdal.

La figure 2.4 ci-après présente la schématique du train épicycloïdal décrit dans le paragraphe 1.3.1. La formule de Willis forme une relation caractéristique entre les vitesses des différents éléments d'un train:

$$\frac{\omega_c - \omega_{ps}}{\omega_p - \omega_{ps}} = m ,$$

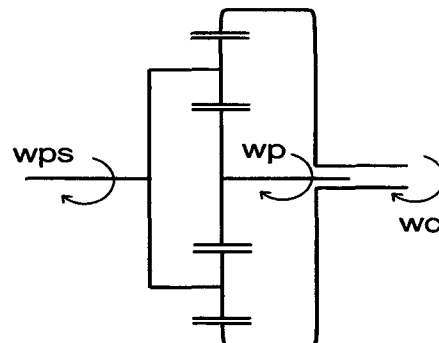


fig. 2.4 : schéma d'un train épicycloïdal.

$\omega_{ps}$ ,  $\omega_c$  et  $\omega_p$  sont respectivement les vitesses du porte-satellites, de la couronne et du planétaire.  
 $m$  est le coefficient qui caractérise le train; il dépend des nombres de dents de la couronne et du planétaire.

On peut noter que la connaissance de deux vitesses nous donne la troisième, et que si  $\omega_p$  est égal à  $\omega_{ps}$ , on a aussi l'égalité avec  $\omega_c$  : le train tourne en un seul bloc et la vitesse de sortie est égale à la vitesse d'entrée.

Cette formule et le schéma physique permettent de construire le modèle bond-graph d'un train épicycloïdal, tout d'abord en cinématique, puis en dynamique en tenant compte des différentes inerties et raideurs.

On remarque que deux modèles bond-graph sont possibles selon la façon dont on écrit la relation entre les vitesses:

- la relation  $\omega_c - \omega_{ps} = m (\omega_p - \omega_{ps})$  donne lieu à un modèle de type "triangle",
- la relation  $\omega_c = (1 - m)\omega_{ps} + m \omega_p$  donne lieu à un modèle de type "étoile".

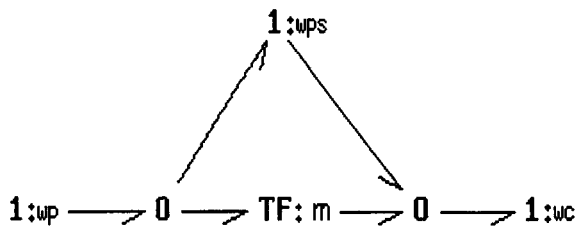


fig. 2.5 a :  
*bond-graph cinématique d'un train en "triangle".*

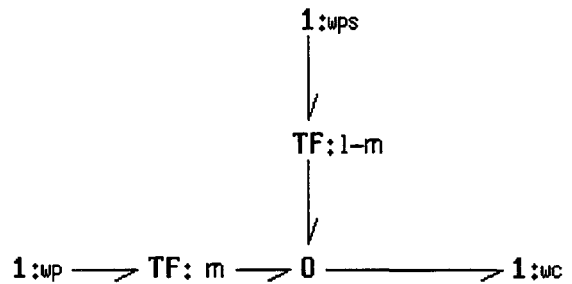


fig. 2.5 b :  
*bond-graph cinématique d'un train en "étoile".*

Pour obtenir le modèle dynamique, nous ajoutons les inerties  $J_p$ ,  $J_c$  et  $J_{ps}$  respectivement du planétaire, de la couronne et du porte-satellite et une raideur qui représente la raideur d'engrènement et les jeux, si nécessaire, de l'ensemble du train épicycloïdal. Se est l'effort appliqué en entrée, correspondant aux efforts amonts.

Les deux modèles sont dans la figure ci-dessous:

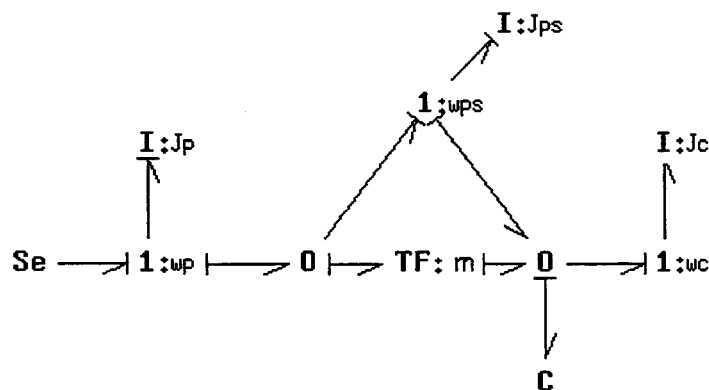


fig. 2.6 a : *bond-graph dynamique d'un train en "triangle".*

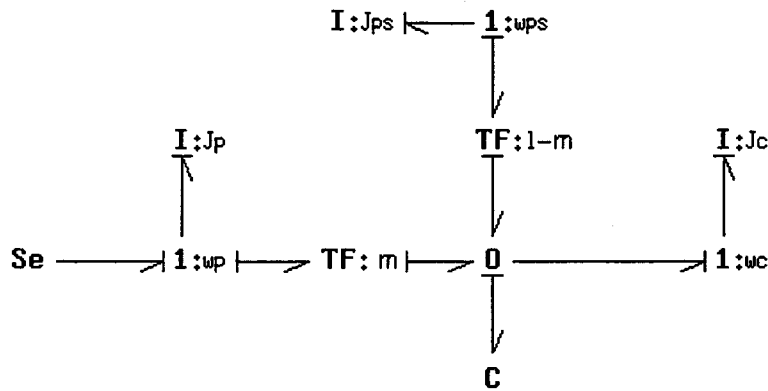


fig. 2.6 b : bond-graph dynamique d'un train en "étoile".

Comme on le voit, le modèle de type "triangle" amène une indétermination sur la position de l'élément C selon que l'on privilégie l'une ou l'autre des jonctions 0, c'est la raison pour laquelle nous avons préféré utiliser le type "étoile" pour la modélisation de la boîte complète.

Notons que le modèle de type "triangle" est détaillé dans [D. Hrovat, 1991] où est incluse la dynamique des satellites, négligeable dans le cadre de notre étude.

## ② Modèle de bva: de la cinématique à la dynamique.

On a vu qu'une bva est principalement constituée d'un ensemble de trains épicycloïdaux dont certains des éléments sont reliés entre eux pour former des rapports de vitesses. Le schéma de la cinématique est présenté dans le paragraphe 1.3.3.3 ainsi que dans l'annexe II -3: on voit qu'il s'agit d'un ensemble de deux trains ayant les caractéristiques suivantes:

le planétaire est commun,

la couronne de l'un est reliée au porte-satellite de l'autre.

Grâce aux modèles de base, on peut construire le modèle bond-graph en cinématique de la boîte de vitesse étudiée. (figure 2.7)

Le train de coefficient  $m_2$  est dans la même configuration que le train de base présenté plus haut, c'est donc ce train que l'on peut poser le premier. Pour le train de coefficient  $m_1$ , les rôles des différents éléments ont été permutés et la relation entre les vitesses devient:

$$\omega_{ps1} = (1 - m_1)\omega_{p1} + m_1 \omega_{c1}$$

$$\text{avec } m_1 = \frac{1}{1 - m}$$

On a une seule jonction 1 pour les deux planétaires, la vitesse est  $\omega_p$ . Il en est de même pour la couronne du train 2 et le porte-satellite du train 1, la vitesse correspondante étant  $\omega_{C2+PS1}$ .

$\omega_{C1}$  et  $\omega_{PS2}$  sont respectivement les vitesses de la couronne du train 1 et du porte-satellite du train 2.



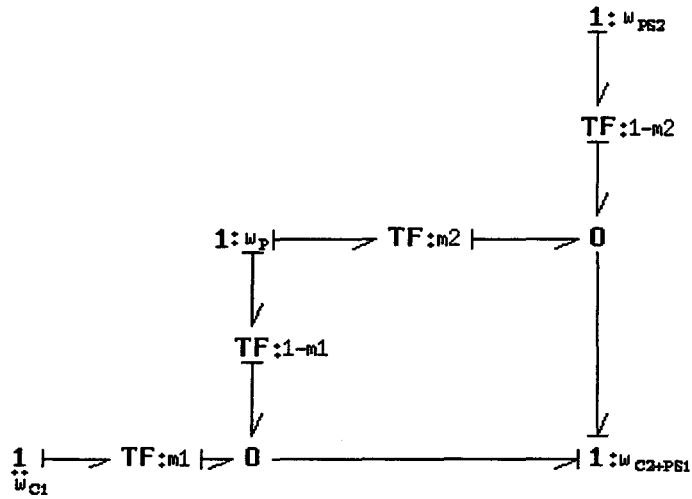


fig. 2.7 : modèle bond-graph de la bva en cinématique.

Le modèle dynamique de la boîte s'obtient en ajoutant au modèle cinématique les inerties et les raideurs d'engrènement, comme nous l'avons fait pour le modèle de base du train épicycloïdal.

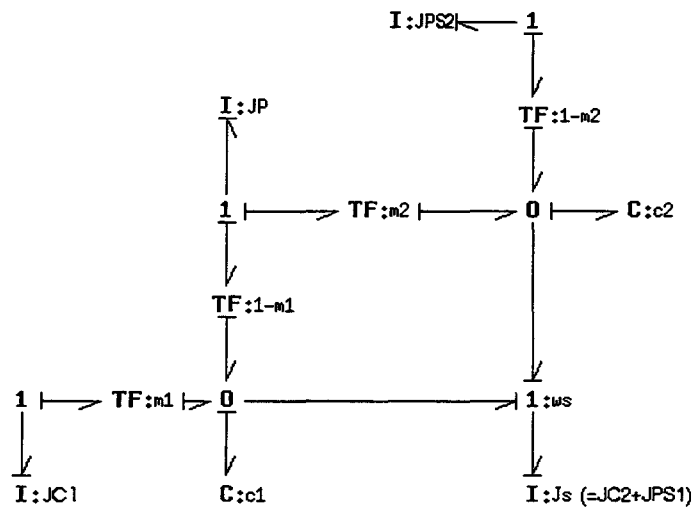


fig. 2.8 : modèle bond-graph de la bva en dynamique.

Pour alléger les notations, nous notons:

$J_P$  l'inertie du planétaire commun aux deux trains,

$J_{PS2}$  l'inertie du porte-satellite du train 2,

$J_{C1}$  l'inertie de la couronne du train 1,

et  $J_S$  l'inertie de la sortie de la boîte, c'est-à-dire celle de l'ensemble (porte-satellite du train 1 + couronne du train 2).

Les raideurs  $c_1$  et  $c_2$  utilisées représentent les raideurs d'engrènement, ainsi que les jeux éventuels que l'on trouve sur les ensembles épicycloïdaux.

On peut alors réaliser le modèle bond-graph complet de la boîte:

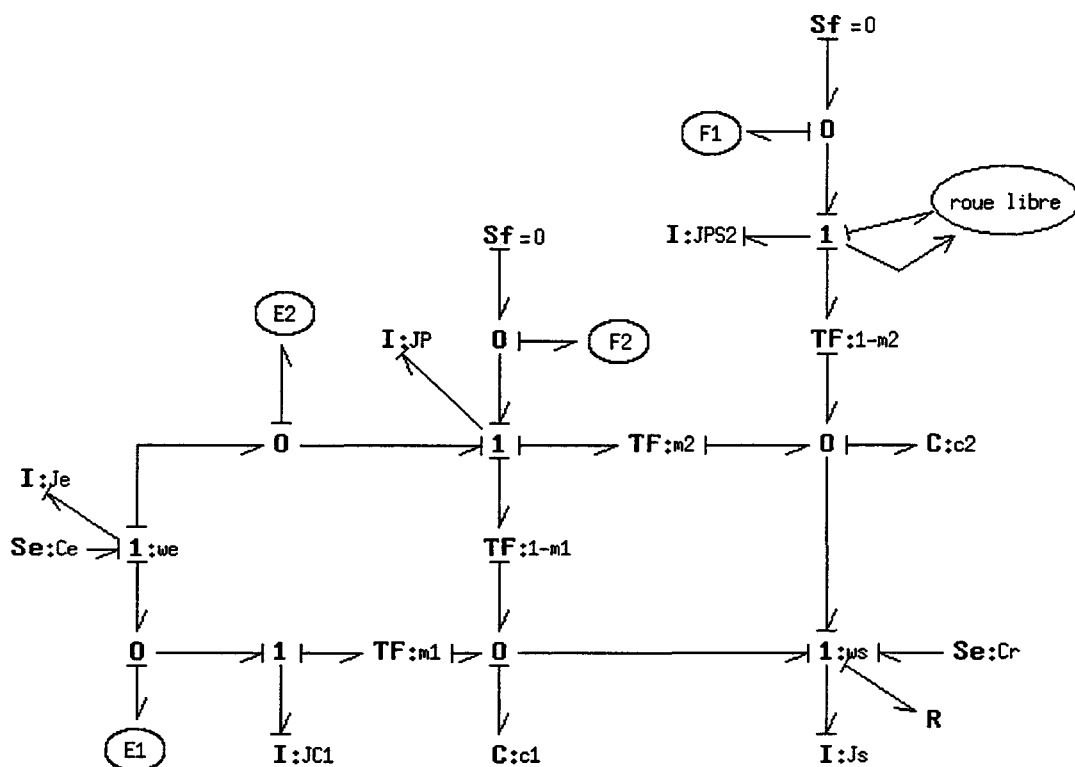


fig. 2.9 : modèle bond-graph de la boîte de vitesse automatique.

L'entrée du modèle est une source d'effort - couple d'entrée de boîte - qui s'applique sur l'arbre d'entrée de boîte, inertie notée  $J_e$ .

On peut alors relier entre elles les différentes inerties par l'intermédiaire des embrayages:

- l'embrayage E1 permet de connecter l'inertie d'entrée de boîte  $J_e$  à l'inertie  $J_C$  de la couronne.

- l'embrayage E2 permet de connecter l'inertie d'entrée de boîte  $J_e$  au planétaire commun, d'inertie  $J_p$ .

Ces embrayages servent à autoriser la transmission de couple d'une inertie vers une autre, ils sont donc représentés par des sous-modèles bond-graph, sur des jonctions 0 situées entre les jonctions 1 des différentes vitesses des inerties.

Les freins F1 et F2 permettent de bloquer respectivement l'inertie  $J_p$  et l'inertie  $J_{PS2}$ ; ils sont donc représentés par des sous-modèles sur une jonction 0 entre l'inertie adéquate et une source de flux nulle, correspondant au carter fixe de la boîte de vitesses.

Nous avons ajouté en parallèle avec le frein F1 un modèle de roue libre, puisqu'elle existe sur la bva: cette roue libre a le même rôle que le frein F1 quand le couple qui transite est positif, et devient libre quand ce même couple est négatif. On a donc un signal qui entre dans le sous-modèle roue libre et qui donnera l'état libre ou bloqué de la roue libre.

Les modèles utilisés pour les embrayages, les freins et la roue libre sont vus dans les paragraphes suivants.

En sortie de boîte, nous avons un élément R qui résume les frottements visqueux sur les éléments tournants de la boîte, hormis les frottements dans les embrayages et les freins qui sont pris en compte dans les modèles associés.

On a aussi un couple résistant, noté  $C_r$ , qui représente l'action des éléments liés en aval à la boîte de vitesses.

### ③ Embrayages et freins.

D'après son fonctionnement, on peut représenter un embrayage (ou un frein) quand il est ouvert, par un frottement visqueux, et quand il est fermé, par un couple proportionnel à la pression appliquée, selon l'expression donnée dans les Techniques de l'Ingénieur [R. Lindas, 1987] :

$$C = \mu * N * \frac{R_{int} + R_{ext}}{2} * P * S \quad (\text{Eq. 2 -1})$$

$\mu$  est le frottement visqueux statique,

$N$  est le nombre de surfaces de disques en contact,

$P$  est la pression appliquée,

$R_{int}$  et  $R_{ext}$  sont respectivement les rayons intérieur et extérieur des disques de frottement,

$S$  est la surface de poussée du piston sur les disques de l'embrayage.

La définition précédente ne suppose que deux états à l'embrayage: l'état ouvert et l'état fermé, ce qui est faux puisque l'embrayage peut glisser en même temps qu'il transmet un certain couple. Afin de n'avoir qu'une seule représentation pour les différents modes de fonctionnement, on propose plutôt cette définition pour un embrayage :

Une pression donnée définit un couple limite transmissible par l'embrayage, et

si le couple transmis par l'embrayage est plus petit que le couple limite, l'embrayage est fermé et transmet effectivement le couple,

si le couple transmis par l'embrayage augmente et tend à devenir plus grand que le couple limite, l'embrayage glisse et la valeur du couple transmis est le celle du couple limite.

La modélisation que l'on peut faire est celle d'un frottement de Coulomb, élément bond-graph R non linéaire:

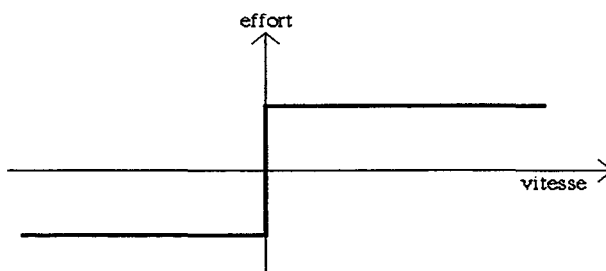


fig. 2.10 : modèle du frottement de Coulomb.

Ce modèle ne peut pas s'utiliser tel quel dans l'environnement de simulation choisi, on a donc opté pour une causalité de type "flux entrant" pour l'élément R, c'est-à-dire que l'on admet toujours un léger glissement même quand l'embrayage est dit en position "fermé". De plus, la valeur absolue de la force limite est pour nous, une valeur de couple limite qui varie avec la pression appliquée; cette pression sera en termes bond-graph une information et l'élément R, un R modulé.

L'ensemble des figures 2.11 illustre ceci :

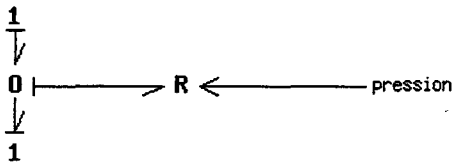


fig. 2.11 a : représentation bond-graph du frottement modulé.

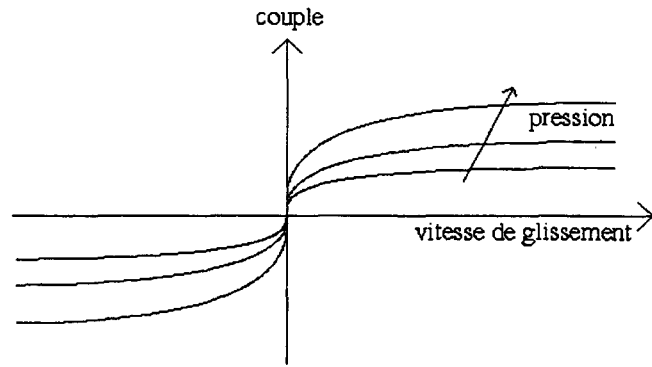


fig. 2.11 b : caractéristique de l'embrayage.

Pour des facilités d'utilisation, ce modèle sera représenté par la fonction ARCTAN, modulée de façon à prendre ses valeurs entre  $+c_{lim}$  et  $-c_{lim}$ , et avec un assez grand coefficient  $v_{lim}$  qui rendra compte de la forte pente autour de l'origine. On obtient l'équation suivante pour le couple transmis par l'embrayage :

$$C_{emb} = c_{lim} \frac{2}{\pi} \arctan \frac{g}{v_{lim}} \quad (\text{Eq. 2-2})$$

$g$  étant le glissement dans l'embrayage, c'est-à-dire la différence entre vitesse sortie et vitesse entrée de l'embrayage.

#### ④ La roue libre.

Comme pour le modèle des embrayages et des freins, on a un élément R qui représente le frottement de la roue libre sur l'inertie  $J_{PS}$ . Pour tenir compte des deux états possibles de la roue libre, on a utilisé un élément "transformateur modulé" par un signal dépendant de la vitesse de l'inertie  $J_{PS2}$  (figure 2.12)

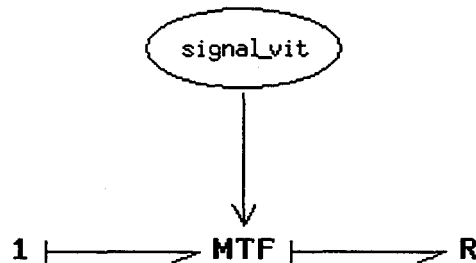


fig. 2.12 : modèle utilisé pour la roue libre.

La valeur de R est très grande, et par conséquent:

- si la vitesse de la roue libre est positive, alors le transformateur vaut 0 et l'élément R ne sert à rien, la roue libre est libre et l'inertie  $J_{PS2}$  tourne librement,
- si la vitesse de la roue libre tend à devenir négative, alors le transformateur vaut 1 et l'inertie est freinée grâce à la résistance R.

### ⑤ Le calculateur.

Pour la simulation du modèle complet, on ne s'intéresse dans le calculateur qu'aux lois de passages, décrites au chapitre précédent. En effet, pour tester le modèle complet, on préfère mettre l'accent sur le "when-to-shift", et laisser de côté le "how-to-shift", d'autant plus que ce deuxième aspect sera vu plus en détail au chapitre 3, avec un modèle de boîte plus adéquat.

On a pris les lois de passages relevées sur la boîte qui sera étudiée, le diagramme constitutif est en annexe II-7 et pour rappel, se trouve dans la figure ci-dessous, l'allure des caractéristiques:

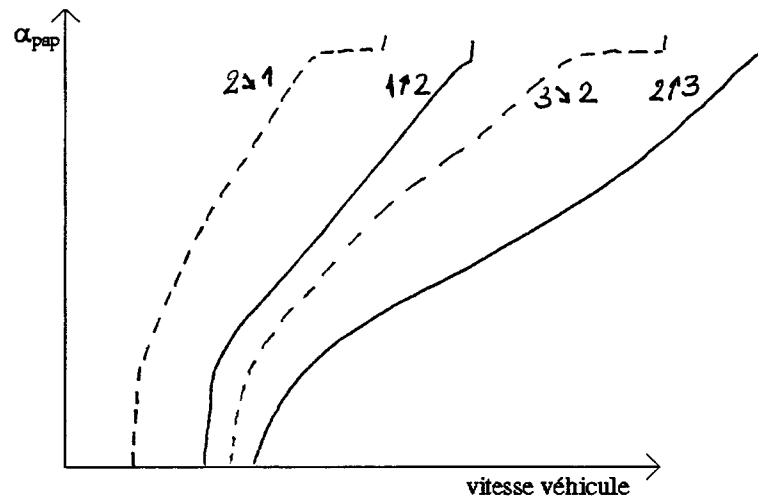


fig. 2.13 : allures des caractéristiques des lois de passages.

$\alpha_{pap}$  est l'ouverture du papillon moteur,

en abscisse se trouve la vitesse véhicule, que l'on peut ramener à la vitesse sortie de boîte, car le capteur utilisé est sur la sortie de boîte.

La commande des pressions se fait à l'instant de commutation donné par les lois de passages, nous avons choisi un pilotage arbitraire des pressions de commande car la simulation faite ici a pour but de valider le modèle complet et non de visualiser la qualité de passage. Conformément au tableau de la figure 1.5b, l'embrayage E1 est constamment fermé, le passage 1/2 se fait en fermant F2, et donc en appliquant à F2 une rampe de montée en pression dont la pente correspond à ce qui est fait dans la réalité.

Le passage 2/3 ne se fait pas comme ce qui est fait dans la réalité: nous avons choisi un pilotage formé d'une descente de pression (pour F2) et d'une montée de pression (pour E2) selon un profil de type passage "en croix", montré dans la figure 2.14. Les pentes sont assez importantes car on veut

gérer le passage de façon rapide: on reviendra bien sûr sur cette commande de pression, puisque la qualité de passage est le but de l'étude, mais en utilisant un modèle plus adéquat.

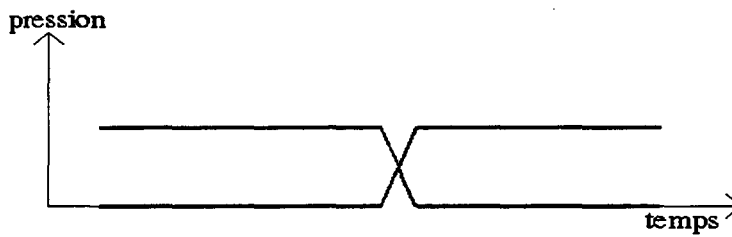


fig. 2.14 : variations de pression lors d'un passage.

#### 2.1.2.4 Le reste du véhicule.

Le reste du véhicule est la chaîne cinématique et dynamique des éléments qui se trouvent derrière la bva, ceci comprend:

- le pignon de descente et le pignon d'attaque, qui permettent d'offrir un choix plus vaste dans les démultiplications et de présenter une ligne secondaire de boîte, puisque comme on l'a vu dans une bva, entrée et sortie sont co-axiales.

- le pignon de pont, qui est la couronne du différentiel,

- le différentiel,

- les arbres de transmission,

- les roues,

- la masse véhicule, ainsi que son environnement simplifié.

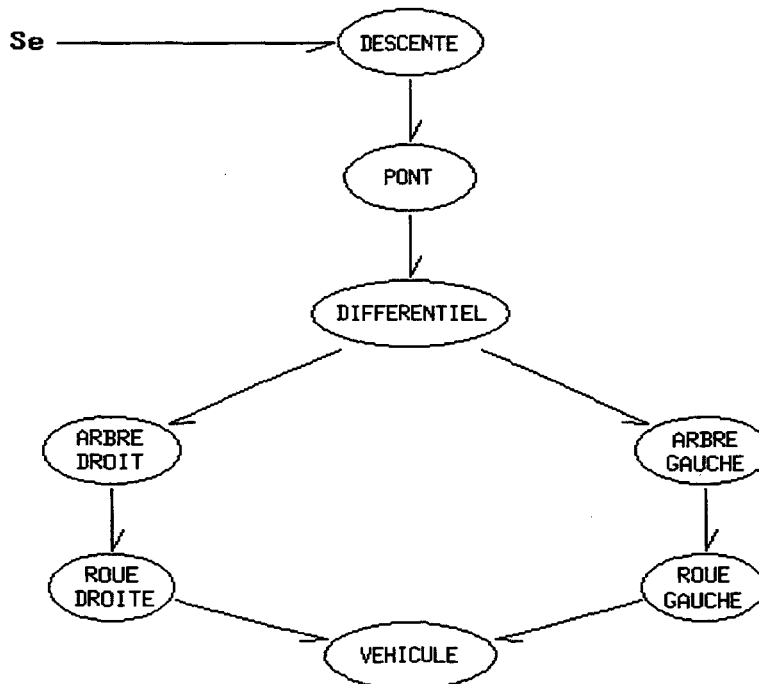


fig. 2.15 : bond-graph à mots du modèle de la chaîne cinématique du véhicule.

L'ensemble du système a un seul degré de liberté, il s'agit de la rotation déjà utilisée dans le modèle de la cinématique de la bva.

Le modèle déjà utilisé dans [D. C Karnopp, 1970] et [D. Hrovat, 1991], est présenté ici sous forme de bond-graph à mots.

Les modèles choisis sont simples:

- inerties et transformateurs pour les pignons engrénants, comme le montre la figure 2.16 qui est la représentation de l'ensemble des pignons en sortie de boîte. Un premier transformateur correspond à la "descente", juste derrière la bva; on trouve ensuite une seule inertie pour les pignons de descente et d'attaque; un deuxième transformateur donne le rapport de "pont" et on trouve alors l'inertie de la couronne de différentiel.

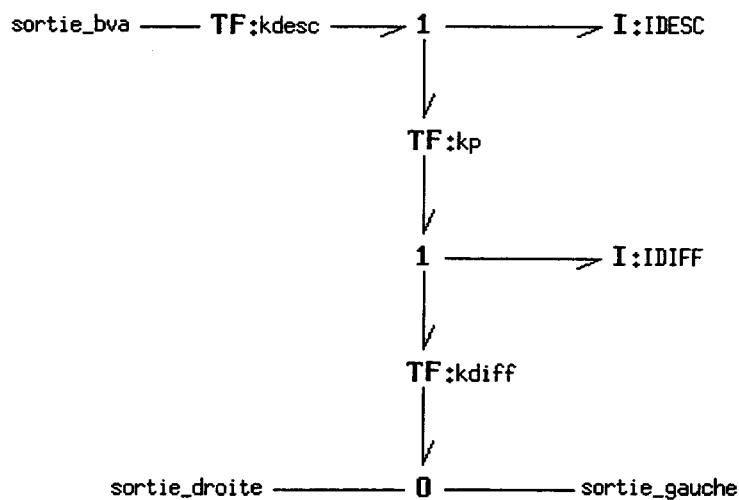


fig. 2.16 : modèles de l'ensemble de la pignonnerie et du différentiel.

Un différentiel est un cas particulier de train épicycloïdal, il est donc normal que les modélisations se ressemblent: le transformateur kdiff est égal à 2 puisque le couple est le même sur les arbres de transmissions et égal à la moitié du couple en sortie de boîte.

On trouve ensuite:

- les inerties et les raideurs des arbres de transmission avants,
- les inerties et les raideurs équivalentes pour les pneus, ainsi que les frottements équivalents pour les roues,
- un transformateur sur chaque branche égal aux rayons des roues, et qui relie les roues à la masse véhicule de façon à passer du degré de liberté en rotation au degré de liberté en translation,
- une masse véhicule (figure 2.17) à laquelle on attache une résistance au roulement, une résistance aérodynamique (non linéaire) et une force extérieure (source d'effort) pour simuler une pente éventuelle

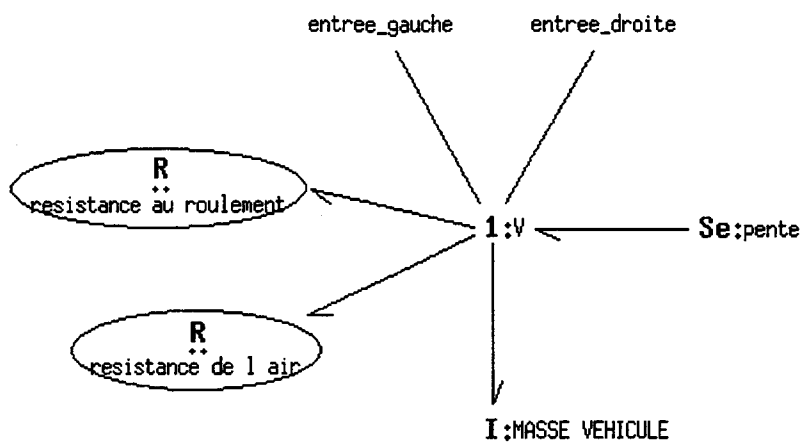


fig. 2.17 : modèle du véhicule et de son environnement.

Nous avons fait le choix d'utiliser des modèles très simples, car on ne s'intéresse au comportement du véhicule qu'en transitoire lors des passages de vitesses. Un modèle plus fin ne nous apparaissait donc pas nécessaire, du moins dans un premier temps. Nous verrons en conclusion de ce chapitre, au vu de ce que nous ont appris les différentes simulations, les modifications que l'on pourrait apporter au modèle pour avoir une meilleure précision.

## 2.1.3 Les simulations.

Nous avons fait des simulations qui pouvaient se comparer à des essais déjà réalisés sur un véhicule équipé de la boîte MB3 série, avec son pilotage électro-hydraulique classique.

### 2.1.3.1 Essais sur banc moteur, simulation correspondante.

Les bancs moteurs sont les moyens de test des boîtes de vitesses manuelles ou automatiques : on a un moteur thermique en entrée de boîte et une inertie représentant le véhicule en sortie de boîte ; on agit sur l'ouverture papillon à l'aide d'un potentiomètre et le frein est remplacé par un freinage de l'inertie par courants de Foucault.

Ces bancs servent le plus souvent à faire des essais d'endurance de boîtes ou de calibration.

Le relevé de la figure 2.18a de la page suivante est un début de cycle d'endurance : de 0 à 4 secondes, la position papillon est une ouverture de 20%, puis de 100%, après 20 secondes, on agit sur le frein. On voit les passages 1-2 puis 2-3, puis après 20 secondes, l'action sur le frein induit des rétrogradages 3-2 puis 2-1.



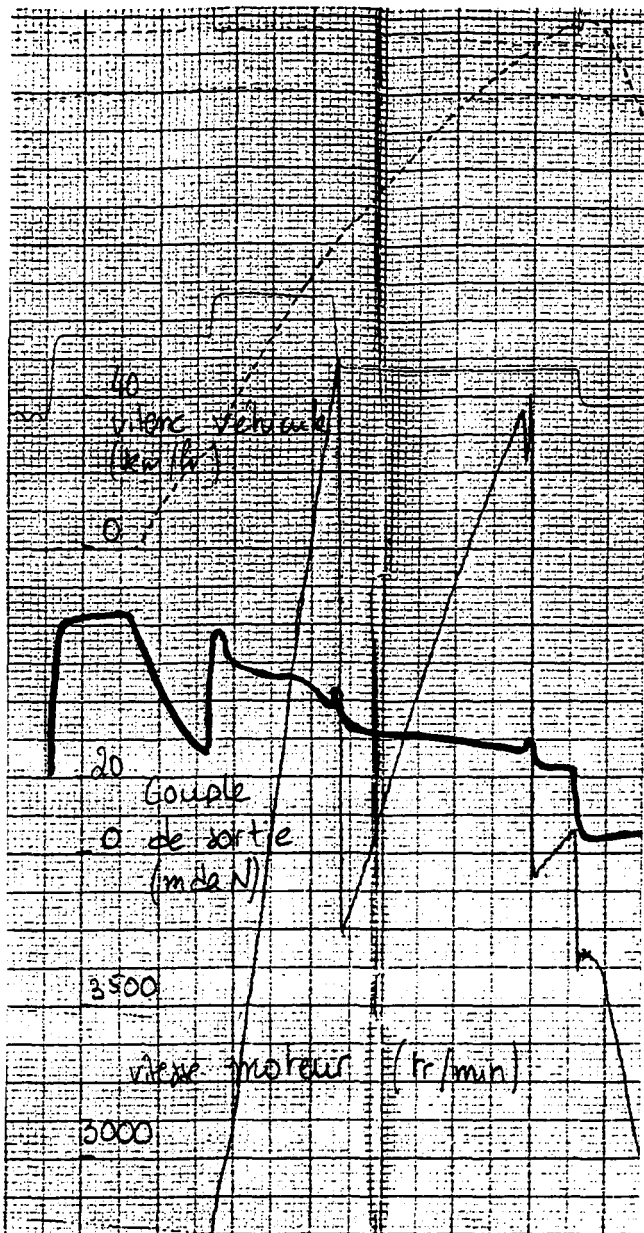


fig. 2.18a : essais sur banc moteur : relevé de mesures.

L'essai sur banc moteur doit placer la bva dans les mêmes conditions qu'un essai de véhicule sur route; dans la figure 2.18b on a donc le même essai simulé en utilisant le modèle complet de bva ainsi que le modèle de véhicule présenté plus haut.

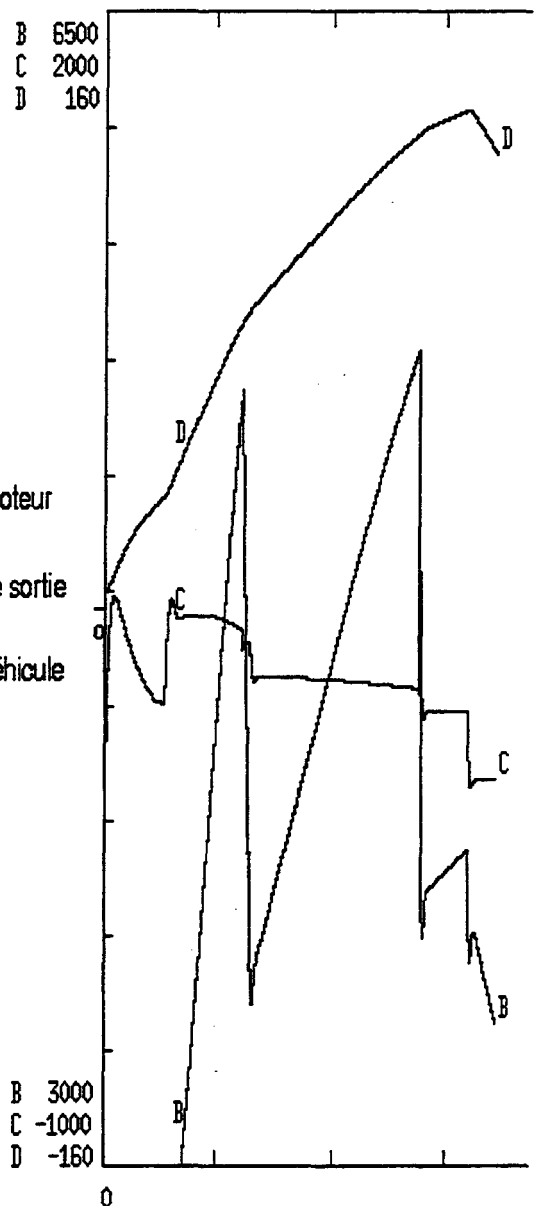


fig. 2.18b : essais sur banc moteur : simulation.

### 2.1.3.2 Essais véhicule sur route, simulation correspondante.

L'essai sur route se passe de la façon suivante : on se place à une position papillon constante et on lâche le frein du véhicule, on voit donc passer les différents rapports montants 1-2, 2-3; quand le troisième rapport est passé, on appuie à nouveau sur le frein sans changer la position papillon : on a alors les passages de rétrogradage 3-2 et 2-1.

On peut faire plusieurs essais en faisant varier la position papillon.

Les figures 2.19 de la page suivante montrent un essai de ce type sous pleine charge moteur (ouverture papillon maximum); la première figure est l'essai mesuré, la deuxième est l'essai simulé, et pour chacune des deux, l'essai dure 50 secondes.

On trouve sur chaque figure, la vitesse du véhicule en km/h, le régime moteur en tr/min et le couple à la roue en mN pour la simulation et en mdaN pour l'essai.

La simulation n'utilise pas de freinage (puisque le modèle ne contient pas de sous-modèle de frein), on a donc utilisé la pente qui s'oppose au véhicule, en lui donnant une valeur déterminée à un instant déterminé, de telle sorte que la vitesse du véhicule diminue de la même façon que sur les relevés des mesures. Le véhicule est alors freiné et on voit les passages de rétrogradages, conformes aux lois de passages pré-programmées, comme le montre la simulation.

On peut proposer le même type d'essai, pour une ouverture papillon différente, égale à 50%. Là aussi, la simulation est tout à fait comparable à l'essai mesuré (figures 2.20a et 2.20b). La durée de l'essai et de la simulation est ici 32 secondes.

Notons toutefois, que dans les deux cas, il y a lors des passages de vitesse, des pics sur le couple de sortie plus importants que ceux trouvés dans les mesures: ceci est dû au choix fait pour la commande des pressions, selon le profil "en croix" présenté en 2.1.2.1.

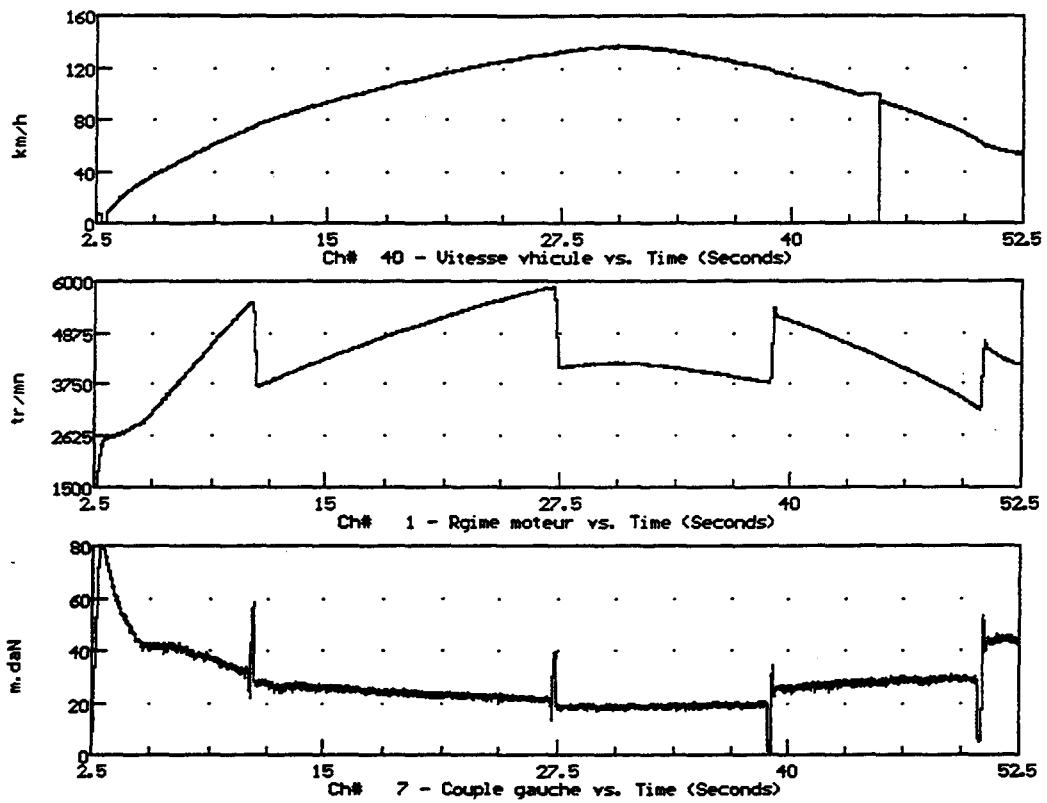


fig. 2.19a : essai véhicule pleine charge : relevé de mesures.

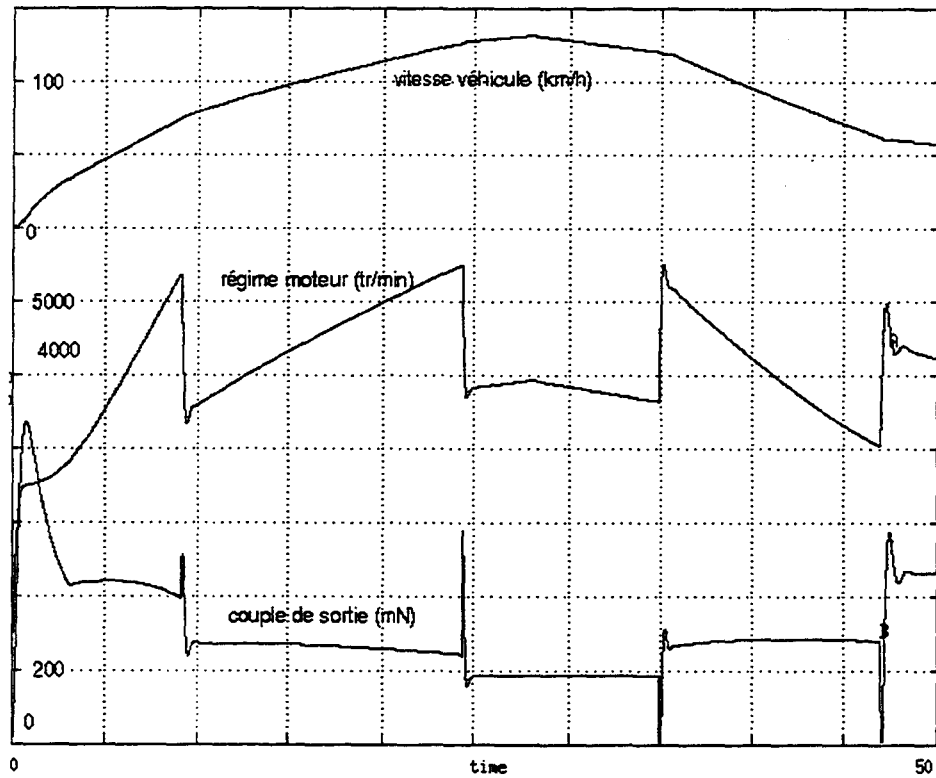


fig. 2.19b : essai véhicule pleine charge : simulation.

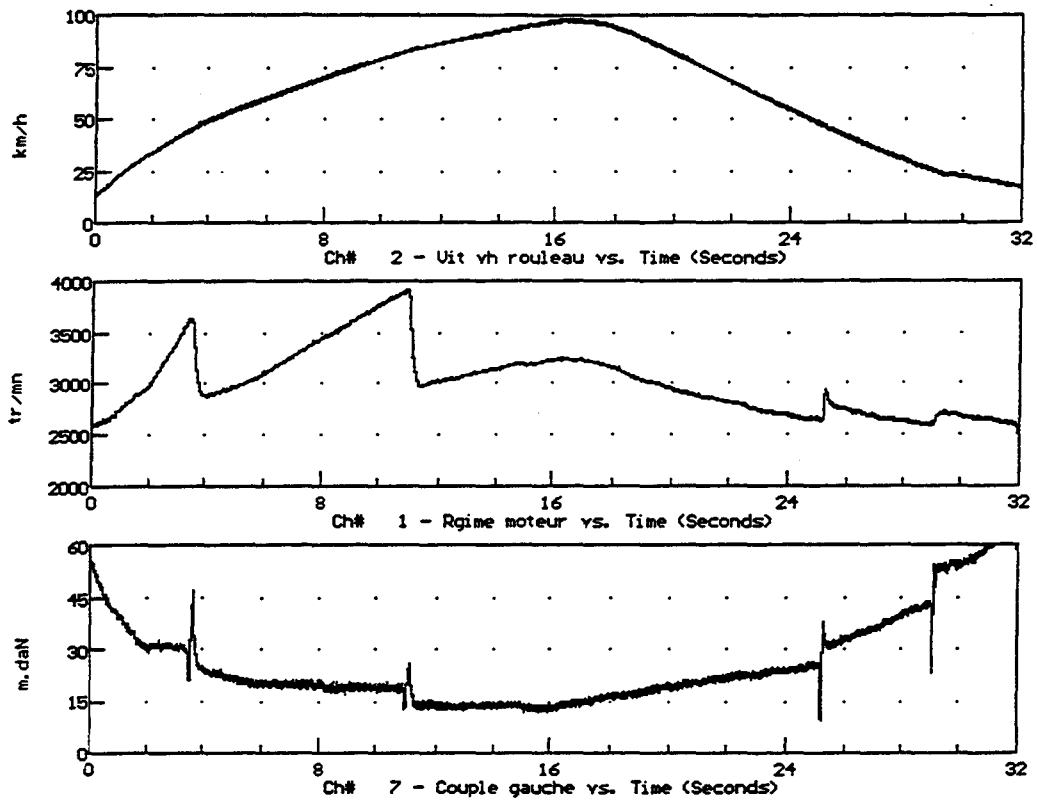


fig. 2.20a : essai véhicule charge partielle : relevé de mesures.

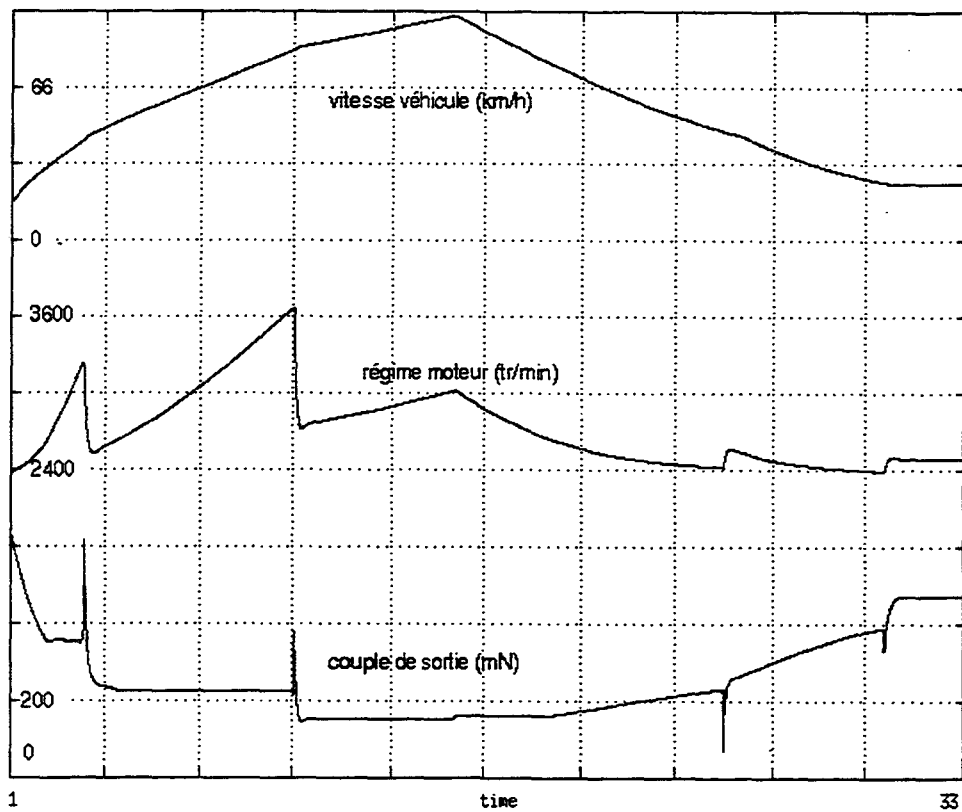


fig. 2.20b : essai véhicule charge partielle : simulation.

## 2.2 L'étude d'un passage : le modèle "simplifié" équivalent.

### 2.2.1 Généralités sur les passages.

Pour la plupart des transmissions automatiques (et ceci est vrai pour la boîte MB3), il faut deux éléments de friction engagés pour produire un rapport de vitesse : ceci est résumé dans le tableau présenté dans le premier chapitre, les éléments de friction étant soit des freins, soit des embrayages.

Tous les changements de rapports se font en laissant un des deux éléments de friction continûment engagé et en agissant sur l'autre élément : on le relâche et on vient engager un nouvel élément de friction. Lors d'un passage on ne s'intéresse donc qu'à deux éléments de friction : celui que l'on lâche et le nouvel élément que l'on prend ; l'élément continûment fermé est laissé de côté, puisqu'il n'intervient pas durant le passage considéré.

Remarquons tout d'abord que les passages les plus sensibles aux à-coups de couple sont les passages les plus bas, type 1-2 et 2-1, néanmoins nous avons choisi d'étudier le passage 2-3 (montant) et 3-2 (descendant) sur la bva, car ils se font en agissant sur un embrayage et un frein et non en libérant (ou bloquant) une roue libre, ce qui est le cas pour le passage 1-2 ou 2-1.

C'est ce passage 2-3, 3-2 que l'on voudra réguler au mieux selon les objectifs de commande fixés.

La modélisation complète de la bva permet de faire des simulations sur plusieurs secondes et on voit les rapports monter et descendre selon les lois de passages prédéfinies : on a donc pu comparer les simulations aux essais sur banc et ainsi valider le modèle complet, ceci a fait l'objet du paragraphe précédent.

Par contre, pour étudier de façon précise un passage de vitesse, nous avons choisi de travailler sur un modèle simplifié du comportement de la boîte, qui ne sera valable que pour le passage considéré, mais qui permettra la recherche de la commande.

C'est ce modèle et les équations le décrivant que nous allons présenter dans les paragraphes suivants.

### 2.2.2 Le modèle simplifié équivalent.

Le but est de trouver des relations entre le couple de sortie, le couple d'entrée et les couples dans les embrayages, on pourra ainsi identifier avec un modèle équivalent.

#### 2.2.2.1 Le modèle simplifié pour l'étude des passages 2/3 et 3/2.

##### ① La cinématique.

Pour définir la structure utilisée dans le passage 2-3, on remplace l'embrayage E1 par un lien de puissance (en effet, on a vu au paragraphe précédent qu'un embrayage fermé est inutile pour l'étude d'un passage d'autant plus quand les pertes de puissance à son niveau sont négligeables). Le frein F1 est remplacé par une source de couple nulle sur le transformateur 1- $m_2$  (en effet ce frein est ouvert ou

la roue libre correspondante est dans l'état libre).

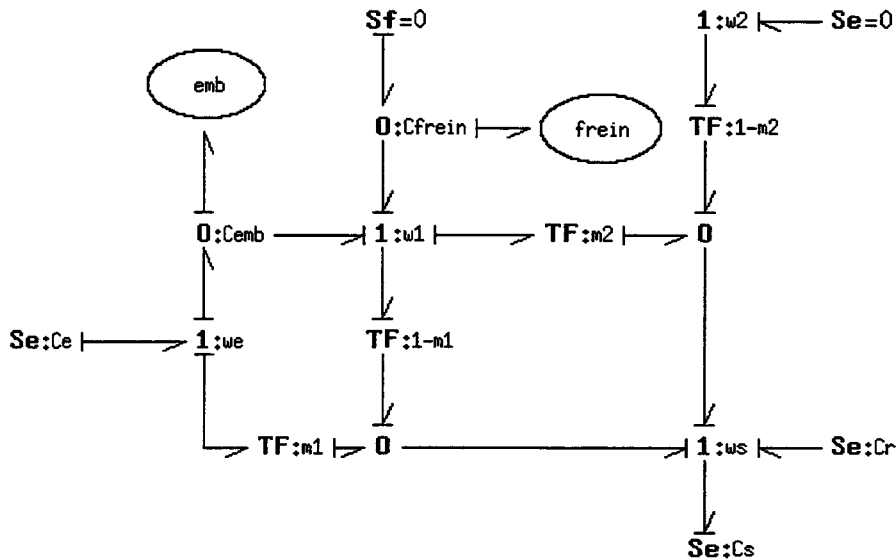


fig. 2.21 : modèle bond-graph de la boîte pour les passages 2/3 et 3/2 en cinématique.

De façon cinématique, on obtient donc le modèle bond-graph de la boîte que l'on étudie lors du passage 2-3 dans la figure 2.21.

Comme on ne travaille plus que sur un seul embrayage et un seul frein, on notera respectivement "emb" et "frein" pour l'embrayage E2 et pour le frein F2 du modèle complet de boîte.

Cr est toujours l'effort résistant en sortie de boîte.

Les éléments dynamiques sont omis (inerties et raideurs), puisque l'on étudie dans un premier temps les relations cinématiques : couples d'entrée et de sortie en fonction des couples dans l'embrayage et le frein : respectivement  $C_{emb}$  et  $C_{frein}$  ; et vitesses intermédiaires  $\omega_1$  et  $\omega_2$  en fonction des vitesses d'entrée et de sortie : respectivement  $\omega_e$  et  $\omega_s$ .

Les relations sur les couples sont calculées aux jonctions 1 :

$$C_e = \frac{1}{1-m_1} C_{emb} + \frac{m_1}{1-m_1} C_{frein} \quad (\text{Eq 2-3})$$

$$C_s = \frac{1}{1-m_1} C_{emb} + \frac{1}{1-m_1} C_{frein} + C_r \quad (\text{Eq 2-4})$$

Les relations sur les vitesses sont calculées aux jonctions 0 :

$$\omega_1 = -\frac{m_1}{1-m_1} \omega_e + \frac{1}{1-m_1} \omega_s \quad (\text{Eq 2-5})$$

$$\omega_2 = -\frac{m_1 m_2}{(1-m_1)(1-m_2)} \omega_e + \frac{1-m_1-m_2}{(1-m_1)(1-m_2)} \omega_s \quad (\text{Eq 2-6})$$

Nous verrons dans le paragraphe suivant que les équations sur les couples servent à proposer une

structure pour le modèle équivalent, tandis que les équations sur les vitesses servent pour la définition des inerties équivalentes.

## ② La dynamique.

De façon dynamique, le modèle bond-graph prend en compte les inerties et les raideurs, qui sont toutes ici en causalité intégrale. On remarque que l'inertie d'entrée  $J_e$  contient à la fois l'inertie d'entrée boîte et l'inertie de la couronne, puisque l'embrayage  $E1$ , toujours fermé lors du passage 2-3, a été remplacé par un lien de puissance.

On obtient par conséquent un bond-graph plus simple que celui de la figure 2.9, mais qui ne sera utilisable que pour l'étude du passage considéré.

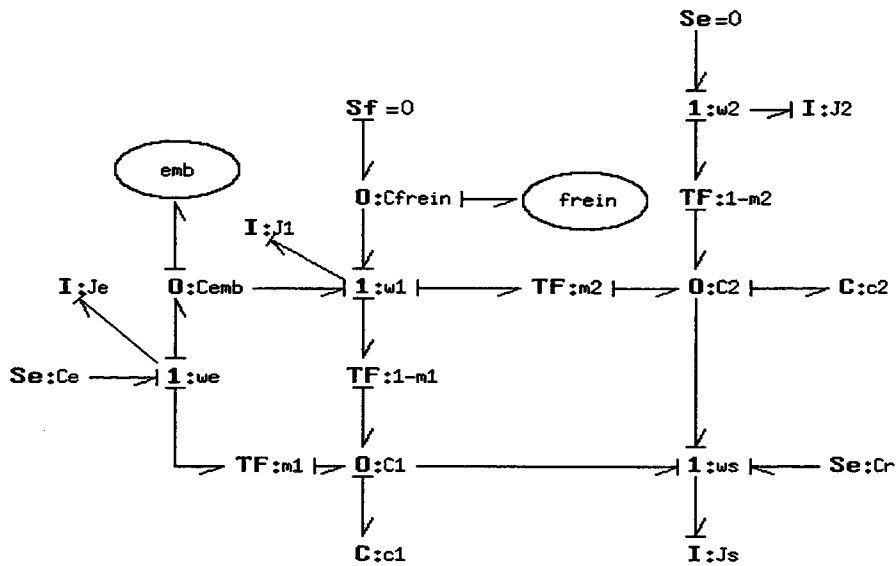


fig. 2.22 : modèle bond-graph de la boîte pour les passages 2/3 et 3/2 en dynamique.

Les variables calculées sont les couples  $C1$  et  $C2$  sur les compliances  $c_1$  et  $c_2$  et les vitesses  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_e$ ,  $\omega_s$  sur les inerties  $J_1$ ,  $J_2$ ,  $J_e$  et  $J_s$  correspondantes. On a :

$$C1 = \frac{1}{c_1} \int (m_1 \omega_e + (1-m_1) \omega_1 - \omega_s) dt \quad (\text{Eq 2-7})$$

$$C2 = \frac{1}{c_2} \int (m_2 \omega_1 + (1-m_2) \omega_2 - \omega_s) dt \quad (\text{Eq 2-8})$$

$$\omega_1 = \frac{1}{J_1} \int (C_{emb} + C_{frein} - (1-m_1) C1 - m_2 C2) dt \quad (\text{Eq 2-9})$$

$$\omega_2 = \frac{1}{J_2} \int - (1-m_2) C2 dt \quad (\text{Eq 2-10})$$

$$\omega_e = \frac{1}{J_e} \int (C_e - C_{emb} - m_1 C_1) dt \quad (\text{Eq 2-11})$$

$$\omega_s = \frac{1}{J_s} \int (C_1 + C_2 + C_r) dt \quad (\text{Eq 2-12})$$

En dérivant deux fois les équations 2-7 et 2-8, et en remplaçant les vitesses  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_e$  et  $\omega_s$  par leurs expressions définies dans les équations 2-9 à 2-12, on obtient le système S d'équations différentielles :

$$\frac{d^2 C_1}{dt^2} + C_1 \left( \frac{m_1^2}{c_1 J_e} + \frac{(1-m_1)^2}{c_1 J_1} + \frac{1}{c_1 J_s} \right) + C_2 \left( \frac{m_2(1-m_1)}{c_1 J_1} + \frac{1}{c_1 J_s} \right) =$$

$$C_{emb} \left( \frac{1-m_1}{J_1 c_1} - \frac{m_1}{c_1 J_e} \right) + C_{frein} \frac{1-m_1}{J_1 c_1} + C_e \frac{m_1}{c_1 J_e} - \frac{C_r}{c_1 J_s}$$

$$\frac{d^2 C_2}{dt^2} + C_1 \left( \frac{(1-m_1)m_2}{c_2 J_1} + \frac{1}{c_2 J_s} \right) + C_2 \left( \frac{(1-m_2)^2}{c_2 J_2} + \frac{1}{c_2 J_s} + \frac{m_2^2}{c_2 J_1} \right) =$$

$$\frac{m_2}{c_2 J_1} (C_{emb} + C_{frein}) - \frac{C_r}{c_2 J_s}$$

Les compliances  $c_1$  et  $c_2$  sont très petites, (on rappelle qu'elles représentent des raideurs d'engrènement), on peut donc négliger dans ce système les termes

$c_1 \frac{d^2 C_1}{dt^2}$  et  $c_2 \frac{d^2 C_2}{dt^2}$  ; on obtient alors un nouveau système S\*, d'équations algébriques.

$$C_1 \left( \frac{m_1^2}{J_e} + \frac{(1-m_1)^2}{J_1} + \frac{1}{J_s} \right) + C_2 \left( \frac{m_2(1-m_1)}{J_1} + \frac{1}{J_s} \right) = C_{emb} \left( \frac{1-m_1}{J_1} - \frac{m_1}{J_e} \right) + C_{frein} \frac{1-m_1}{J_1} + C_e \frac{m_1}{J_e} - \frac{C_r}{J_s}$$

$$C_1 \left( \frac{(1-m_1)m_2}{J_1} + \frac{1}{J_s} \right) + C_2 \left( \frac{(1-m_2)^2}{J_2} + \frac{m_2^2}{J_1} + \frac{1}{J_s} \right) = \frac{m_2}{J_1} (C_{emb} + C_{frein}) - \frac{C_r}{J_s}$$

On peut résoudre ce système en C1 et C2 en fonction de  $C_{emb}$ ,  $C_{frein}$ ,  $C_e$  et  $C_r$ .

On obtient les expressions suivantes :

pour C1 : (Eq 2-13)

$$C_1 = [C_{emb} * ((1-m_1)(1-m_2)^2 J_e J_s - (m_1+m_2-1) J_2 J_e - m_1(1-m_2)^2 J_1 J_s - m_1 m_2^2 J_2 J_s - m_1 J_1 J_2) + ...$$



$$C_{\text{frein}} * ((1-m_1)(1-m_2)^2 J_e J_s - (m_1+m_2-1) J_2 J_e) + \dots \\ C_e * (m_1(1-m_2)^2 J_s J_1 + m_1 m_2^2 J_2 J_s + m_1 J_1 J_2) - C_r * (m_2(m_1+m_2-1) J_2 J_e + (1-m_1)^2 J_1 J_e) ] * \frac{1}{D}$$

et pour C2 : ( Eq 2 -14 )

$$C2 = [ C_{\text{emb}} * (m_1 m_2 J_2 J_s + (m_1+m_2-1) J_e J_2 + m_1 J_1 J_2) + \\ C_{\text{frein}} * (m_2 m_1^2 J_2 J_s + (m_1+m_2-1) J_2 J_e) - \dots \\ C_e * (m_1 m_2 (1-m_1) J_2 J_s + m_1 J_1 J_2) - C_r * (m_1^2 J_1 J_2 + (1-m_1)(1-m_2) J_2 J_e) ] * \frac{1}{D}$$

avec pour déterminant :

$$D = m_1^2 m_2^2 J_2 J_s + m_1^2 (1-m_2)^2 J_1 J_s + (1-m_1)^2 (1-m_2)^2 J_e J_s + m_1^2 J_1 J_2 + (1-m_2)^2 J_e J_1 + (m_1+m_2-1)^2 J_e J_2 \quad (\text{Eq 2 -15})$$

Appelons Cs le couple sur Js, c'est-à-dire Js  $\dot{\omega}_s$ .

On a :

$$C_s = C1 + C2 + C_r \quad (\text{Eq 2 -16})$$

et par conséquent, en fonction des couples entrants  $C_{\text{emb}}$ ,  $C_{\text{frein}}$ ,  $C_e$  et  $C_r$ ,

$$C_s = [ C_{\text{emb}} * ((1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s + m_1 m_2 (1-m_2) J_2 J_s - m_1 (1-m_2)^2 J_1 J_s) + \dots \\ C_{\text{frein}} * (m_2 m_1^2 J_2 J_s + (1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s) + \dots \\ C_e * (m_1 m_2 (m_1+m_2-1) J_2 J_s + m_1 (1-m_2)^2 J_1 J_s) + \dots \\ \dots C_r * (D - (1-m_2)^2 J_1 J_e - m_1^2 J_1 J_2 - (1-m_2)^2 J_2 J_e) ] * \frac{1}{D} \quad (\text{Eq 2 -17})$$

Ceci représente l'expression de Cs en fonction du couple d'entrée et des couples dans les embrayages durant le passage 2-3. Cette expression devra être la même pour le modèle équivalent.

De même, en utilisant l'équation 2 -13, et le fait que :

$$J_e \dot{\omega}_e = C_e - C_{\text{emb}} - m_1 C1, \quad (\text{Eq 2 -18})$$

on peut calculer le couple sur l'inertie d'entrée.

On obtient :

$$J_e \dot{\omega}_e = [ C_e * ((1-m_1)^2 (1-m_2)^2 J_e J_s + (1-m_2)^2 J_1 J_e + (m_1+m_2-1)^2 J_e J_2) + \dots \\ \dots - C_{\text{emb}} * ((1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s + (1-m_2)^2 J_1 J_e + (m_1+m_2-1)(m_2-1) J_2 J_e) + \dots \\ \dots - m_1 C_{\text{frein}} * ((1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s - (m_1+m_2-1) J_2 J_e) + \dots \\ \dots + C_r * (m_1 m_2 (m_1+m_2-1) J_e J_2 + m_1 (1-m_2) J_1 J_e) ] * \frac{1}{D} \quad (\text{Eq 2 -19})$$

### 2.2.2.2 Le modèle simplifié équivalent pour les passages 2/3 et 3/2.

Les équations 2 -3 et 2 -4 obtenues en cinématique dans le paragraphe précédent permettent de proposer la structure suivante pour le modèle équivalent :

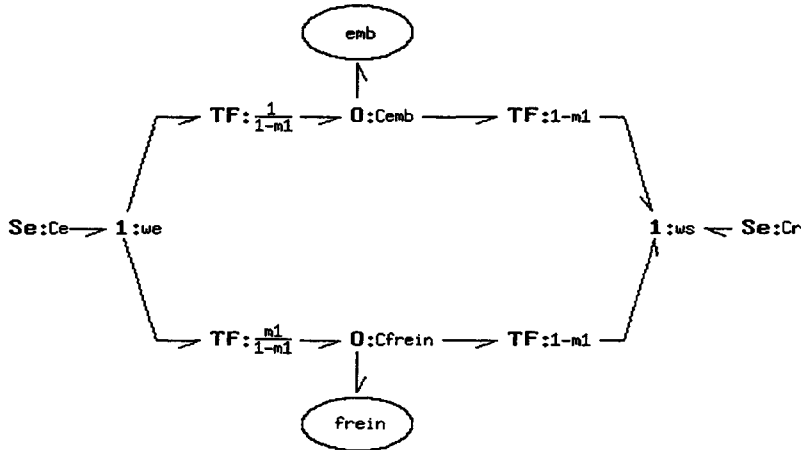


fig. 2.23 : structure cinématique du modèle équivalent.

Les deux branches correspondent, l'une au passage à travers l'embrayage 2 et l'autre au passage à travers le frein 2. De plus, les transformateurs utilisés sont tels que les couples sur les embrayages soient égaux aux couples réels,  $C_{emb}$  et  $C_{frein}$ .

Du point de vue dynamique, il faut ajouter des inerties. Il existe alors plusieurs solutions, deux ont été retenues. Une correspond à un modèle "physique" où une définition pour les inerties utilisées est possible ; l'autre correspond à un modèle dont les équations sont explicites et donc plus facilement utilisables dans les calculs, que ce soit en commande ou en simulation.

#### ① Modèle "physique".

Nous nous proposons d'utiliser une inertie équivalente d'entrée, notée  $J_{eq}$ , une inertie équivalente de sortie, notée  $J_{seq}$  et une inertie de couplage mutuel, notée  $J$ , ce qui nous amène à énoncer les définitions suivantes :

- l'inertie équivalente d'entrée est l'inertie existante sur la boîte quand on bloque la sortie tout en faisant tourner l'entrée.

- l'inertie équivalente de sortie est l'inertie existante sur la boîte quand on bloque l'entrée tout en faisant tourner la sortie.

- l'inertie de couplage mutuel représente l'accélération des éléments tournants intermédiaires quand les deux embrayages sont ouverts.

Le modèle bond-graph ci-après reprend ces inerties :

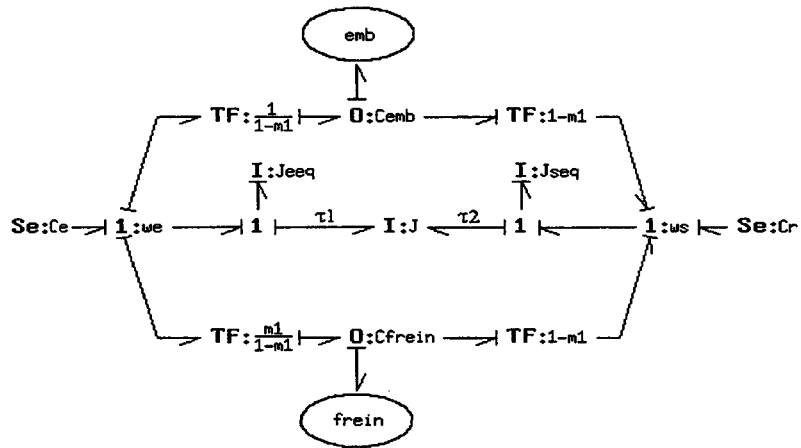


fig. 2.24 : modèle dynamique équivalent.

Les équations du paragraphe précédent nous permettent de calculer  $\omega_1$  et  $\omega_2$  en fonction de  $\omega_e$  quand la sortie est bloquée, ce qui correspond à écrire  $\omega_s = 0$  dans les équations 2 -5 et 2 -6 :

$$\omega_1 = -\frac{m_1}{1-m_1} \omega_e$$

$$\omega_2 = -\frac{m_1 m_2}{(1-m_1)(1-m_2)} \omega_e$$

Le modèle complet et le modèle équivalent possèdent la même énergie, c'est-à-dire :

$$\frac{1}{2} J_{eeq} \omega_e^2 = \frac{1}{2} J_e \omega_e^2 + \frac{1}{2} J_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega_2^2$$

d'où :

$$J_{eeq} = J_e + J_1 \frac{m_1^2}{(1-m_1)^2} + J_2 \frac{m_1^2 m_2^2}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2}$$

De la même façon, l'écriture  $\omega_e = 0$  permet de calculer  $\omega_1$  et  $\omega_2$  en fonction de  $\omega_s$  quand l'entrée est bloquée :

$$\omega_1 = \frac{1}{1-m_1} \omega_s$$

$$\omega_2 = \frac{1 - m_1 - m_2}{(1-m_1)(1-m_2)} \omega_s$$

et, avec la relation énergétique, on trouve :

$$J_{seq} = J_s + J_1 \frac{1}{(1-m_1)^2} + J_2 \frac{(1-m_1-m_2)^2}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2}$$

Cherchons l'inertie de couplage  $\mathbf{J}$ , de la forme :

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} j_{11} & j_{12} \\ j_{21} & j_{22} \end{pmatrix},$$

de telle sorte que en utilisant les inerties  $J_{eeq}$  et  $J_{seq}$ , définies précédemment, on retrouve les équations 2 -17 et 2 -19 des couples  $J_{eeq}\dot{\omega}_e$  et  $J_{seq}\dot{\omega}_s$ .

L'équation correspondant à l'inertie mutuelle  $\mathbf{J}$  est :

$$\begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \end{bmatrix} = \mathbf{J} \begin{bmatrix} \frac{d\omega_e}{dt} \\ \frac{d\omega_s}{dt} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq 2 -20})$$

en notant  $\tau_1$  et  $\tau_2$  les couples correspondant à l'inertie de couplage.

D'après le nouveau modèle,

$$J_{seq}\dot{\omega}_s = Cr - \tau_2 + \frac{1}{1-m_1}(C_{emb} + C_{frein}) \quad (\text{Eq 2 -21})$$

et,

$$J_{eeq}\dot{\omega}_e = Ce - \tau_1 + \frac{1}{1-m_1}(C_{emb} + m_1 C_{frein}) \quad (\text{Eq 2 -22})$$

en utilisant la définition de  $\mathbf{J}$ , dans l'équation matricielle 2 -20, on peut remplacer  $\tau_1$  et  $\tau_2$  par leurs expressions, et factoriser  $\dot{\omega}_e$  et  $\dot{\omega}_s$ .

Les équations obtenues sont :

$$(J_{seq} + j_{22})\dot{\omega}_s = Cr - j_{21}\dot{\omega}_e + \frac{1}{1-m_1}(C_{emb} + C_{frein}) \quad (\text{Eq 2 -23})$$

et,

$$(J_{eeq} + j_{11})\dot{\omega}_e = Ce - j_{12}\dot{\omega}_s + \frac{1}{1-m_1}(C_{emb} + m_1 C_{frein}) \quad (\text{Eq 2 -24})$$

Ces deux équations forment en fait un système en  $\dot{\omega}_e$  et  $\dot{\omega}_s$ , que l'on peut résoudre :

$$\dot{\omega}_e = \frac{j_{12} Cr - (J_{seq} + j_{22}) Ce + \frac{C_{emb}}{1-m_1}(j_{12} - J_{seq} - j_{22}) + \frac{C_{frein}}{1-m_1}(j_{12} - m_1 J_{seq} - m_1 j_{22})}{j_{21} j_{12} + (J_{seq} + j_{22})(J_{eeq} + j_{11})}$$

$$\dot{\omega}_s = \frac{j_{21} Ce + (J_{eeq} + j_{11}) Cr + \frac{C_{emb}}{1-m_1}(j_{21} + J_{eeq} + j_{11}) + \frac{C_{frein}}{1-m_1}(j_{11} + J_{eeq} + m_1 j_{21})}{j_{21} j_{12} + (J_{seq} + j_{22})(J_{eeq} + j_{11})}$$

En multipliant ces deux expressions par respectivement  $J_e$  et  $J_s$ , on doit retrouver les équations 2 -17 et 2 -19. Cela nous permet de procéder à l'identification des  $j_{11}$ ,  $j_{22}$ ,  $j_{12}$ ,  $j_{21}$ .

Tous calculs faits, on trouve :

$$j_{11} = j_{22} = 0,$$

$$j_{12} = j_{21} = - \frac{m_1 m_2 (m_1 + m_2 - 1)}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2} J_2 - \frac{m_1}{(1-m_1)^2} J_1$$

c'est-à-dire que la l'inertie de couplage est définie par la matrice :

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} 0 & - \frac{m_1 m_2 (m_1 + m_2 - 1)}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2} J_2 - \frac{m_1}{(1-m_1)^2} J_1 \\ - \frac{m_1 m_2 (m_1 + m_2 - 1)}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2} J_2 - \frac{m_1}{(1-m_1)^2} J_1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{Eq 2 -25})$$

Si on note  $J_i = \frac{m_1 m_2 (m_1 + m_2 - 1)}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2} J_2 + \frac{m_1}{(1-m_1)^2} J_1$ , terme positif,

alors,

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} 0 & -J_i \\ -J_i & 0 \end{pmatrix}$$

On peut donc utiliser le terme  $J_i$  pour exprimer les couples sur les inerties  $J_s$  et  $J_e$  du modèle complet de boîte, en partant des équations 2 -17 et 2 -19. On obtient :

$$J_s \dot{\omega}_s = \frac{J_s}{J_{seq} J_{eeq} - J_i^2} \left( J_i C_e + \frac{1}{1-m_1} C_{emb} (J_{eeq} - J_i) + \frac{1}{1-m_1} C_{frein} (J_{eeq} - m_1 J_i) \right) \quad (\text{Eq 2 -26a})$$

$$J_e \dot{\omega}_e = \frac{J_e}{J_{seq} J_{eeq} - J_i^2} \left( J_{seq} C_e + \frac{1}{1-m_1} C_{emb} (J_i - J_{seq}) + \frac{1}{1-m_1} C_{frein} (J_i - m_1 J_{seq}) \right) \quad (\text{Eq 2 -26b})$$

Le dénominateur des expressions précédentes défini par l'équation 2 -15 devient en fonction des nouvelles inerties  $J_{eeq}$ ,  $J_{seq}$  et  $J_i$  :

$$D = (1-m_1)^2 (1-m_2)^2 (J_{seq} J_{eeq} - J_i^2)$$

On remarque que les inerties d'entrée et de sortie ont des définitions physiques et sont donc mesurables ; l'inertie de couplage mutuel est une matrice symétrique et ne contient que les termes  $J_1$  et  $J_2$  qui sont des inerties physiques. Cette inertie rend compte du couplage qui existe entre l'entrée et la sortie, même lorsque les embrayages sont ouverts.

L'inconvénient de cette modélisation est que l'inertie de couplage mutuel est en causalité dérivée, ce qui implique des difficultés quand on veut utiliser le modèle en simulation avec des logiciels qui ne traitent pas les systèmes implicites, d'où la nécessité de posséder un modèle équivalent explicite.

② Modèles explicites.

L'idée est d'isoler l'ensemble inertiel du modèle implicite (figure 2.25) et de le transformer en un ensemble explicite que l'on pourra replacer dans le modèle bond-graph : on obtiendra un nouveau modèle équivalent.

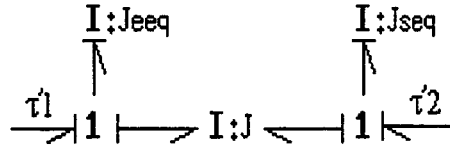


fig. 2.25 : ensemble inertiel utilisé dans le modèle implicite.

Pour obtenir un premier modèle explicite, on remplace l'ensemble ( inertie équivalente d'entrée - inertie équivalente de sortie - inertie de couplage ) par une inertie de couplage seule, qu'il faut redéfinir.

Le modèle devient donc (figure 2.26) :

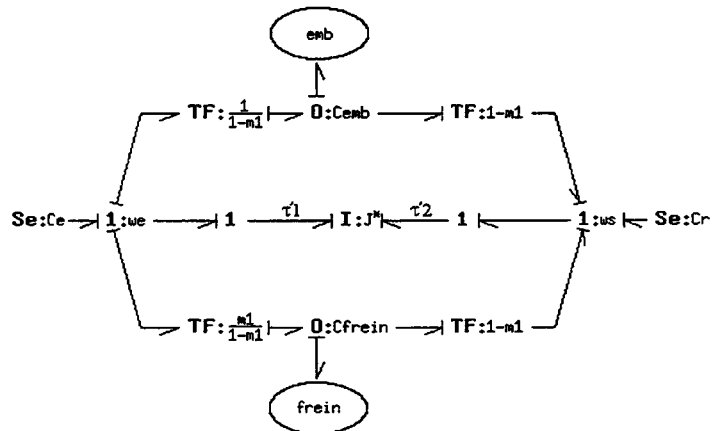


fig. 2.26b : 1er modèle équivalent explicite.

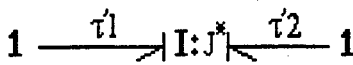


fig. 2.26a : ensemble inertiel utilisé dans le 1er modèle explicite.

La matrice  $J^*$  est facile à définir puisque l'on ramène les inerties d'entrée et de sortie du modèle sur la matrice d'inertie mutuelle :

$$J^* = \begin{pmatrix} J_{eeq} & -J_i \\ -J_i & J_{seq} \end{pmatrix}$$

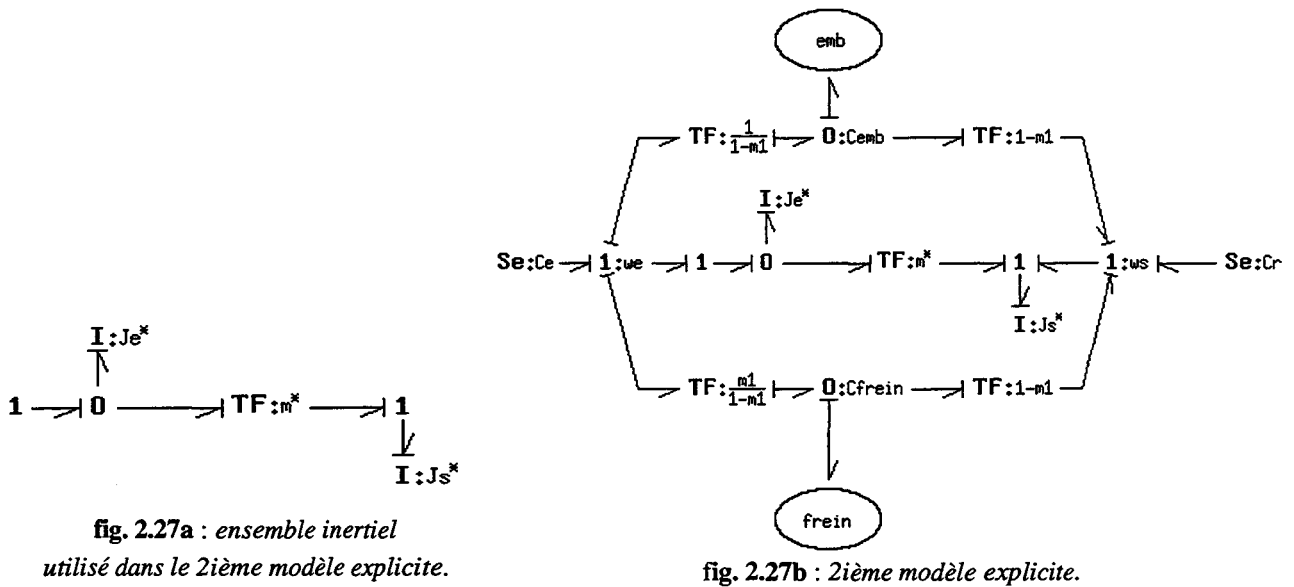
Cette nouvelle inertie est en causalité dérivée et donc :

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_s \end{bmatrix} = J^{*-1} \begin{bmatrix} \tau'1 \\ \tau'2 \end{bmatrix}$$

et  $J_i$ ,  $J_{eeq}$ ,  $J_{seq}$  sont les inerties définies précédemment ; le modèle reste équivalent, on retrouverait sans peine l'expression des couples sur l'inertie de sortie et sur l'inertie d'entrée,  $J_s \dot{\omega}_s$  et  $J_e \dot{\omega}_e$  des équations 2 -17 et 2 -18.

Pour obtenir un deuxième modèle explicite, on propose de transformer l'inertie mutuelle double port du modèle trouvé ci-dessus en deux inerties un-port et un transformateur, selon les équivalences présentées dans [F.T. Brown, 1972].

Le sous-modèle inertiel utilisé est celui de la figure 2.27a et le modèle bond-graph équivalent obtenu alors est présenté dans la figure 2.27b :



Avec la définition des inerties trouvée dans [F.T. Brown, 1972], on pose :

$$J_s^* = \frac{J_{seq} J_{eeq} - J_i^2}{J_{eeq}} \quad , \quad J_e^* = J_{eeq} \quad \text{et} \quad m^* = \frac{J_{eeq}}{J_i}$$

Pour se rapprocher du modèle complet de boîte, on calcule les produits  $J_e \dot{\omega}_e$  et  $J_s \dot{\omega}_s$  :

$$J_s \dot{\omega}_s = \frac{J_s}{J_s^*} \cdot [ (m^*)^{-1} C_e + \frac{C_{emb}}{1-m_1} (1 - (m^*)^{-1}) + \frac{C_{frein}}{1-m_1} (1 - m_1 (m^*)^{-1}) + C_r ]$$

$$J_e \dot{\omega}_e = J_e^* [ C_e \left( \frac{1}{J_e^*} + \frac{(m^*)^{-2}}{J_s^*} \right) + \frac{C_{emb}}{1-m_1} \left( (1 - (m^*)^{-1}) \frac{(m^*)^{-1}}{J_s^*} - \frac{1}{J_e^*} \right) + \frac{C_{frein}}{1-m_1} \left( (1 - m_1 (m^*)^{-1}) \frac{(m^*)^{-1}}{J_s^*} - \frac{1}{J_e^*} \right) + C_r \frac{(m^*)^{-1}}{J_s^*} ]$$

En remplaçant les inerties et le transformateur par leurs valeurs, on retrouve exactement les équations 2 -25 et 2 -26, et donc les équations 2 -17 et 2 -19. Ce modèle explicite est donc bien équivalent au modèle complet de boîte pour les passages 2/3 et 3/2.

On pourra remarquer que pour les deux modèles explicites précédents, les inerties utilisées n'ont pas toutes une explication physique ; les variables d'état associées n'en auront donc pas non plus.

Néanmoins ces modèles pourront être facilement simulés sur un logiciel ne fonctionnant qu'avec des algorithmes explicites.

### 2.2.2.3 Le modèle équivalent de l'environnement de la bva.

Le modèle de l'environnement de la boîte est réduit au minimum :

- le couple d'entrée est le couple de sortie du convertisseur,
- l'ensemble "véhicule" est réduit à une inertie et un couple résistant.

Le modèle complet (bva + environnement) équivalent est donc le même que celui présenté en figure 2.24, avec des définitions nouvelles pour certains des éléments :

$J_{eeq}$  contient non seulement l'inertie équivalente d'entrée de boîte, mais aussi l'inertie "moteur" (volant moteur, vilebrequin, attelage mobile, ...) et l'inertie convertisseur.

$J_{seq}$  contient non seulement l'inertie équivalente de sortie de boîte, mais aussi les inerties situées après la boîte (différentiel, arbres, roue, et masse véhicule). Notons que toutes les valeurs de ces inerties doivent être ramenées à leurs valeurs en sortie de boîte.

$Cr$  est l'ensemble des efforts résistants appliqués au véhicule, ramenés en sortie de boîte.

On peut par conséquent simplifier les expressions trouvées en utilisant le fait que  $J_s$  est grand devant les autres inerties (en effet, l'inertie véhicule est prépondérante devant les inerties moteur et internes à la boîte ; on peut se reporter à l'annexe II -8 des valeurs numériques utilisées).

Le système  $S^*$  devient le système simplifié  $S_0^*$  ci-dessous :

$$C1 \left( \frac{m_1^2}{J_e} + \frac{(1-m_1)^2}{J_1} \right) + C2 \frac{m_2(1-m_1)}{J_1} = C_{emb} \left( \frac{1-m_1}{J_1} - \frac{m_1}{J_e} \right) + C_{frein} \frac{1-m_1}{J_1} + C_e \frac{m_1}{J_e} - \frac{Cr}{J_s}$$

$$C1 \frac{(1-m_1)m_2}{J_1} + C2 \left( \frac{(1-m_2)^2}{J_2} + \frac{m_2^2}{J_1} \right) = \frac{m_2}{J_1} (C_{emb} + C_{frein}) - \frac{Cr}{J_s}$$

Et le couple de sortie devient :

$$J_s \dot{\omega}_s = [ C_{emb} * ((1-m_2)^2(1-m_1)J_e J_s + m_1 m_2 (1-m_2) J_2 J_s - m_1 (1-m_2)^2 J_1 J_s) + \dots \\ \dots C_{frein} * (m_2 m_1^2 J_2 J_s + (1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s) + \dots \\ \dots C_e * (m_1 m_2 (m_1 + m_2 - 1) J_2 J_s + m_1 (1-m_2)^2 J_1 J_s) + \dots \\ \dots Cr * (D_0 - (1-m_2)^2 J_1 J_e - m_1^2 J_1 J_2 - (1-m_2)^2 J_2 J_e) ] * \frac{1}{D_0} \quad (\text{Eq 2 -27})$$

avec pour déterminant :



$$D_0 = m_1^2 m_2^2 J_2 J_s + m_1^2 (1-m_2)^2 J_1 J_s + (1-m_1)^2 (1-m_2)^2 J_e J_s$$

On remarque que cette simplification n'agit que sur le déterminant, les autres termes restent identiques; sur le modèle simplifié, cela revient à négliger  $J_i^2$  devant le produit ( $J_{seq} J_{eeq}$ ) dans l'équation 2-25.

Pour le couple sur l'inertie d'entrée, on a :

$$J_e \dot{\omega}_e = [ C_e * ((1-m_1)^2 (1-m_2)^2 J_e J_s) - C_{emb} * ((1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s) + \dots \\ \dots - m_1 C_{frein} * ((1-m_2)^2 (1-m_1) J_e J_s) + \dots \\ \dots + C_r * (m_1 m_2 (m_1 + m_2 - 1) J_e J_2 + m_1 (1-m_2) J_1 J_e) ] * \frac{1}{D_0}$$

## 2.3 Les études en boucle ouverte.

### 2.3.1 Introduction.

Dans cette partie, nous allons faire l'étude théorique de passages de vitesses 2-3 et 3-2 en utilisant un modèle simplifié du modèle présenté précédemment.

F.J. Winchell a proposé dans son article [F.J. Winchell, 1962] une étude comparable à celle qui suit, mais nous allons montrer comment l'écriture des équations est grandement facilitée par l'utilisation des bond-graphs pour la modélisation.

Cette étude est également résumée dans [N. Coudert, G. Dauphin-Tanguy, A. Rault, 1993].

Remarquons tout d'abord que pour chaque passage montant ou descendant, on a deux cas de figure:

- passage sous couple (pied enfoncé sur la pédale d'accélérateur)
- passage pied levé (le couple moteur est alors égal à zéro)

Il ne sera étudié ici en détail que les passages sous couple, car c'est ceux que nous chercherons à commander de façon automatique par la suite, et c'est ceux qui pourront être comparés aux essais effectués avec la boîte de vitesse MB3 de série.

On peut donc subdiviser l'étude en deux parties, en présentant tout d'abord un modèle simplifié élémentaire, que l'on va utiliser. L'objectif est de trouver les relations générales qui relient pendant le passage, le couple d'entrée, le couple de sortie et les couples dans les récepteurs. On connaîtra ainsi l'allure du couple de sortie pendant les passages, et on saura ce qu'il faut améliorer.

### 2.3.2 Le modèle utilisé.

On part du modèle bond-graph de la figure 2.24 qui sert de modèle pour la bva et son environnement. On peut construire un modèle élémentaire, qui ne sera plus, du point de vue numérique, équivalent au modèle complet de boîte, mais dont le comportement représente tout à fait le principe de fonctionnement d'un passage de vitesse avec des équations beaucoup plus simples à utiliser.

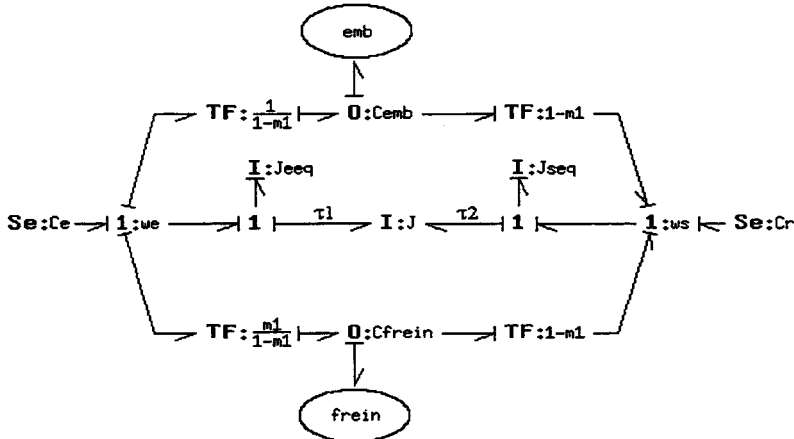


fig. 2.24 : modèle dynamique équivalent

Pour ce faire, on garde la même structure que précédemment, mais on n'utilise plus l'ensemble des transformateurs qui définissaient le rapport bas (égal à  $m_1$ ) et le rapport haut (égal à 1), et qui permettaient d'avoir des valeurs de couples dans l'embrayage et dans le frein égales aux valeurs réelles.

On n'a donc qu'un élément transformateur dans chaque branche :

- branche du haut : rapport haut égal à 1, le transformateur peut donc se remplacer par un lien.
- branche du bas : rapport bas égal à  $m_1$ , valeur fixe inférieure à 1.

On a donc le bond-graph de la figure 2.28, où on utilise les inerties d'entrée et de sortie boîte  $j_e$  et  $j_s$  pour alléger les notations de  $J_{eeq}$  et  $J_{seq}$ .

On note  $j_i$  l'élément de la matrice inertielle  $J$ .

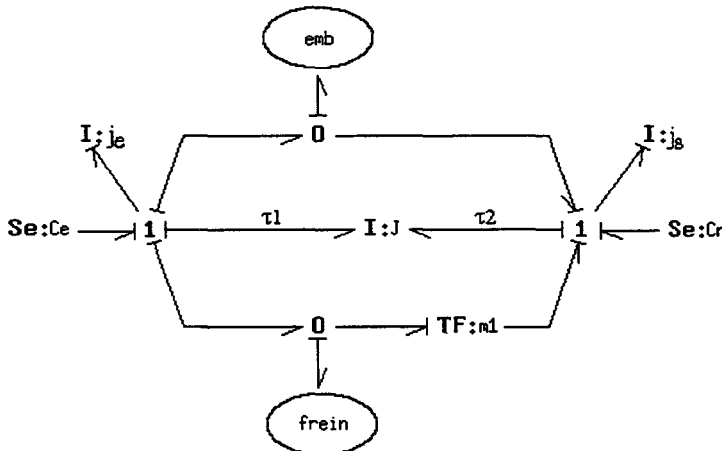


fig. 2.28 : modèle simplifié pour l'étude d'un passage.

On note toujours  $C_{\text{frein}}$  le couple dans le frein et  $C_{\text{emb}}$  le couple dans l'embrayage.

$C_e$  (couple d'entrée) et  $C_r$  (couple résistant, pris négatif par convention) sont des entrées pour le modèle.

On notera  $C_s$  le couple de sortie, c'est-à-dire  $j_s \dot{\omega}_s - C_r$ .

On a le système d'équations suivant, vrai à chaque instant,

$$C_e - j_e \dot{\omega}_e = C_{\text{frein}} + C_{\text{emb}} - j_i \dot{\omega}_s \quad (\text{Eq 2 -28})$$

$$j_s \dot{\omega}_s - C_r = \frac{C_{\text{frein}}}{m_1} + C_{\text{emb}} + j_j \dot{\omega}_e \quad (\text{Eq 2 -29})$$

ainsi que la relation d'inégalité :

$$m_1 \leq \frac{\omega_s}{\omega_e} \leq 1 \quad (\text{Eq 2 -30})$$

Notons que les différences  $(\omega_s - m_1 \omega_e)$  et  $(\omega_s - \omega_e)$  représentent respectivement le glissement dans le frein et le glissement dans l'embrayage.

Quand on prend l'hypothèse que lors du passage, la vitesse véhicule est considérée comme constante, on trouve la relation générale, vraie à tout instant, pour le couple de sortie  $C_s$  :

$$C_s = \frac{j_i}{j_e} C_e - C_{\text{emb}} \left( \frac{j_i}{j_e} - 1 \right) - C_{\text{frein}} \left( \frac{j_i}{j_e} - \frac{1}{m_1} \right) \quad (\text{Eq 2 -31})$$

Quand le frein récepteur n'est pas un frein piloté, mais une simple roue libre, l'équation s'écrit :

$$C_s = \frac{j_i}{j_e} C_e - C_{\text{emb}} \left( \frac{j_i}{j_e} - 1 \right) - C_{rl} \left( \frac{j_i}{j_e} - \frac{1}{m_1} \right) \quad (\text{Eq 2 -32})$$

avec la différence que le couple  $C_{rl}$  transmis par la roue libre, ne peut être que positif ou nul, puisque dès que  $C_{rl}$  tend à devenir négatif, la roue libre se place en position libre.

## 2.3.3 Passage montant sous couple.

### 2.3.3.1 La phase de couplage.

$m_1$  étant le rapport bas, on peut définir le passage montant sur le modèle utilisé, comme un passage où l'on va du rapport  $m_1 < 1$  au rapport 1.

On peut établir les équations suivantes en cinématique :

avant passage :

$$\begin{aligned} C_{\text{frein}} &= C_e, \\ C_{\text{emb}} &= 0, \\ \omega_s &= m_1 \omega_e, \\ C_s &= C_e / m_1 \end{aligned} \quad (\text{Eqs 2 -33})$$

après passage :

$$\begin{aligned} C_{\text{frein}} &= 0, \\ C_{\text{emb}} &= C_e, \\ \omega_s &= \omega_e, \\ C_s &= C_e \end{aligned} \quad (\text{Eqs 2 -34})$$

L'inégalité 2 -30 implique que :

$$\omega_s - m_1 \omega_e \geq 0 \quad \text{et} \quad \omega_s - \omega_e \leq 0.$$

ceci veut dire que pendant le passage, le glissement dans le frein est positif et que le glissement dans l'embrayage est négatif ; comme l'énergie dans les embrayages et freins ne peut que se dissiper, on a pour les couples correspondants :

$$C_{\text{frein}} \leq 0 \quad \text{et} \quad C_{\text{emb}} \geq 0,$$

or initialement, avant le passage, d'après l'équation 2 -33,  $C_{\text{frein}} = C_e > 0$ ,

il est donc nécessaire d'avoir une phase pendant laquelle  $C_{\text{frein}}$  passe d'une valeur strictement positive à une valeur nulle, ou même négative pendant la régulation du passage.

Cette phase est appelée phase de couple ("torque phase" en anglais), c'est une phase pendant laquelle les vitesses ne changent pas : en effet, tant que l'on passe du couple par le frein (ou tant que la roue libre équivalente est bloquée), les éléments tournants ne peuvent pas changer de sens de rotation et la vitesse d'entrée ne varie pas.

On peut donc, pour cette phase, négliger les couples dus aux inerties, et on a le modèle bond-graph ci-après :

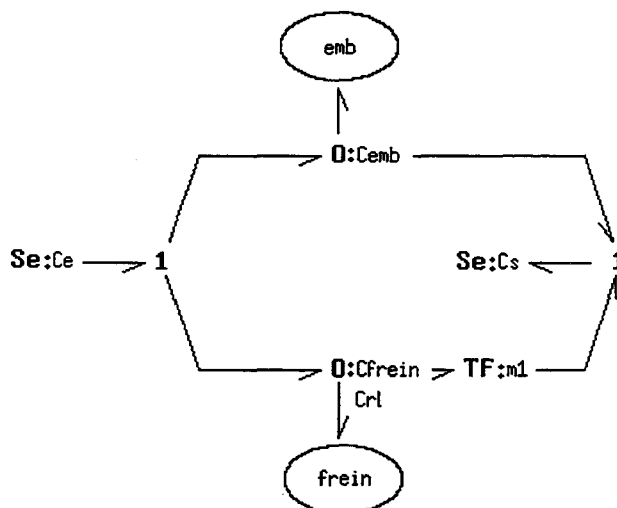


fig. 2.29 : modèle simplifié sans les inerties.

L'équation 2 -31 devient :

$$C_s = C_{emb} + \frac{1}{m_1} C_{frein}$$

et dans le cas d'une roue libre, l'équation 2 -32 :

$$C_s = C_{emb} + \frac{1}{m_1} C_{rl}$$

Le couple dans l'embrayage est imposé par la pression appliquée, et on a :

$$C_{rl} = C_e - C_{emb} \quad (\text{Eq 2 -35})$$

et le couple de sortie  $C_s$  :

$$C_s = \frac{1}{m_1} C_e + \left(1 - \frac{1}{m_1}\right) C_{emb} \quad (\text{Eq 2 -36})$$

En augmentant la pression dans l'embrayage, on fait croître la valeur de  $C_{emb}$ , et l'équation 2 -35 ci-dessus montre que le couple sur la roue libre  $C_{rl}$  diminue ;

quand  $C_{rl}$  est nul, on a :

$$C_e - C_{emb} = 0$$

et l'équation 2 -29 devient :

$$C_s = C_e,$$

Or avant passage, on avait (en statique) :  $C_s = \frac{1}{m_1} C_e$  ( c'est l'équation 2 -33)

Puisque  $m_1 < 1$ , on a bien une chute du couple de sortie  $C_s$ , chute inévitable (qualifiée en anglais, de "inescapable drop" [F.J. Winchell, 1962] )

Il faut noter que si le récepteur est un frein piloté, à ce moment du passage, il faut que la pression dans le frein soit nulle, sinon on n'a pas  $C_{frein} = 0$ , mais  $C_{frein} < 0$  et l'équation 2 -29 s'écrit :

$$C_s = C_e - \left(1 - \frac{1}{m_1}\right) C_{frein},$$

c'est-à-dire que  $C_s$  continue à diminuer en deçà de la valeur  $C_e$ , ce qui est inutile, et de plus, contribue à dégrader l'allure du couple de sortie.

### 2.3.3.2 La phase inertielle.

C'est la deuxième partie du passage : l'embrayage qui se ferme a assez de pression et donc un couple limite suffisant pour pouvoir supporter le couple d'entrée, c'est lui qui devient l'élément récepteur et le ratio des vitesses peut diminuer : le régime moteur commence à varier et à diminuer

puisque l'on est dans un passage montant.

Le couple dans la roue libre est nul, et si on n'agit pas sur le frein pendant le passage, l'équation 2 -31, ou 2 -32 s'écrit :

$$C_s = \frac{j_i}{j_e} C_e - C_{emb} \left( \frac{j_i}{j_e} - 1 \right)$$

Notons ici que si on a  $j_i=j_e$ , le couple de sortie ne dépend que du couple d'entrée, et si ce dernier reste constant pendant le passage, le couple de sortie, après être descendu à sa valeur finale en phase de couple, resterait constant, égal à  $C_e$  pendant la phase inertielle : ceci pourrait donc être une solution à la qualité de passage sans à-coup. Malheureusement, l'égalité de  $j_i$  et  $j_e$  est impossible, car cela mettrait en jeu des inerties physiques trop importantes.

En fait,  $j_i$  est petit devant  $j_e$  (voir l'annexe II -8 des valeurs numériques de la boîte) et on peut approximer la relation du couple de sortie par

$$C_s = C_{emb}$$

Le couple de sortie ne va donc dépendre que de  $C_{emb}$ , qui lui-même dépend de la pression appliquée, tant que l'embrayage n'est pas totalement fermé.

Or, d'une part,  $C_{emb}$  est croissant puisqu'on augmente la pression dans l'embrayage, et d'autre part,  $C_{emb} > C_e$ , d'après l'équation 2 -28 et le fait que  $\dot{\omega}_e$  est négatif, puisque le régime moteur chute. Par conséquent, pendant cette phase,  $C_s > C_e$ .

C'est-à-dire que, pendant cette phase sur roue libre (si on n'agit pas sur le frein, et donc si  $C_{frein}=0$ ),  $C_s$  reste supérieur à sa valeur finale  $C_e$ , valeur après passage de l'équation 2 -34.

L'étude de ces deux phases peut se résumer dans la figure 2 -30 ci-dessous, où nous montrons l'allure du couple de sortie dans le cas d'un passage montant sur roue libre :

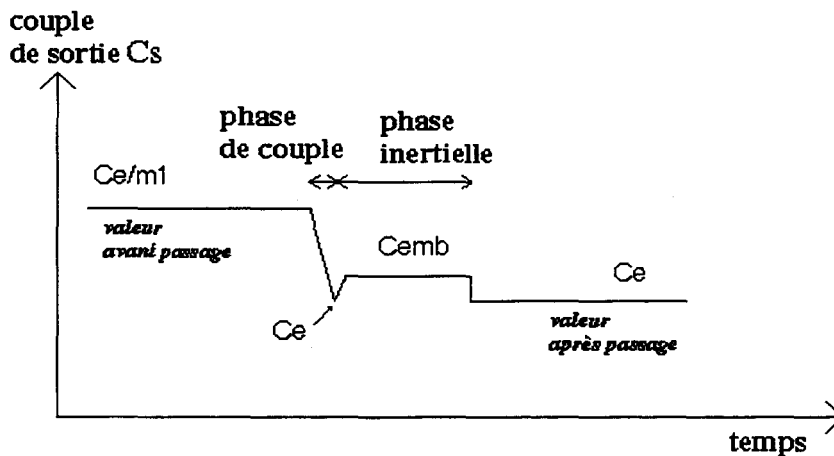


fig. 2.30 : allure du couple de sortie pour un passage sur roue libre.

Dans le cas d'un passage montant avec frein mal piloté, on peut avoir plusieurs types de perturbations sur le couple de sortie : il risque de passer en dessous de sa valeur finale, puis de passer au dessus avant d'être égal à cette valeur finale.

C'est ce que montre la figure 2.31 et c'est ce qu'il faut éviter dans un pilotage automatique des pressions dans le frein et dans l'embrayage.

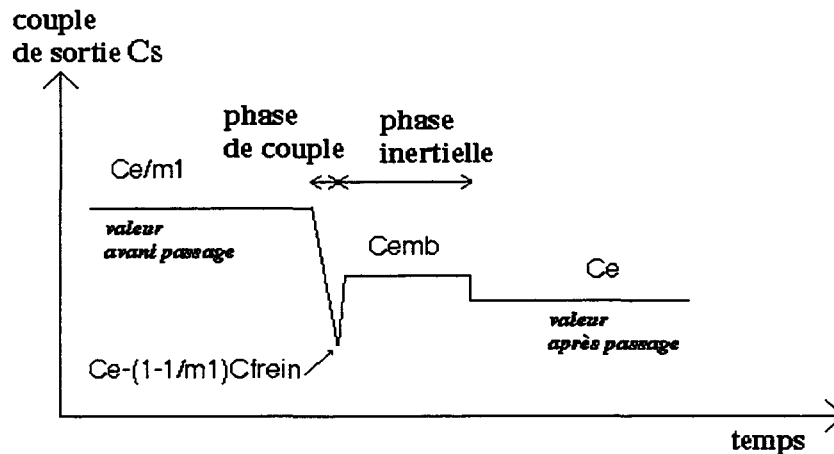


fig. 2.31 : allure du couple de sortie pour un mauvais pilotage du frein.

### 2.3.3.3 Les simulations.

Tout ce qui a été fait sous forme d'équations, se retrouve en simulant le modèle déjà présenté.

Sur les simulations effectuées, on peut regarder les couples limites dans l'embrayage et dans le frein, qui sont les reflets des pressions appliquées, ainsi que les couples réels ; on regarde aussi la vitesse d'entrée et le couple de sortie.

La figure ci-dessous présente le cas où couple limite et couple réel dans le frein ( $C_{\text{frein}}$ ) s'annulent en même temps : c'est le cas représentatif de la roue libre, qui se débloque naturellement au moment où le couple s'annule, ce cas implique une perturbation minimum sur le couple de sortie, qui va au-dessus de sa valeur finale mais pas au-dessous.

On a également représenté les phases de couple ("torque phase") et inertielle ("inertia phase").

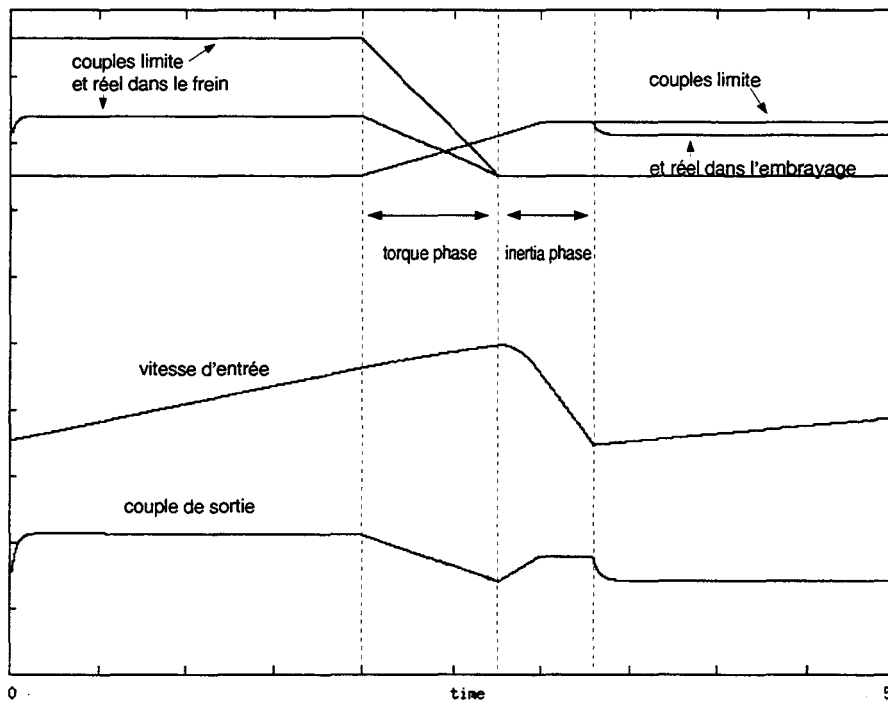


fig. 2.32 : simulation, type "roue libre".

Quand la pression dans le frein diminue trop vite, le couple réel  $C_{\text{frein}}$  est égal au couple limite dans le frein et le système (embrayage+frein) ne peut pas supporter l'intégralité du couple moteur, il y a alors un emballement moteur que l'on voit très nettement sur la figure 2.33.

Il s'ensuit une dégradation du couple de sortie par rapport à la simulation type "roue libre".

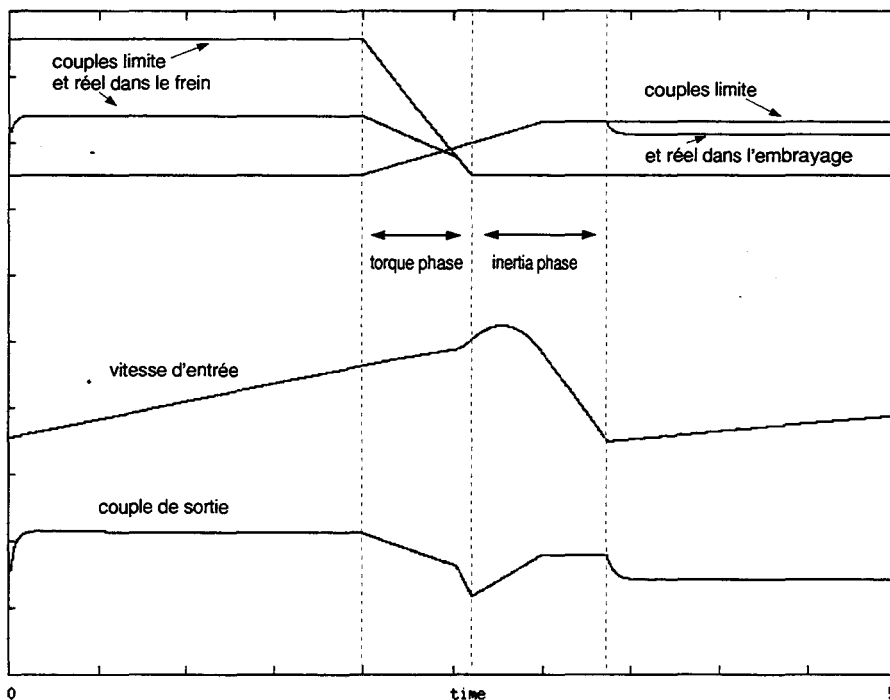


fig. 2.33 : simulation, type "emballement".



Inversement, si la pression dans le frein ne diminue pas assez vite, le couple réel  $C_{\text{frein}}$  tend à devenir négatif, car le frein et l'embrayage sont fermés en même temps, cela a pour effet de "bloquer" le moteur : on voit la variation de vitesse chuter sur la figure 2.34 ci-dessous. Cette façon de faire dégrade aussi l'allure du couple de sortie.

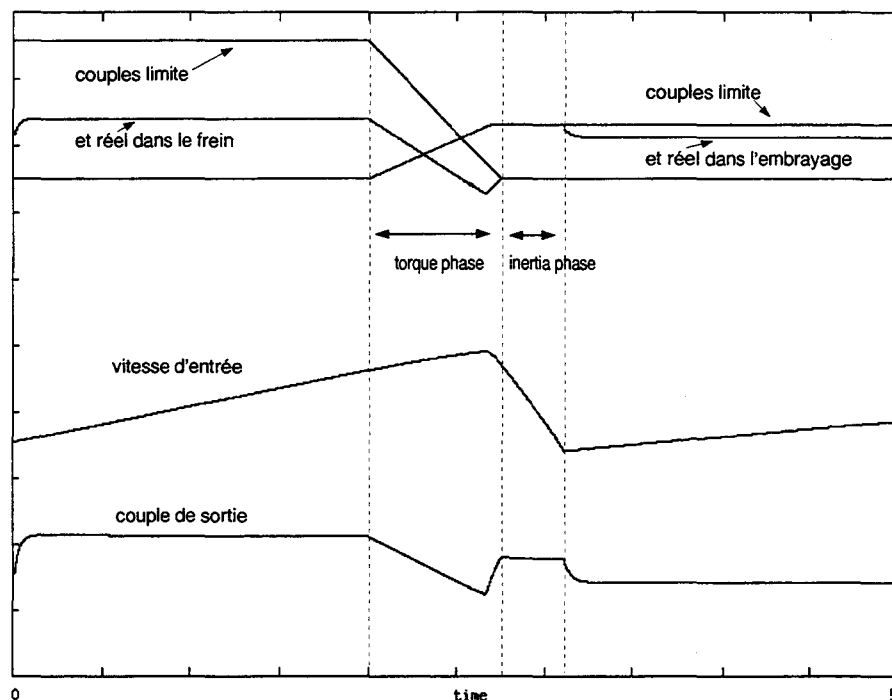


fig. 2.34 : simulation, type "bloquage".

On voit donc que l'allure du couple de sortie dépend de deux facteurs :

- la maîtrise de la descente du couple, qui dépend fortement de la façon dont on diminue la pression dans le frein : le cas parfait étant celui de la roue libre,
- le pilotage de l'embrayage qui se ferme, car le couple de sortie ne dépend que du couple qui passe dans cet embrayage, puisque pendant ce moment là, le couple dans le frein est nul.

Ces deux facteurs sont liés aux phases précédemment décrites : "torque phase" et "inertia phase".

On remarque que l'à-coup sur le couple de sortie est dû principalement à la dissipation de l'énergie du moteur, que l'on vient freiner lors du passage montant. Pour un passage sans à-coup, il faudra par conséquent essayer de dissiper cette énergie avant qu'elle ne passe à travers le couple de sortie.

Une solution qui apparaît est de dissiper cette énergie à travers l'embrayage et le frein ; c'est ce qui est fait en boucle ouverte dans la simulation de la figure 2.35 : on vient refermer un peu le frein juste après son ouverture.

On observe effectivement une amélioration du couple de sortie, puisqu'il n'y a pratiquement plus d'à-coup.

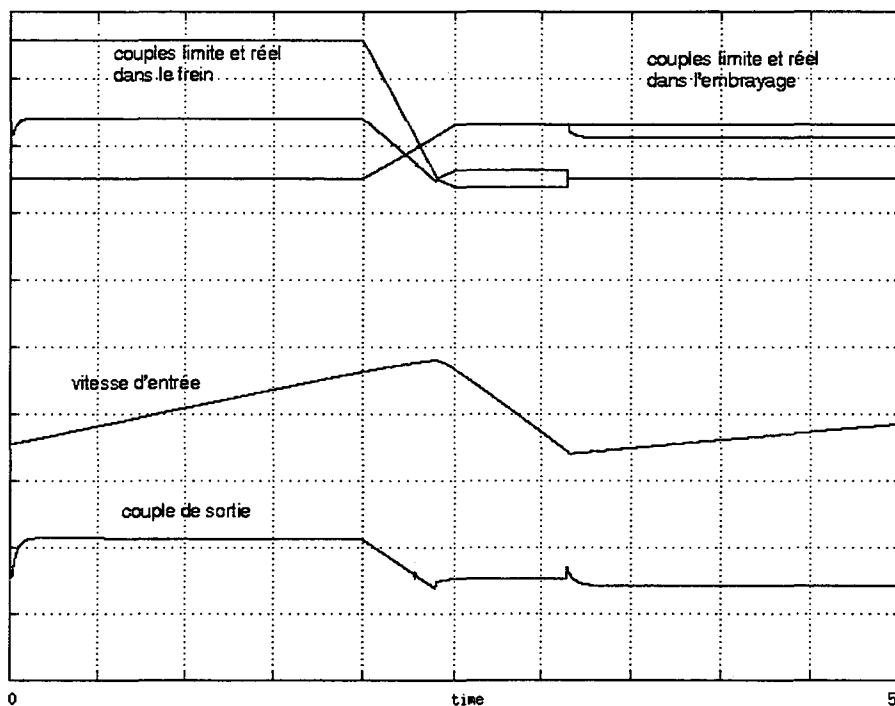


fig. 2.35 : simulation, pilotage en boucle ouverte.

## 2.3.4 Passage descendant sous couple.

### 2.3.4.1 Description avec les équations

On va du rapport 1 au rapport  $m_1 < 1$ .

Le modèle utilisé est le même que précédemment, on peut écrire les équations cinématiques avant passage :

$$\begin{aligned} C_{\text{frein}} &= 0, \\ C_{\text{emb}} &= C_e, \\ \omega_s &= \omega_e, \\ C_s &= C_e \end{aligned}$$

et après passage :

$$\begin{aligned} C_{\text{frein}} &= C_e, \\ C_{\text{emb}} &= 0, \\ \omega_s &= m_1 \omega_e, \\ C_s &= C_e / m_1 \end{aligned}$$

Pendant le passage sur roue libre, on a la relation 2 -32 :

$$C_s = \frac{j_i}{j_e} C_e + C_{emb} \left( 1 - \frac{j_i}{j_e} \right) - C_{rl} \left( \frac{j_i}{j_e} - \frac{1}{m_1} \right).$$

Quand le couple  $C_{emb}$  commence à diminuer, la vitesse d'entrée commence à varier et le couple de sortie  $C_s$  diminue.

Quand  $C_{emb}$  est nul, alors  $C_s = \frac{j_i}{j_e} C_e$ , ce qui peut être très faible, au vu des valeurs numériques des inerties  $j_i$  et  $j_e$ .

Le couple  $C_{rl}$  devient non nul dès que la vitesse d'entrée  $\omega_e$  atteint la vitesse de synchronisation, qui est  $\omega_s/m_1$  ; à ce moment là la roue libre est en position bloquée et le couple qui transite est  $C_e$ .

On a  $C_s = C_e/m_1$  : le passage est terminé.

On voit donc que le passage descendant entraîne une perturbation assez grande sur le couple de sortie, puisque celui-ci commence par diminuer avant d'augmenter pour atteindre sa valeur finale  $C_e/m_1$ , la variation de couple est donc tout d'abord opposée à celle à laquelle on s'attend, ce qui est très gênant pour le conducteur.

Cette perturbation paraît incontournable, puisqu'au contraire du passage montant où il s'agissait de dissiper l'énergie du moteur dans les récepteurs, il faut ici fournir une certaine énergie au moteur pour qu'il monte en vitesse. Cette énergie est forcément prélevée sur la sortie.

Dans ce qui suit, on montre différents cas de figures selon le pilotage des pressions, et la perturbation que cela entraîne à chaque fois sur le couple de sortie. On cherche ensuite comment la perturbation peut être la plus faible possible.

### 2.3.4.2 Les simulations

La simulation ci-après de la figure 2 -36 montre la variation obtenue pour un passage descendant sur roue libre.

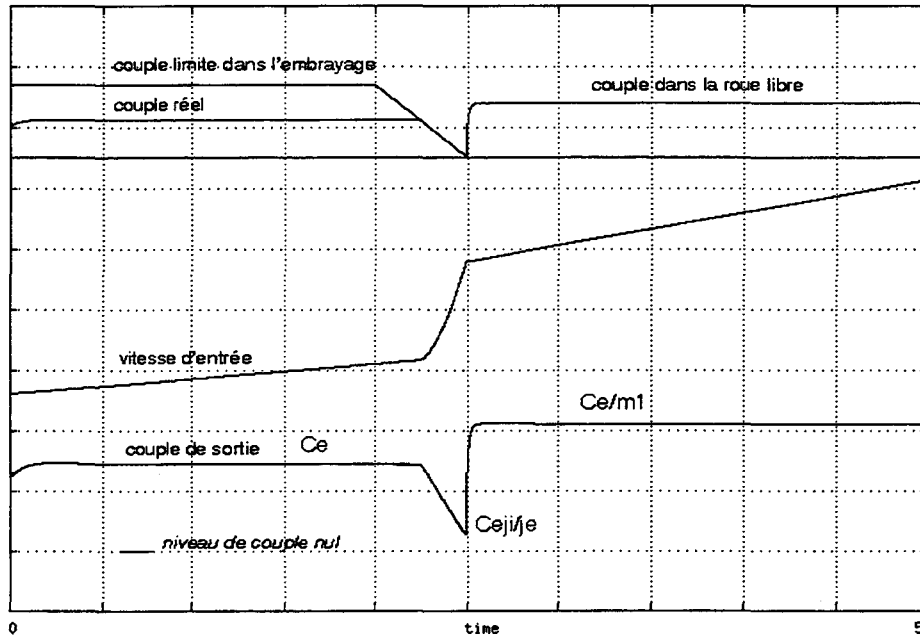


fig. 2.36 : simulation du passage descendant sur roue libre.

Pour améliorer le passage, on peut penser effectuer un passage très rapide, de telle sorte que la chute du couple de sortie soit imperceptible par le passager ; ceci implique une très petite inertie moteur, car comme le montre la simulation ci-dessous, un intervalle de temps minimal est nécessaire pour permettre au moteur (muni de son inertie réelle) de ré-accélérer.

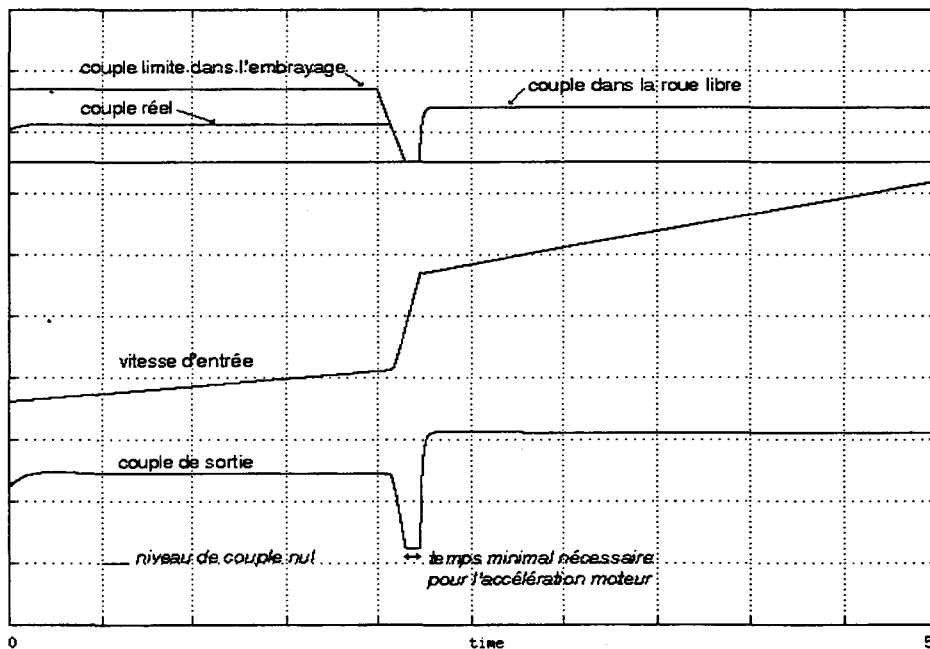
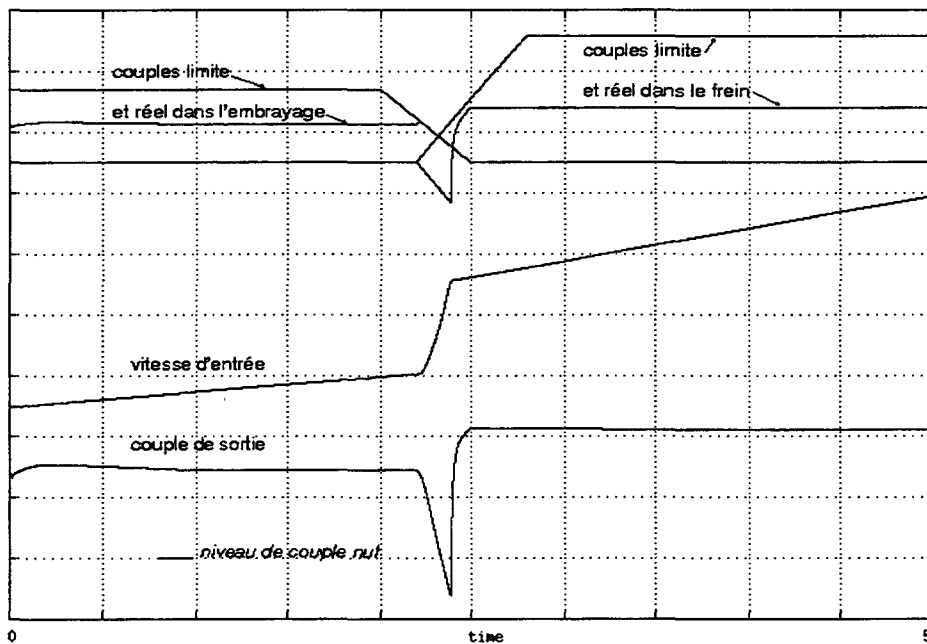


fig. 2.37 : passage descendant "rapide" sur roue libre.

Comme pour le passage montant, on peut remarquer que si  $J_i=J_e$ , alors le couple de sortie ne dépend plus que du couple d'entrée dans la phase transitoire, il reste donc égal à  $C_e$  pendant le passage et monte jusqu'à  $C_e/m_1$  ensuite. Mais on a vu que cela entraînerait des inerties trop importantes dans la bva.

Dans le passage descendant, le pilotage d'un frein s'avère difficile, car il peut très vite s'opposer à ce que l'on veut sur le couple de sortie : il faut alors se rapprocher le plus possible du fonctionnement en mode roue libre.

Ci-dessous se trouve une simulation où l'on a fermé trop tôt le frein, on a alors  $C_{\text{frein}} < 0$  et le couple de sortie  $C_s$  devient négatif durant le passage : ceci implique une accélération longitudinale négative sur le véhicule, qui peut être particulièrement désagréable pour le conducteur puisque cela va dans un sens opposé à ce qu'il attend.



**fig. 2.38** : passage descendant avec une fermeture trop tôt du frein.

A l'inverse, une fermeture tardive provoque un emballement moteur et une augmentation du couple de sortie au-dessus de sa valeur finale, la chute qui en résulte contribue à une dégradation de plus du confort du passager.

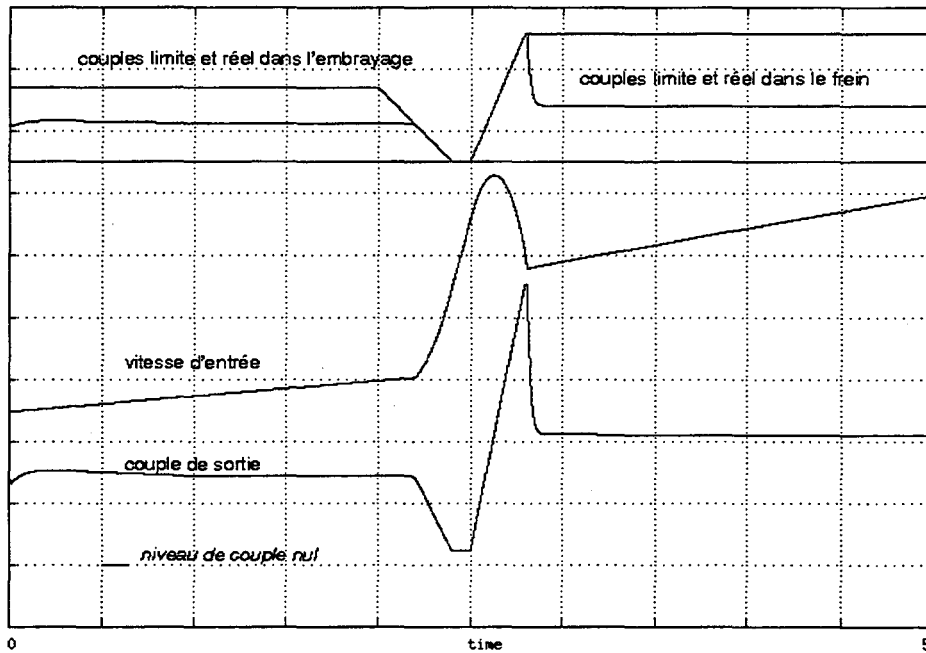


fig. 2.39 : passage descendant avec une fermeture tardive du frein.

Pour que la perturbation soit la moins grande possible, on peut maintenir une valeur de couple limite dans l'embrayage légèrement inférieure au couple moteur : on a alors augmentation de la vitesse d'entrée et quand elle est égale à la vitesse de synchronisation, c'est que le rapport est terminé, on peut vider complètement l'embrayage et augmenter la pression sur le frein.

Sur la simulation de la figure ci-dessous est montré un tel passage où la perturbation sur le couple semble minimale en comparaison des autres.

Notons qu'un tel passage semble a priori devoir durer plus longtemps que les autres passages, et par conséquent impliquerait une usure prématurée des garnitures des embrayages.

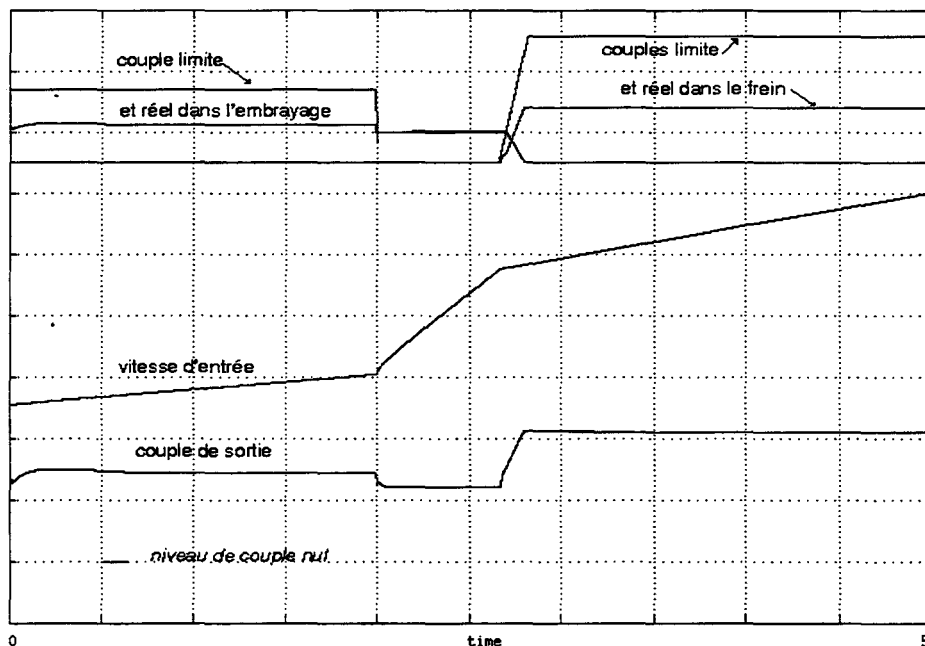


fig. 2.40 : passage descendant avec une perturbation minimale.

## Conclusion

On a donc vu l'intérêt des bond-graphs pour la description du modèle mécanique de la boîte de vitesse automatique, ainsi que la facilité de simulation si l'on dispose d'un logiciel capable de générer les équations à partir d'un bond-graph.

On peut alors travailler sur deux modèles différents :

- un modèle complet pour lequel les simulations sont directement comparables à des relevés d'essais réels,
- un modèle équivalent pour l'étude précise de passages de vitesse.

Ces deux modèles sont complémentaires et tous deux nécessaires à notre étude. En effet, le modèle complet est considéré comme un modèle de connaissance, très proche de la physique du système et nous permet de visualiser la partie de pilotage "when-to-shift". Le modèle simplifié sert à l'étude du pilotage "how-to-shift" et à la conception de la commande, comme nous le verrons dans le chapitre suivant.

Nous pouvons ainsi dégager une certaine méthodologie de "conception en simulation", où le modèle complet sert de banc d'essai pour le test de la commande générée à partir d'un modèle simplifié : un va-et-vient entre ces deux modèles sera nécessaire avant d'arriver à une commande qui réalise les objectifs voulus, mais les procédures de tests sur bancs réels, lourdes à mettre en place, sont ainsi évitées.





## **CHAPITRE 3**

# **APPORT DE L'AUTOMATIQUE : COMMANDE DU SYSTÈME EN BOUCLE FERMÉE.**



**CHAPITRE 3 :**  
**APPORT DE L'AUTOMATIQUE:**  
**COMMANDE DU SYSTÈME EN BOUCLE FERMÉE.**

<i>Introduction</i> .....	95
<b>3.1 Etablissement du système d'état du modèle équivalent</b> .....	95
3.1.1 L'équation d'état .....	95
3.1.2 Choix de la sortie .....	97
<b>3.2 Généralités sur la commande du système</b> .....	98
3.2.1 Objectifs de la commande, contraintes .....	98
3.2.2 Commande non linéaire : quelques méthodes .....	99
3.2.3 Application au système .....	100
<b>3.3 La commande par découplage entrée-sortie</b> .....	100
3.3.1 Introduction .....	100
3.3.2 Commande par découplage: cas linéaire .....	100
3.3.3 Cas non linéaire n°1.....	102
3.3.3.1 <i>Présentation théorique</i> .....	102
3.3.3.2 <i>Exemple</i> .....	104
3.3.4 Cas non linéaire n°2 .....	106
<b>3.4 Application de la commande par découplage à la bva</b> .....	109
3.4.1 Résolution d'après le cas n°2 .....	109
3.4.1.1 <i>Calcul de la commande</i> .....	109
3.4.1.2 <i>Remarques sur la génération des consignes</i> .....	112
3.4.1.3 <i>Application de la commande à la bva lors d'un passage montant 2/3</i>	
3.4.1.4 <i>La commande appliquée au modèle complet</i> .....	115
3.4.1.5 <i>Notions énergétiques</i> .....	119
3.4.2 Utilisation d'un autre modèle de la bva pour la commande .....	121
3.4.2.1 <i>Le modèle et son système d'état</i> .....	121
3.4.2.2 <i>L'expression de la commande</i> .....	123
3.4.2.3 <i>Les simulations</i> .....	124
3.4.3 Etude de robustesse .....	128
3.4.3.1 <i>Généralités</i> .....	128
3.4.3.2 <i>Application numérique</i> .....	128



<i>3.5 La commande par modes glissants</i> .....	134
3.5.1 Rappel de la méthode dans le cas mono-entrée .....	134
3.5.1.1 Position du problème .....	134
3.5.1.2 Procédure de résolution .....	135
3.5.1.3 Exemple .....	135
3.5.2 Cas multi-entrées appliqué à notre étude .....	137
<i>3.6 Application de la commande par modes glissants à notre système</i> .....	138
3.6.1 Système d'état approprié .....	138
3.6.2 Recherche de la commande .....	138
3.6.3 Les simulations .....	140
<i>3.7 Commande par découplage, puis par modes glissants</i> .....	141
3.7.1 Principe .....	141
3.7.2 Application au modèle, simulations .....	143
<i>Conclusion</i> .....	145



## Introduction

Ce chapitre montre l'apport de la commande automatique en boucle fermée sur le système de la bva, étudié en boucle ouverte dans le chapitre 2.

Nous présentons tout d'abord les équations d'état non linéaires du modèle simplifié, pour lequel nous choisissons un vecteur de sortie que l'on pourra associer à une consigne, sachant que l'objectif de la commande est la qualité de passage.

Nous proposons ensuite deux types de commandes en non linéaire : une commande par découplage-linéarisation et une commande par modes glissants. Pour ces deux cas est présentée la théorie, puis l'application à notre système. Des simulations sont faites sur le modèle simplifié (qui a servi à l'établissement de la commande) puis sur le modèle complet de la boîte et de son environnement. Une étude énergétique est faite, ainsi qu'une étude de robustesse : ceci nous permet de savoir si la commande pourra être implantée sur ordinateur et piloter une bva, lors d'une application pratique.

### 3.1 Etablissement du système d'état du modèle équivalent.

#### 3.1.1 L'équation d'état.

On prend comme modèle, le bond-graph qui est le plus proche de la physique du système, c'est-à-dire le suivant (reprise de la figure 2.23 du chapitre 2) :

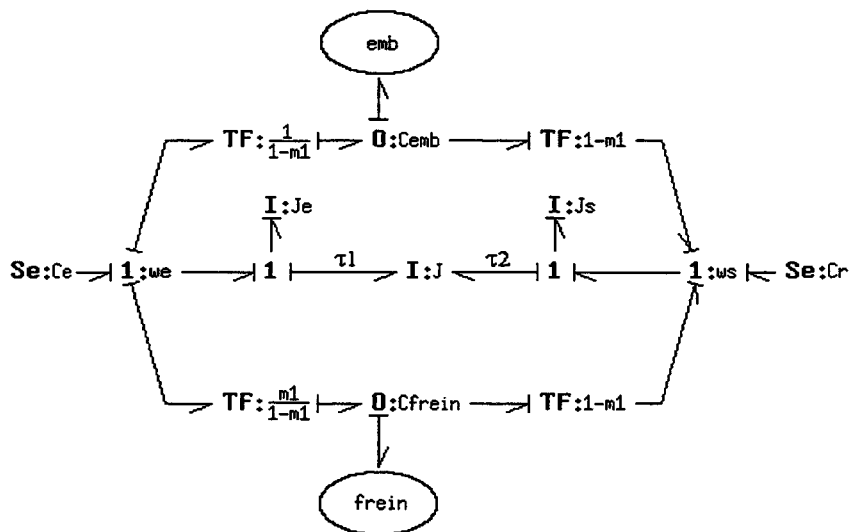


fig. 2.23 : modèle bond-graph utilisé pour le système d'état.

On va établir le système d'état à partir du bond-graph, les variables d'état sont les quantités de mouvement des inerties d'entrée et de sortie, ceci est un avantage du modèle bond-graph puisqu'il permet d'obtenir pour variables d'état des variables ayant un sens physique. Notons  $p_{Je}$  la variable d'état associée à l'inertie  $J_{eq}$  et  $p_{Js}$  la variable d'état associée à l'inertie  $J_{seq}$ .

Pour alléger les écritures, nous noterons  $J_e$  l'inertie  $J_{\text{eq}}$  et  $J_s$  l'inertie  $J_{\text{seq}}$ .  $J_i$  aura la même définition que précédemment, c'est-à-dire, que la matrice  $J$  représentant l'inertie de couplage mutuel est de la forme :

$$\begin{pmatrix} 0 & -J_i \\ -J_i & 0 \end{pmatrix}, \text{ avec } J_i > 0.$$

On obtient les équations :

$$\dot{p}_{J_e} - \frac{J_i}{J_s} \dot{p}_{J_s} = C_e - \frac{1}{1-m_1} (C_{\text{emb}} + m_1 C_{\text{frein}}) \quad (\text{Eq. 3 -1})$$

$$\dot{p}_{J_s} - \frac{J_i}{J_e} \dot{p}_{J_e} = \frac{1}{1-m_1} (C_{\text{emb}} + C_{\text{frein}}) + C_r \quad (\text{Eq. 3 -2})$$

$C_{\text{emb}}$  et  $C_{\text{frein}}$  sont les couples sur les embrayages, ils dépendent de la modélisation choisie pour les embrayages (cf équation 2 -2 du chapitre 2).

On rappelle leurs expressions :

$$C_{\text{emb}} = u_{\text{emb}} * \frac{2}{\pi} * \arctan \left( \frac{\frac{p_{J_e}}{J_e} - \frac{p_{J_s}}{J_s}}{(1-m_1)v_{\text{lim}}} \right)$$

et

$$C_{\text{frein}} = u_{\text{frein}} * \frac{2}{\pi} * \arctan \left( \frac{m_1 \frac{p_{J_e}}{J_e} - \frac{p_{J_s}}{J_s}}{(1-m_1)v_{\text{lim}}} \right)$$

On rappelle que  $u_{\text{emb}}$  et  $u_{\text{frein}}$  représentent les couples limites respectivement sur l'embrayage et sur le frein. Ce sont les couples maxi que l'embrayage ou le frein peut supporter lors du passage, qui correspondent aux grandeurs de commande.

Pour simplifier la notation, introduisons les fonctions  $\Phi_{\text{emb}}$  et  $\Phi_{\text{frein}}$  :

$$C_{\text{emb}} = u_{\text{emb}} * \Phi_{\text{emb}}(p_{J_e}, p_{J_s})$$

$$\text{et } C_{\text{frein}} = u_{\text{frein}} * \Phi_{\text{frein}}(p_{J_e}, p_{J_s})$$

On a le système d'état suivant :

$$\begin{bmatrix} 1 & -\frac{J_i}{J_s} \\ -\frac{J_i}{J_e} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{p}_{J_e} \\ \dot{p}_{J_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{1-m_1} (u_{\text{emb}} * \Phi_{\text{emb}} + m_1 u_{\text{frein}} * \Phi_{\text{frein}}) \\ \frac{1}{1-m_1} (u_{\text{emb}} * \Phi_{\text{emb}} + u_{\text{frein}} * \Phi_{\text{frein}}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} C_e + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} C_r \quad (\text{Eq. 3 -3})$$

Système de la forme :

$$E \dot{X} = F_0(X) + P_{e0} C_e + P_{r0} C_r$$



Le déterminant de E est  $1 - \frac{J_i^2}{JeJs}$ , non nul en utilisant les valeurs numériques de l'annexe II -8.

En multipliant par  $E^{-1}$  l'équation matricielle 3 -3, on obtient le système d'état ci-dessous :

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_{Je} \\ \dot{p}_{Js} \end{bmatrix} = \frac{JeJs}{(1-m_1) * (JeJs - J_i^2)} \begin{bmatrix} (-m_1 + \frac{J_i}{Js}) * u_{frein} * \Phi_{frein} + (-1 + \frac{J_i}{Js}) * u_{emb} * \Phi_{emb} \\ (-m_1 \frac{J_i}{Je} + 1) * u_{frein} * \Phi_{frein} + (-\frac{J_i}{Je} + 1) * u_{emb} * \Phi_{emb} \end{bmatrix} \\ + \frac{JeJs}{JeJs - J_i^2} \begin{bmatrix} 1 \\ \frac{J_i}{Je} \end{bmatrix} Ce + \frac{JeJs}{JeJs - J_i^2} \begin{bmatrix} \frac{J_i}{Js} \\ 1 \end{bmatrix} Cr \quad (\text{Eq. 3 -4})$$

On remarque que les couples d'entrée Ce et resistant Cr agissent comme des perturbations ; de plus, on peut factoriser le vecteur de commande, ce qui donne :

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_{Je} \\ \dot{p}_{Js} \end{bmatrix} = \frac{JeJs}{(1-m_1) * (JeJs - J_i^2)} \begin{bmatrix} (-m_1 + \frac{J_i}{Js}) * \Phi_{frein} & (-1 + \frac{J_i}{Js}) * \Phi_{emb} \\ (-m_1 \frac{J_i}{Je} + 1) * \Phi_{frein} & (-\frac{J_i}{Je} + 1) * \Phi_{emb} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_{frein} \\ u_{emb} \end{bmatrix} \\ + \frac{JeJs}{JeJs - J_i^2} \begin{bmatrix} 1 \\ \frac{J_i}{Je} \end{bmatrix} Ce + \frac{JeJs}{JeJs - J_i^2} \begin{bmatrix} \frac{J_i}{Js} \\ 1 \end{bmatrix} Cr \quad (\text{Eq. 3 -5})$$

et le système d'état est maintenant de la forme :

$$\dot{X} = F(X) * U + B_e Ce + B_r Cr$$

### 3.1.2 Choix de la sortie.

La sortie est choisie de telle sorte que :

elle soit mesurable,

elle puisse être associée à une consigne pré-déterminée.

Nous avons donc choisi le vecteur :

$$y = \begin{bmatrix} \omega_s / \omega_e \\ C_s \end{bmatrix}$$

La première variable est le ratio des vitesses ( $\omega_e$  étant non nul, du moins pendant un passage de vitesse), ses valeurs avant et après passage ne dépendent que de la cinématique de la boîte et sont donc parfaitement connues ; de plus il sera facile d'établir une consigne sur cette variable, consigne qui peut tout d'abord être une droite entre les deux valeurs connues.

La seconde variable est le couple de sortie, c'est précisément ce que l'on veut optimiser, il paraît donc intéressant de faire suivre une consigne à cette variable.

En fonction des variables d'état, on a :

$$y = \begin{bmatrix} \frac{J_e p_{Js}}{J_s p_{Je}} \\ \dot{p}_{Js} \end{bmatrix}, \text{ que l'on peut noter } \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix}$$

## 3.2 Généralités sur la commande du système.

### 3.2.1 Objectifs de la commande, contraintes.

La bva permet des passages "sous couple", c'est-à-dire sans rupture du couple moteur - en effet, il n'y a pas de position de débrayage comme sur une boîte de vitesse manuelle -, mais lors d'un passage de vitesse, le couple résultant en sortie peut avoir des variations brusques, ce qui implique des variations désagréables de l'accélération longitudinale ressentie par le conducteur.

Or, dans l'industrie automobile, l'objectif premier se veut être la satisfaction totale du client, ce qui correspond à un confort du conducteur et des passagers le plus grand possible.

La commande à trouver a donc pour objectif une allure de couple la plus continue possible, sans à-coup, ni variation brusque de la dérivée.

Les contraintes de cette commande sont surtout concentrées dans l'aspect réalisation pratique de la commande : les pressions calculées doivent pouvoir être générées par une électrovanne, on doit donc tenir compte :

- de la positivité des pressions,
- du temps de réponse des actionneurs et donc de la rapidité des variations de pression.

De plus, une contrainte existe sur l'énergie à dissiper dans les embrayages: elle doit être inférieure à une énergie maximale, sous peine de voir l'embrayage se détériorer et sa durée de vie diminuer.

Cette contrainte pourrait être prise en compte dès la recherche de la commande, mais pour plus de facilité, ici, on se contentera de vérifier a posteriori si le résultat de la commande choisie respecte la contrainte.

Le modèle est non linéaire et de plus, non linéarisable autour d'un point de fonctionnement, puisque les embrayages pendant le passage de vitesse passent d'une position ouverte à une position fermée, c'est-à-dire que la fonction arctan est utilisée sur tout ou une partie de son domaine de fonctionnement. Ceci explique que nous allons nous intéresser ici exclusivement à la commande non linéaire.

### 3.2.2 Commande non linéaire : quelques méthodes.

Dans cette présentation des méthodes de commande non linéaire, nous utiliserons la classification proposée par [J.J.E. Slotine, W. Li, 1991] :

#### - commande par découplage-linéarisation

Cette technique peut être vue comme une transformation du système original en un modèle équivalent d'une forme plus simple. Cette méthode s'applique à une classe importante de systèmes non linéaires et nécessite la mesure de tout le vecteur d'état. En revanche, elle ne garantit aucune robustesse vis-à-vis des perturbations ou des incertitudes sur les paramètres.

#### - commande robuste

Cette commande est basée à la fois sur un modèle nominal et sur la caractérisation de certaines des incertitudes du modèle. Ceci s'applique à une classe de modèles assez spécifique et nécessite également la mesure de tout l'état.

#### - contrôle adaptatif

Ce contrôle s'applique à des systèmes ayant une structure dynamique connue, mais des paramètres inconnus ou variant lentement dans le temps. Il est souvent vu comme une approche complémentaire des techniques de contrôle robuste.

#### - gain ajustable

Il s'agit de linéariser un système autour de plusieurs points qui couvrent le domaine de fonctionnement de ce système. On utilise ensuite un contrôleur linéaire pour chaque système linéarisé ; entre les points de fonctionnement les paramètres du contrôleur sont interpolés, on obtient ainsi un contrôleur global.



### 3.2.3 Application au système.

Nous avons vu que les variables d'état qui dérivent de la modélisation du système équivalent sont mesurables, puisqu'il s'agit des vitesses d'entrée et de sortie de la bva et que les capteurs de vitesse sont parmi les capteurs les plus faciles à trouver dans l'industrie automobile (d'autant plus qu'un capteur de vitesse sortie est déjà utilisé dans le pilotage actuel de la boîte MB3, il ne restera à implanter qu'un capteur pour la vitesse entrée).

Ceci montre que l'on peut penser pouvoir utiliser, pour la commande de notre système, les trois premières méthodes de commande.

De plus, en étudiant le modèle de notre système, nous avons trouvé une équation d'état de forme affine avec un nombre de sorties égal au nombre d'entrées. Ainsi, la commande par découplage-linéarisation paraît pouvoir s'appliquer : c'est la commande que nous allons donc étudier dans le paragraphe suivant.

## 3.3 La commande par découplage entrée-sortie.

### 3.3.1 Introduction.

Dans un processus multi-variables, l'ensemble des entrées est en général susceptible d'influer sur l'évolution de l'ensemble des sorties. Le but du découplage est de permettre de limiter l'effet d'une entrée à une seule sortie : on a alors modélisé le processus sous la forme d'un ensemble de systèmes monovariabiles évoluant en parallèle. La mise en œuvre nécessite l'existence d'un nombre d'entrées au moins égal au nombre de sorties et de préférence égal.

De façon à avoir une idée claire de la méthode nous la présenterons tout d'abord dans le cas linéaire, nous présenterons ensuite le cas non linéaire pour lequel quand la méthode de découplage s'applique, elle est de plus linéarisante, et nous élargirons enfin à la commande de notre système.

### 3.3.2 Commande par découplage : cas linéaire. [P. Borne, G. Dauphin-Tanguy et al., 1990]

$$\begin{aligned} \text{Soit le modèle : } \quad \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx, \quad x \in \mathcal{R}^n, \\ & \quad y \in \mathcal{R}^m \text{ et } u \in \mathcal{R}^m \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3 -6})$$

On suppose que la sortie  $y$  est commandable, ce qui s'exprime par la condition :

$$\text{rang } [CB, CAB, \dots, CA^{n-1}B] = m$$

Ceci implique qu'il existe un  $d_i \in \{0, 1, \dots, n-1\}$  tel que :

$$C_i A^{d_i} B \neq 0, \text{ et } \forall \alpha < d_i, C_i A^\alpha B = 0$$

L'objectif est de trouver un retour d'état :

$$u = Kx + Lv,$$

$v$  désignant le nouveau vecteur d'entrée, qui découple le système de façon à ce que la sortie  $y_i$  ne dépende que de l'entrée  $v_i$ .

Il suffit pour cela de déterminer  $L$  et  $K$  de façon à ce que la matrice de transfert  $M_B(s)$  caractérisant le système bouclé soit diagonale :

$$M_B(s) = C [sI - (A+BK)]^{-1} BL \quad (\text{Eq. 3 -7})$$

Une solution à ce problème peut être obtenue en dérivant les  $y_i$  jusqu'à l'ordre  $d_i+1$ , et on obtient pour la  $i$ -ème sortie :

$$\begin{aligned} \dot{y}_i &= C_i(A+BK)x + C_iBLv &= C_iAx \\ \ddot{y}_i &= C_iA(A+BK)x + C_iABLv &= C_iA^2x \\ &\vdots \\ \dot{y}_i^{(d_i)} &= C_iA^{d_i-1}(A+BK)x + C_iA^{d_i-1}BLv &= C_iA^{d_i}x \\ y_i^{(d_i+1)} &= C_iA^{d_i}(A+BK)x + C_iA^{d_i}BLv & \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3 -8})$$

Le système caractérisé par l'ensemble des sorties  $y_i$  peut se mettre sous la forme :

$$y^* = (A^* + B^*K)x + B^*Lv, \quad (\text{Eq. 3 -9})$$

avec :

$$y^* = \begin{bmatrix} y_1^{(d_1+1)} \\ \vdots \\ y_i^{(d_i+1)} \\ \vdots \\ y_m^{(d_m+1)} \end{bmatrix}, \quad A^* = \begin{pmatrix} C_1A^{d_1+1} \\ \vdots \\ C_iA^{d_i+1} \\ \vdots \\ C_mA^{d_m+1} \end{pmatrix}, \quad B^* = \begin{pmatrix} C_1A^{d_1} \\ \vdots \\ C_iA^{d_i} \\ \vdots \\ C_mA^{d_m} \end{pmatrix} B$$

et si  $B^*$  est inversible, le choix :  $L = (B^*)^{-1}$  et  $K = -(B^*)^{-1}A^*$ , conduit à  $y^* = v$ , c'est-à-dire une relation de  $m$  entrées-sorties découplées :

$$\forall i \in \{1, \dots, m\}, Y_i(s) = \frac{1}{s^{d_i+1}} V_i(s). \quad (\text{Eq. 3 -10})$$

Cette méthode peut être généralisée au découplage par linéarisation des processus non linéaires, ce que nous voyons ci-après.

### 3.3.3 Cas non linéaire n°1. [A.J. Fossard, D. Normand-Cyrot et al., 1993]

#### 3.3.3.1 Présentation théorique.

On s'intéresse aux systèmes de la forme :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + \sum g_i(x)u_i \\ y &= h(x) \end{aligned} \quad \begin{aligned} x &\in \mathcal{X}^n \\ y &\in \mathcal{Y}^m, u \in \mathcal{U}^m \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3-11})$$

Ces systèmes sont dits affines ou linéaires en la commande, et de plus carrés ( $\dim y = \dim u$ ).

L'objectif est que la sortie  $y$  suive une trajectoire désirée  $y_d(t)$ .

La difficulté qui apparaît est due au fait que  $y$  est relié indirectement à l'entrée  $u$ , à travers la variable d'état  $x$  et l'équation d'état non linéaire. Il faut donc réduire la difficulté en cherchant une relation directe et simple entre la sortie du système  $y$  et l'entrée de la commande  $u$ .

Pour trouver cette relation, l'idée est de procéder comme pour le cas linéaire en dérivant successivement le vecteur de sortie  $y$  jusqu'à ce qu'apparaisse la commande  $u$ . Néanmoins, on peut formaliser les écritures en introduisant la dérivée de Lie.

Rappelons que la dérivée de Lie d'une fonction scalaire  $h$  le long d'une fonction vectorielle  $f$  est notée  $L_f h$ , et est égale à  $\nabla h \cdot f$ , c'est-à-dire :

$$\left( \frac{\partial h}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial h}{\partial x_n} \right) \cdot \begin{pmatrix} f_1(x) \\ \vdots \\ f_n(x) \end{pmatrix}$$

On peut aussi définir les dérivées de Lie successives, telles que :

$$\begin{aligned} L_f^0 h &= h, \\ L_f^i h &= L_f(L_f^{i-1} h) \quad i \geq 1. \end{aligned}$$

Pour simplifier cette présentation du découplage non linéaire multivariable, on va se restreindre au cas où  $m=2$ , puisque c'est le cas dans notre modèle de bva.

Le système d'état peut donc s'écrire :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x) + g_1(x)u_1 + g_2(x)u_2 \\ y &= h(x) \end{aligned} \quad x \in \mathcal{X}^n \quad (\text{Eq. 3-12})$$

On définit pour chaque sortie, les degrés relatifs  $\rho_1$  et  $\rho_2$  tels que :

$$\rho_i = (\inf l \in \mathbb{N}, \text{ tel que, } \exists j, L_{g_j} L_f^{l-1} h_i \neq 0)$$

$\rho_i$  correspond donc à la première dérivée de  $y_i$  qui fait apparaître explicitement la commande  $u$ .

On définit la matrice  $\Delta(x)$  :

$$\Delta(x) = \begin{bmatrix} L_{g1}L_f^{\rho1-1}h_1 & L_{g2}L_f^{\rho1-1}h_1 \\ L_{g1}L_f^{\rho2-1}h_2 & L_{g2}L_f^{\rho2-1}h_2 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3-13})$$

Le système est dit statiquement découplable si  $\text{rang } \Delta(x) = 2$ .

On définit le vecteur  $\Delta_0(x) = \begin{bmatrix} L_f^{\rho1}h_1(x) \\ L_f^{\rho2}h_2(x) \end{bmatrix}$  (Eq. 3-14)

Le retour d'état qui découple le système est :

$$u = \alpha(x) + \beta(x) v \quad (\text{Eq. 3-15})$$

avec :

$$\alpha(x) = -\Delta(x)^{-1}\Delta_0(x)$$

$$\beta(x) = \Delta(x)^{-1}$$

Le schéma du découplage étant présenté dans la figure 3.1a ci-dessous.

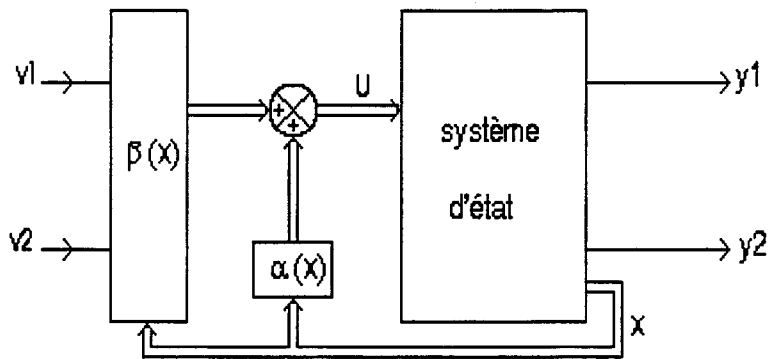


fig. 3.1a : schéma du découplage entrée-sortie.

De plus, le système bouclé  $(h, f + g\alpha, g\beta)$  possède un comportement entrée-sortie linéaire décrit par :

$$y_i^{(\rho_i)} = v_i \quad i = 1, 2 \quad (\text{Eq. 3-16})$$

c'est-à-dire que le schéma de la figure 3.1a est équivalent à celui de la figure 3.1b, en ce qui concerne la relation entrée-sortie.

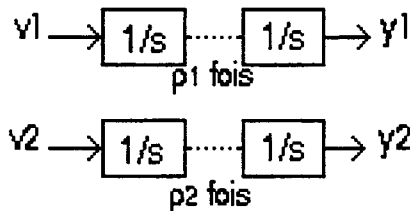


fig. 3.1b : schéma entrée-sortie équivalent.

La commande  $u$  définie par l'équation 3 -15 est par conséquent non seulement découplante, mais aussi linéarisante, on peut alors appliquer les techniques de commande connues en linéaire, comme le placement de pôles.

### 3.3.3.2 Exemple

Pour illustrer le processus de découplage, prenons un exemple où  $n=4$ , défini par [J. Descusse, 1993] :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ x_1 \\ \dot{x}_2 \\ x_2 \\ \dot{x}_3 \\ x_3 \\ \dot{x}_4 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 x_4 \\ x_3(1-x_4) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & x_1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

et la sortie est :  $y_1 = x_1$   
 $y_2 = x_2$

Si on dérive  $y_1$  et  $y_2$  par rapport au temps, on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= x_1 x_4 \\ \dot{y}_2 &= x_3(1-x_4) \end{aligned}$$

Nous dérivons une seconde fois, car ces dérivées ne dépendent pas explicitement de l'entrée  $u$  :

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 &= x_1 x_4^2 + x_1 u_1 \\ \ddot{y}_2 &= -x_3 u_1 + x_1(1-x_4)u_2 \end{aligned}$$

La matrice  $\Delta(x)$ , que l'on aurait pu aussi définir par les dérivées de Lie, d'après l'équation 3 -13 est dans notre exemple :

$$\Delta(x) = \begin{pmatrix} x_1 & 0 \\ -x_3 & x_1(1-x_4) \end{pmatrix}$$

Cette matrice est inversible sur l'ensemble  $\mathfrak{R}^4 - \{x_1(1-x_4)=0\}$  et, sur cet ensemble :

$$\Delta^{-1}(x) = \begin{pmatrix} \frac{1}{x_1} & 0 \\ \frac{x_3}{x_1^2(1-x_4)} & \frac{1}{x_1(1-x_4)} \end{pmatrix}$$



On définit, par l'équation 3 -14 le vecteur composé des termes qui, dans les expressions de  $\ddot{y}_1$  et  $\ddot{y}_2$  ne dépendent pas de  $u$  :

$$\Delta_0(x) = \begin{pmatrix} x_1 x_4^2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Et, on peut alors construire le retour d'état  $u$ , donné par l'équation 3 -15 :

$$u = \alpha(x) + \beta(x)v,$$

avec :

$$\alpha(x) = -\Delta^{-1}(x) \Delta_0(x) = \begin{pmatrix} x_4^2 \\ \frac{x_3 x_4^2}{x_1(1-x_4)} \end{pmatrix}$$

$$\text{et } \beta(x) = \Delta^{-1}(x)$$

On peut alors exprimer le système en boucle fermée, en fonction des nouvelles entrées  $v_1$  et  $v_2$  :

$$\dot{x} = f(x) + g(x) \cdot [\alpha(x) + \beta(x) \cdot v]$$

c'est-à-dire :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 x_4 \\ x_3(1-x_4) \\ \frac{-x_3 x_4^2}{(1-x_4)} \\ -x_4^2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{x_3}{x_1(1-x_4)} & \frac{1}{(1-x_4)} \\ \frac{1}{x_1} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}$$

Avec, une fois les calculs faits :

$$\ddot{y}_1 = \dot{x}_1 x_4 + x_1 \dot{x}_4 = \dots = v_1$$

et :

$$\ddot{y}_2 = \dot{x}_3(1-x_4) - x_3 \dot{x}_4 = \dots = v_2$$

Le système en boucle fermée est donc découplé et linéarisé, grâce à la commande  $u$  trouvée.

On obtient un système formé de deux chaînes d'intégrateurs en cascade indépendantes, comme le montre la figure 3.2 de la page suivante.

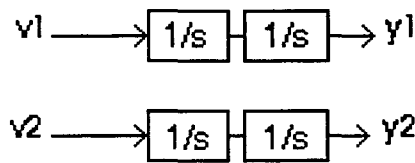


fig. 3.2 : chaîne d'intégrateurs en cascade de l'exemple.

On peut ensuite faire une commande bouclée, de telle sorte que la sortie  $(y_1, y_2)$  suive une trajectoire voulue.

Notons que si le rang de  $\Delta(x)$  n'est pas égal à  $m$ , le système n'est pas découplable statiquement, on peut alors se reporter à la référence [A. Isidori, 1989].

Précisons également que, dans le cas où  $\sum \rho_i < n$ , il reste, après le découplage, une partie non linéaire dans l'équation d'état, appelée système des zéros dynamiques. La stabilité de ce sous-système doit être alors étudiée, avant de pouvoir appliquer la commande par découplage.

### 3.3.4 Cas non linéaire n°2.

On s'intéresse ici aux systèmes de la forme ci-dessous, en se limitant toujours à un nombre d'entrées et de sorties égal à 2, puisque c'est le cas du modèle de la bva.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= f_1(x) + g_{11}(x)u_1 + g_{12}(x)u_2 \\ \dot{x}_2 &= f_2(x) + g_{21}(x)u_1 + g_{22}(x)u_2 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3-17})$$

$$\begin{aligned} y_1 &= h_1(x) \\ y_2 &= h_2(x) + l_1(x)u_1 + l_2(x)u_2 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3-18})$$

$x = (x_1, x_2)$  est le vecteur d'état,

$y = (y_1, y_2)$  est le vecteur de sortie,

$u = (u_1, u_2)$  est le vecteur de commande.

On note  $g_1$  la fonction  $(g_{11}, g_{21})^T$  et  $g_2$  la fonction  $(g_{12}, g_{22})^T$ .

De même,  $f$  est la fonction  $(f_1, f_2)^T$ .

Comme on le voit, ce système a la particularité d'avoir un vecteur de sortie dont l'une des composantes dépend directement du vecteur de commande  $u$ . Le degré relatif  $\rho_2$  est donc égal à 0 puisqu'il faut dériver zéro fois pour faire apparaître explicitement la commande  $u$  dans la sortie  $y_2$ .

Le cas paraissant peut-être trivial, aucune référence n'a été trouvée dans la littérature ; néanmoins notre système est un cas réel, il importe de trouver une méthode de résolution : c'est ce que nous allons proposer dans la suite, de manière théorique, puis appliquée à notre cas de la bva.

Soit  $\rho_1$  le degré relatif correspondant à la sortie  $y_1$ , c'est-à-dire que :

$$\rho_1 = (\inf l \in \mathbb{N}, \text{ tel que, } \exists j, L_{g_j} L_f^{l-1} h_1 \neq 0)$$

Les expressions obtenues forment la première ligne de la matrice  $\Delta(x)$ , mais puisque  $\rho_2$  est nul, on ne peut pas définir la seconde ligne.

La matrice  $\Delta(x)$  définie par l'équation 3 -13 n'existe pas dans notre cas.

Nous proposons donc, pour étendre la commande par découplage à notre cas, de définir une matrice  $\Delta^*(x)$  par :

$$\Delta^*(x) = \begin{bmatrix} L_{g_1} L_f^{\rho_1-1} h_1(x) & L_{g_2} L_f^{\rho_1-1} h_1(x) \\ l_1(x) & l_2(x) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -19})$$

De plus, comme précédemment, on peut définir le vecteur  $\Delta_0(x)$  par l'équation 3 -14 :

$$\Delta_0(x) = \begin{bmatrix} L_f^{\rho_1} h_1(x) \\ L_f^{\rho_2} h_2(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_f^{\rho_1} h_1(x) \\ h_2(x) \end{bmatrix}$$

Si la matrice  $\Delta^*(x)$  est de rang 2, on peut définir la commande  $(u_1, u_2)$ , de la même façon qu'en 3 -15, par :

$$u = \alpha^*(x) + \beta^*(x)v,$$

en notant  $\alpha^*(x) = -\Delta^*(x)^{-1} \Delta_0(x)$

et  $\beta^*(x) = \Delta^*(x)^{-1}$

et le système bouclé est alors tel que :

$$\begin{aligned} y_1^{\rho_1} &= v_1 \\ y_2 &= v_2 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3 -20})$$

Le but du bouclage est alors de faire suivre des trajectoires  $(y_1)_{\text{consigne}}$  et  $(y_2)_{\text{consigne}}$  pour la sortie  $(y_1, y_2)$ .

La transmission directe que l'on obtient sur la deuxième sortie nous permet de proposer deux types de commande :

- celle présentée dans la figure 3.3a utilise une boucle fermée sur la première variable, grâce à une fonction de transfert  $\lambda(s)$  et laisse une boucle ouverte sur la deuxième sortie, pour laquelle on a l'égalité  $y_2 = v_2 = (y_2)_{\text{consigne}}$ . Néanmoins, le système ainsi commandé est d'ordre dégénéré par rapport au système d'origine, puisqu'on obtient un ordre égal à un au lieu de deux.

Ceci implique une vérification de stabilité pour la variable d'état correspondant à la sortie  $y_2$ .

De plus, la robustesse de la commande dépend alors fortement de l'exactitude du modèle simplifié par rapport au système réel. Cette robustesse sera par conséquent aussi à vérifier.

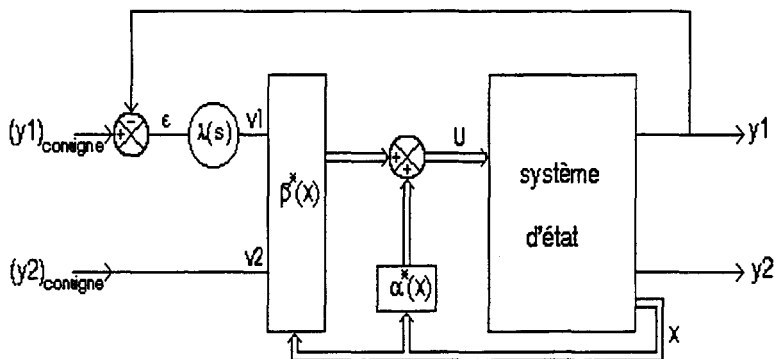


fig. 3.3a : schéma du découplage entrée-sortie et commande, avec boucle ouverte sur  $y_2$ .

- celle présentée dans la figure 3.2b a pour but d'ajouter une dynamique sur la deuxième variable et par conséquent d'avoir une boucle fermée sur  $y_2$ . On pourra ainsi obtenir une plus grande robustesse. Cette dynamique utilise un gain et un intégrateur :  $M/s$ .

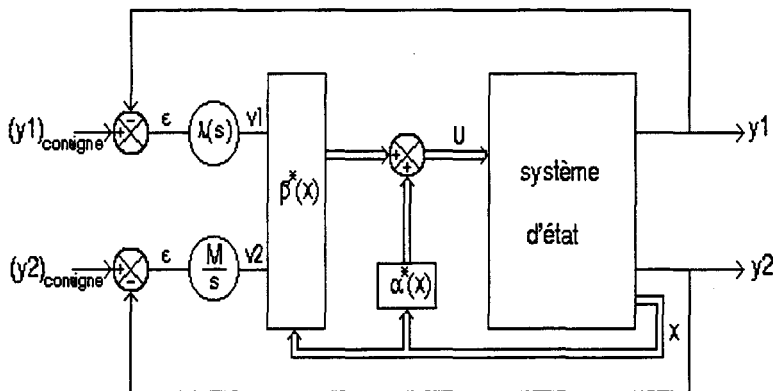


fig. 3.3b : schéma du découplage entrée-sortie et commande, avec boucle fermée sur  $y_2$ .

### 3.4 Application à la bva.

#### 3.4.1 Résolution d'après le cas n°2.

##### 3.4.1.1 Calcul de la commande.

D'après le système d'état établi en 3.1, on peut identifier les fonctions du paragraphe précédent :

$$f_1 = \frac{JeJs}{JeJs - Ji^2} \left( Ce + \frac{Ji}{Js} Cr \right)$$

$$f_2 = \frac{JeJs}{JeJs - Ji^2} \left( \frac{Ji}{Js} Ce + Cr \right) \quad (\text{Eq. 3-21})$$

$$g_{11} = \frac{JeJs}{(1-m_1)(JeJs-Ji^2)} \left( -m_1 + \frac{Ji}{Js} \right) \Phi_{\text{frein}}$$

$$g_{12} = \frac{JeJs}{(1-m_1)(JeJs-Ji^2)} \left( -1 + \frac{Ji}{Js} \right) \Phi_{\text{emb}}$$

$$g_{21} = \frac{JeJs}{(1-m_1)(JeJs-Ji^2)} \left( 1 - m_1 \frac{Ji}{Je} \right) \Phi_{\text{frein}}$$

$$g_{22} = \frac{JeJs}{(1-m_1)(JeJs-Ji^2)} \left( 1 - \frac{Ji}{Je} \right) \Phi_{\text{emb}} \quad (\text{Eq. 3-22})$$

$$h_1 = \frac{Jex_2}{Jsx_1}$$

$$h_2 = f_2 = \frac{JeJs}{JeJs - Ji^2} \left( \frac{Ji}{Js} Ce + Cr \right) \quad (\text{Eq. 3-23})$$

$$l_1 = g_{21}$$

$$l_2 = g_{22} \quad (\text{Eq. 3-24})$$

Rappelons que le vecteur d'état est  $(x_1, x_2) = (p_{Je}, p_{Js})$ ,  
et le vecteur de commande  $(u_1, u_2) = (u_{\text{frein}}, u_{\text{emb}})$ .

On peut appliquer les résultats proposés dans le cas n°2 avec ici  $\rho_1 = 1$ , c'est-à-dire que l'on définit la matrice  $\Delta^*(x)$  et le vecteur  $\Delta_0(x)$ , qui serviront au bouclage par découplage-linéarisation.

En utilisant les expressions des différentes fonctions vues plus haut, on a :

$$\Delta^*(x) = \mathbf{K} \begin{bmatrix} \frac{Je}{Jsp_{Je}^2} \Phi_{\text{frein}} \left[ \left( 1 - m_1 \frac{Ji}{Je} \right) p_{Je} - \left( -m_1 + \frac{Ji}{Js} \right) p_{Js} \right] & \frac{Je}{Jsp_{Je}^2} \Phi_{\text{emb}} \left[ \left( 1 - \frac{Ji}{Je} \right) p_{Je} - \left( -1 + \frac{Ji}{Js} \right) p_{Js} \right] \\ \left( -m_1 \frac{Ji}{Je} + 1 \right) \Phi_{\text{frein}} & \left( -\frac{Ji}{Je} + 1 \right) \Phi_{\text{emb}} \end{bmatrix}$$

et

$$\Delta_0(x) = \mathbf{K}(1-m_1)C_e \begin{bmatrix} \frac{J_e}{J_{sp_{Je}}^2} \left( \frac{J_i}{J_e} p_{Je} - p_{Js} \right) \\ \frac{J_i}{J_e} \end{bmatrix} + \mathbf{K}(1-m_1)C_r \begin{bmatrix} \frac{J_e}{J_{sp_{Je}}^2} \left( p_{Je} - \frac{J_i}{J_s} p_{Js} \right) \\ 1 \end{bmatrix}$$

en notant :

$$\mathbf{K} = \frac{J_e J_s}{(1-m_1)(J_e J_s - J_i^2)}$$

Le déterminant de la matrice  $\Delta^*(x)$  est :

$$- \mathbf{K}^2 * \frac{J_e}{J_{sp_{Je}}^2} * \Phi_{frein} * \Phi_{emb} * p_{Js} * (1-m_1) * \left( 1 - \frac{J_i^2}{J_e J_s} \right)$$

soit, en simplifiant les termes :

$$- \mathbf{K} * \frac{J_e p_{Js}}{J_s p_{Je}^2} * \Phi_{frein} * \Phi_{emb}$$

De la même façon que  $\omega_e$  est non nul pendant le passage,  $\omega_s$ , et donc  $p_{Js}$ , est non nul (le véhicule serait à l'arrêt, il n'y aurait plus besoin de passage) ; de plus les fonctions  $\Phi_{frein}$  et  $\Phi_{emb}$  ne sont nulles que si le glissement dans le frein ou dans l'embrayage est nul, or, ceci est le cas seulement quand le passage de vitesse est terminé et donc quand la commande n'a plus lieu d'être calculée.

Le déterminant est par conséquent différent de zéro pendant le temps où l'on calcule la commande : on peut donc calculer l'inverse de  $\Delta^*(x)$ .

Et d'après ce qui précède, la commande  $u$  découplante linéarisante est définie par :

$$\begin{bmatrix} u_{emb} \\ u_{frein} \end{bmatrix} = - \Delta^*(x)^{-1} \Delta_0(x) + \Delta^*(x)^{-1} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}$$

Ce qui donne, avec les expressions des fonctions du système :

$$\begin{bmatrix} u_{frein} \\ u_{emb} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} - \frac{J_s p_{Je}^2}{J_e p_{Js} * \Phi_{frein}} \left( 1 - \frac{J_i}{J_e} \right) & \frac{1}{p_{Js} * \Phi_{frein}} \left[ \left( 1 - \frac{J_i}{J_e} \right) p_{Je} - \left( \frac{J_i}{J_s} - 1 \right) p_{Js} \right] \\ \frac{J_s p_{Je}^2}{J_e p_{Js} * \Phi_{emb}} \left( 1 - m_1 \frac{J_i}{J_e} \right) & - \frac{1}{p_{Js} * \Phi_{emb}} \left[ \left( 1 - m_1 \frac{J_i}{J_e} \right) p_{Je} - \left( \frac{J_i}{J_s} - m_1 \right) p_{Js} \right] \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} v_1 - \mathbf{K}(1-m_1) \frac{J_e}{J_{sp_{Je}}^2} * \left( C_e * \left( \frac{J_i}{J_e} p_{Je} - p_{Js} \right) + C_r * \left( p_{Je} - \frac{J_i}{J_s} p_{Js} \right) \right) \\ v_2 - \mathbf{K}(1-m_1) * \left( C_e \frac{J_i}{J_e} + C_r \right) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3-25})$$

Le système d'équation 3 -20 est toujours valable, c'est-à-dire :

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= v_1 \\ y_2 &= v_2 \end{aligned}$$

Nous avons vu précédemment que deux commandes sont possibles pour ce système, nous avons choisi d'utiliser celle qui de fait pas de bouclage sur la sortie  $y_2$ , représentée dans la figure 3.3.

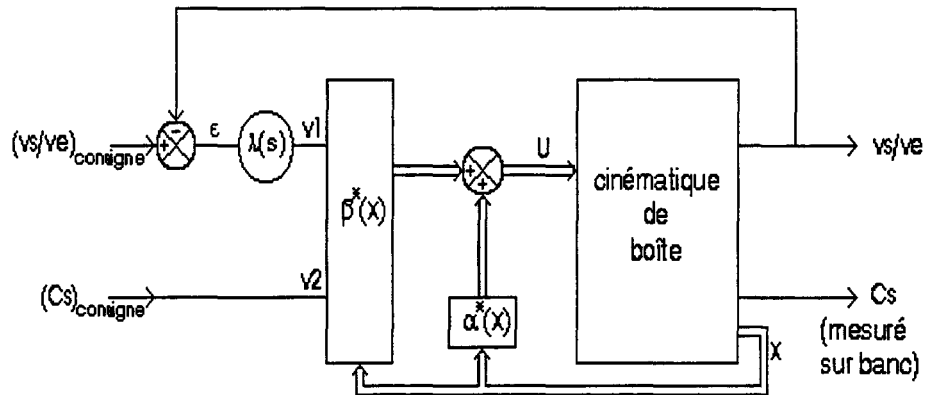


fig. 3.4 : pilotage en boucle ouverte sur  $y_2$ .

En effet, une commande en boucle fermée implique de pouvoir mesurer  $y_2$ , or cette sortie est un couple et nous ne disposons pas sur une voiture de série de capteur de couple susceptible d'être intégré dans une boucle de rétroaction.

Les capteurs de couple utilisés servent exclusivement à des mesures lors d'essais spécifiques et se situent au niveau de la roue sur un véhicule équipé de transmissions câblées, et au niveau du rouleau pour un essai sur banc à rouleau.

Nous aurons donc à faire une étude de stabilité pour la variable d'état correspondant à la sortie non bouclée, qui est l'intégrale de  $C_s$  et donc proportionnelle à la vitesse de sortie de boîte. Cette étude sera faite par les simulations de la commande sur le modèle complet de la boîte et de son environnement.

Nous ferons également une étude de robustesse, toujours à partir des simulations.

Remarque sur le calcul de la commande :

Le système 3 -25 montre que le calcul des commandes  $u_{emb}$  et  $u_{frein}$  dépend du couple résistant  $C_r$ , or ce couple n'est pas mesurable puisqu'il dépend de l'environnement du véhicule (inclinaison de la route, charge dans le véhicule...) : il importe donc de trouver une méthode pour le calculer, avant de pouvoir utiliser la commande. Nous verrons plus tard que l'on peut trouver un modèle du système légèrement différent, sur lequel s'applique la commande par découplage et où il n'est plus nécessaire de connaître ce couple résistant.

### 3.4.1.2 Remarques sur la génération des consignes.

D'après l'étude plus générale faite sur la commande d'une bva, on peut faire quelques remarques sur le profil des consignes à se donner.

Les consignes dépendent de facteurs extérieurs tel que le couple moteur, ou mieux, le couple d'entrée de boîte. Par conséquent, bien qu'ayant toujours la même allure, il faudra les générer numériquement à chaque passage de vitesse.

Il faut éviter de proposer des profils de consigne non physiques, c'est-à-dire des profils qui imposent, à travers le calcul de la commande, des pressions négatives dans les embrayages ou des pressions telles que l'embrayage dissipera plus d'énergie que celle tolérée.

Pour résoudre ce problème, il faut tout d'abord tenir compte des phases précédemment décrites, phase de couple et phase inertielle ; de plus la recherche de commande en simulation permet le test de plusieurs consignes.

### 3.4.1.3. Application de la commande à la bva lors d'un passage montant 2/3.

Pour définir des profils de consigne, on doit tenir compte des différentes phases observées, décrites au paragraphe 2.3, sinon la commande obtenue risque de ne pas correspondre à une réalité physique.

On a donc pour chacune des variables du vecteur de sortie, un profil que l'on pense réaliste d'après l'étude faite en boucle ouverte.

#### ① Le rapport des vitesses $\omega_s/\omega_e$ .

Lors d'un passage montant, le ratio des vitesses croît, et on connaît les valeurs de départ et d'arrivée, selon la cinématique du train.

Le profil sera donc celui de la figure 3.5, ci-dessous :

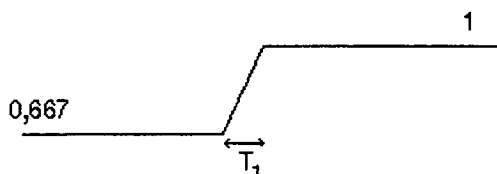


fig. 3.5 : profil de la consigne sur  $\omega_s/\omega_e$ .

$T_1$  est le temps pendant lequel doit varier le ratio des vitesses.

#### ② Le couple de sortie $J\dot{\omega}_s$ .

L'objectif est de diminuer l'à-coup sur le couple de sortie que l'on trouve quand on fait un pilotage des embrayages en boucle ouverte.



Le profil proposé est donc celui de la figure ci-dessous :

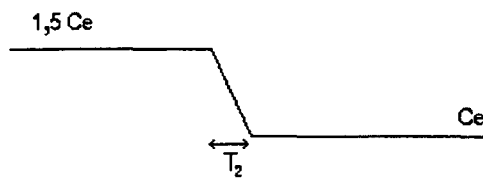


fig. 3.6 : profil de la consigne sur  $\dot{\omega}_s$ .

Connaissant les ratios, on connaît aussi le point de départ pour le couple qui est de 1,5 fois le couple d'entrée de boîte (et non le couple moteur), ainsi que le point d'arrivée qui est égal au couple d'entrée de boîte. Il faut aussi intégrer les pertes dans la boîte qui font que le couple de sortie réel sera un peu inférieur au couple de sortie calculé à partir du couple d'entrée.

De la même manière que pour le rapport des vitesses,  $T_2$  est le temps de descente du couple ; les durées  $T_1$  et  $T_2$ , ainsi que la synchronisation entre les deux consignes détermineront le temps de passage du rapport.

### ③ La synchronisation entre les deux consignes.

Pour obtenir une commande réalisable physiquement, la synchronisation entre les deux consignes est aussi importante que les profils des consignes. Pour établir cette synchronisation, on se réfère à la montée de rapport en boucle ouverte où l'on a pu observer une phase de couplage et une phase inertielle : ce sont ces phases que l'on va reproduire sur l'ensemble "consigne".

On a tout d'abord une consigne de baisse du couple de sortie, pendant laquelle la consigne pour le ratio des vitesses est de rester à sa valeur initiale : c'est la phase de couplage, pendant laquelle les vitesses ne varient pas.

Puis, quand la consigne en couple a atteint sa valeur finale, la consigne sur le ratio croît jusqu'à sa valeur finale : c'est la phase inertielle à la fin de laquelle le passage est achevé.

La figure 3.7 illustre ceci :

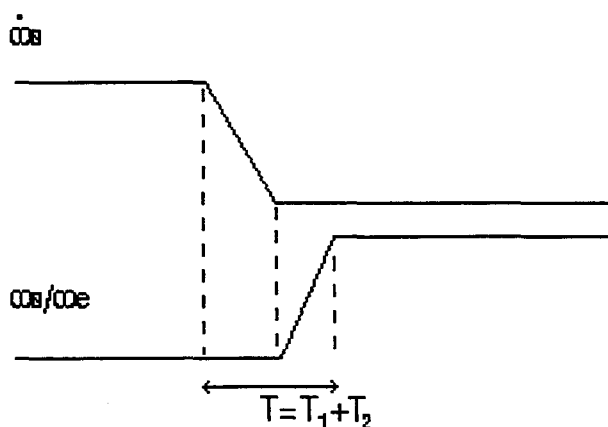


fig. 3.7 : profil et synchronisation des consignes.

La durée  $T$  est la somme des durées des deux phases  $T_1$  et  $T_2$  et est égale à la durée d'un passage, généralement de 0,4 à 0,7 secondes.

#### ④ La commande appliquée au modèle simplifié équivalent.

On applique les profils de consigne définis dans le paragraphe précédent, en utilisant le principe de commande par découplage et le bouclage représenté sur la figure 3.4.

Pour cette simulation, on fait l'hypothèse que le couple résistant  $C_r$  est nul, ce qui correspond à une route plane durant le passage de vitesse.

On obtient la simulation de la figure ci-dessous :

- la vitesse d'entrée (courbe A) ne montre ni emballement, ni frein moteur ; les consignes en ratio (courbes B et C) et en couple de sortie (courbes D et E) sont suivies assez précisément.

Ceci est une caractéristique de la commande par découplage dont le résultat dépend fortement de la véracité du modèle choisi ; ici le modèle sert à la fois pour la définition de la commande et pour l'application de cette commande, le résultat ne peut être que bon.

- on a représenté pour mémoire les couples réels dans le frein et dans l'embrayage (courbes F et G), ainsi que les couples limites qui sont les reflets de la pression calculée grâce à la commande (courbes H et I).

Il faut noter que les valeurs numériques présentées en regard des courbes n'ont pas, dans cette simulation, beaucoup de sens, puisque le modèle simplifié sur lequel on a fait agir la commande n'a que deux rapports possibles : le rapport de deuxième et celui de troisième. La simulation fait donc partir la bva sur le deuxième rapport, ce qui n'est pas le cas dans la réalité.

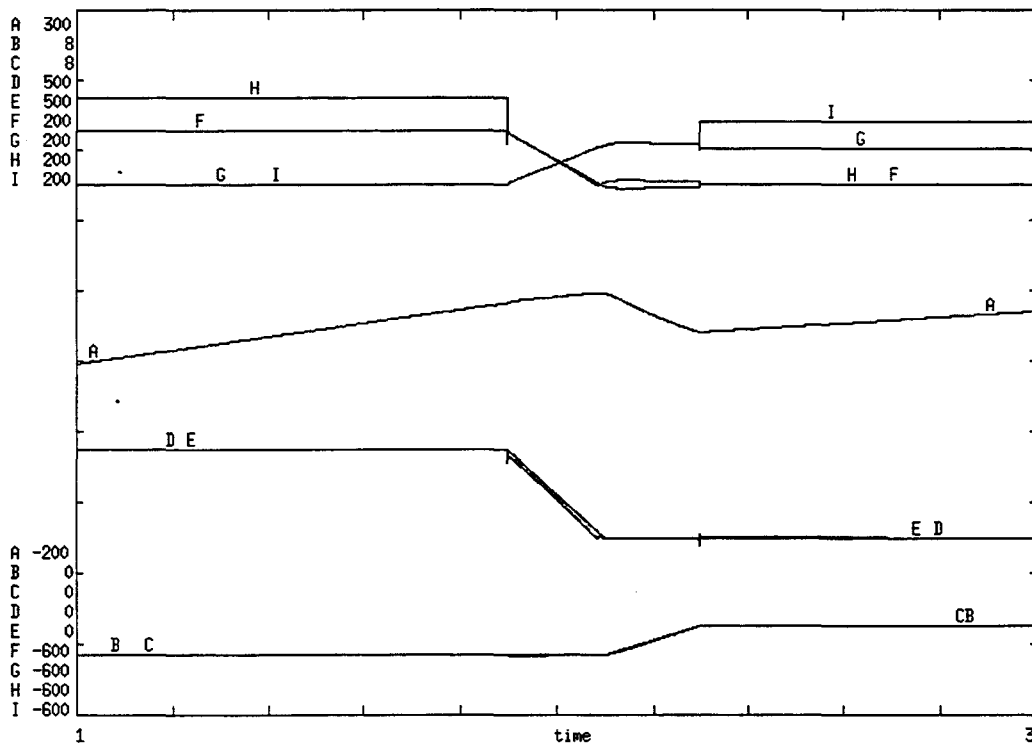


fig. 3.8 : simulation de la commande sur le modèle équivalent.

### 3.4.1.4 La commande appliquée au modèle complet.

Il s'agit d'appliquer la commande sur le modèle complet, précédemment validé au chapitre 2. On tient compte des lois de passage pour faire le passage 1/2 sans logique particulière de pression, puisque, comme on l'a vu auparavant, ce passage se fait sur roue libre. La commande par découplage intervient lors du passage 2/3, pour laquelle on déclenche les consignes sur le ratio et le couple de sortie vues précédemment.

On a gardé l'hypothèse du couple résistant nul et on obtient la simulation de la figure ci-dessous. Les notations sont les mêmes que celle utilisées dans la simulation de la figure 3.8, c'est-à-dire :

- A est la vitesse moteur,
- B et C sont la consigne du ratio et le ratio réel
- D et E sont la consigne en couple de sortie (boîte) et le couple réel,
- F et G sont les couples réels transitant dans l'embrayage et le frein,
- H et I sont les couples limites correspondant aux pressions appliquées dans l'embrayage et dans le frein, découlant directement du calcul de la commande.

On sait que les couples réels sont toujours inférieurs ou égaux aux couples limites. Pour l'embrayage, il y a égalité (superposition des courbes I et G), pour le frein, le couple réel (courbe F) est négatif pendant la phase inertielle, cela permet de dissiper l'énergie due à la chute de régime moteur. La commande a donc généré des pressions qui font se refermer l'embrayage qui devait s'ouvrir : ceci correspond à l'analyse faite au paragraphe 2.3.3.3.

On voit le résultat sur le couple de sortie qui a bien l'allure du couple consigne hormis quelques petites perturbations.

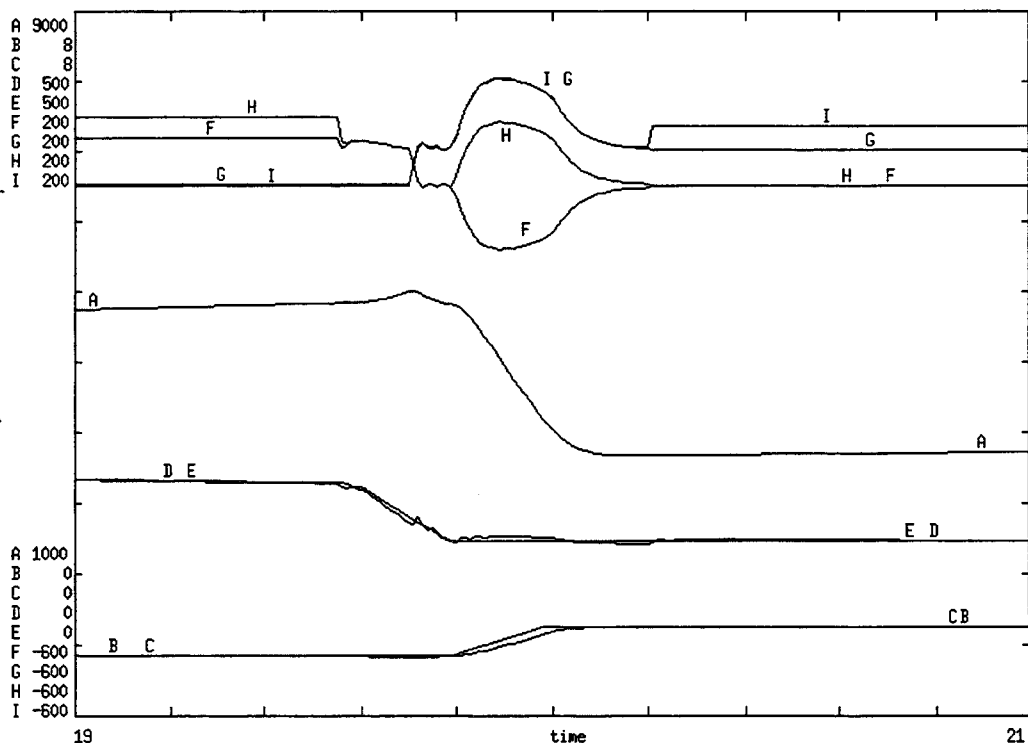


fig. 3.9 : simulation de la commande sur le modèle complet.

Nous pouvons remarquer sur cette simulation la stabilité de la variable d'état correspondant à la sortie non bouclée : cette variable d'état est proportionnelle à la vitesse de sortie, et comme le rapport des vitesses entrée/sortie reste stable (courbe C), nous en déduisons que la vitesse de sortie reste stable.

De plus, les valeurs numériques ont, dans cette simulation, un sens et doivent correspondre aux valeurs numériques réelles : on peut donc comparer la simulation ci-dessus et un essai mesuré, en essayant de prendre les mêmes échelles pour les deux graphiques (figures 3.10a et 3.10b).

L'essai effectué est du même type que les essais vus dans le chapitre précédent, faits en utilisant un véhicule équipé de la boîte MB3 série avec un pilotage électro-hydraulique classique. On donne à la position papillon une valeur fixe, puis le frein est lâché, les rapports montants passent selon les lois de passage pré-définies. On obtient des relevés de mesures sur plusieurs secondes, ce qui correspond à la durée de l'essai (voir annexe III.1 représentant la copie d'écran du PC où sont traités les mesures). On peut faire des zooms sur ces courbes pour ne regarder qu'un passage précis sur 2 secondes. C'est ce qui a été fait ici pour le passage 2/3, avec une position papillon pleine charge, c'est-à-dire pied "à fond" sur l'accélérateur.

Notons que pour pouvoir comparer avec les essais réels, la courbe D représente le couple à la roue et non le couple en sortie de boîte, car le couple que l'on mesure lors des essais véhicule est précisément le couple à la roue.

Nous constatons que notre commande par découplage améliore grandement le couple de sortie (courbe D) en atténuant de beaucoup le pic.

Remarquons toutefois que le passage "pleine charge" est le plus contraignant, c'est celui qui amène le plus de perturbation sur le couple de sortie.

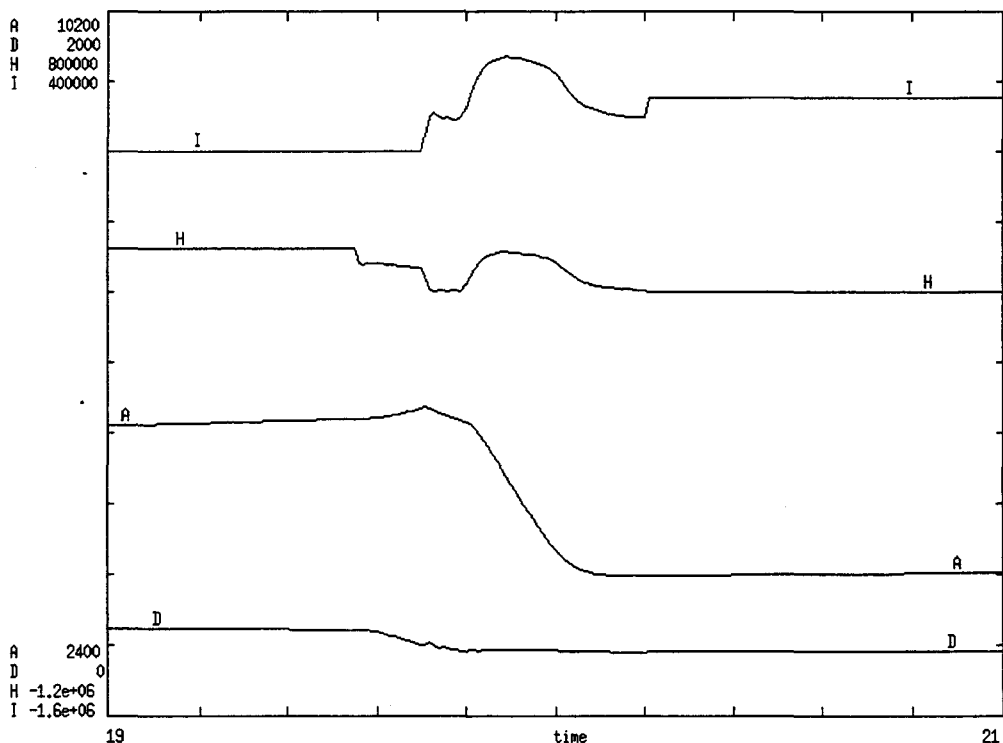


fig. 3.10a : simulation pour comparaison aux mesures.

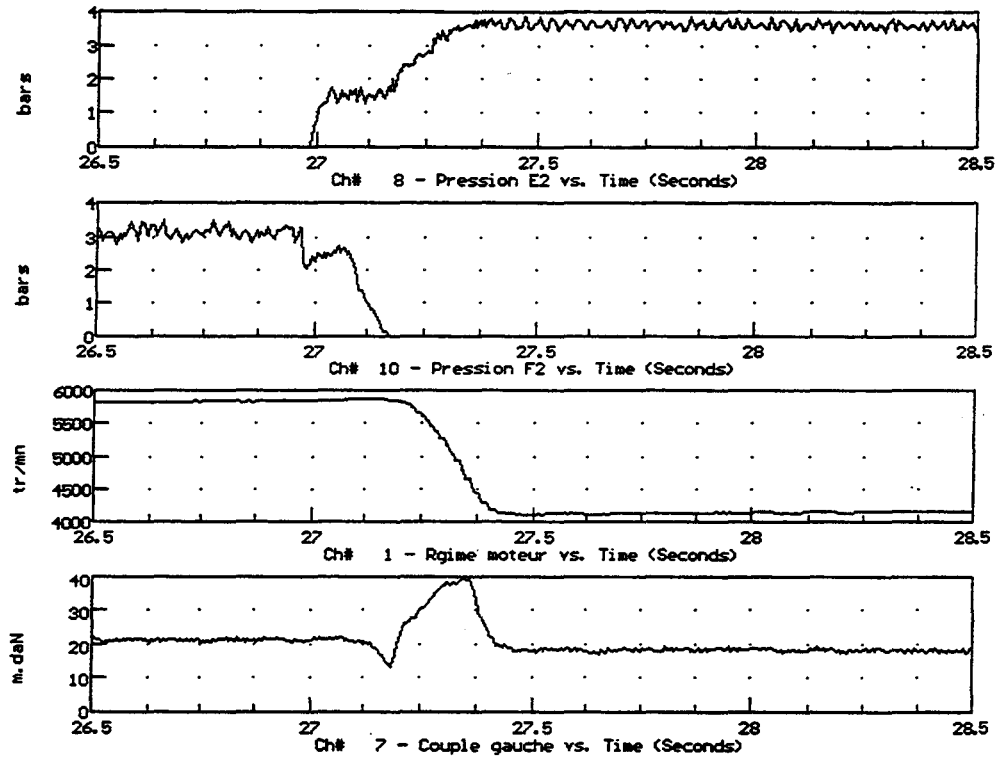


fig. 3.10b : essai mesuré.

Pour se placer dans un cas moins défavorable, on peut refaire une simulation où la charge moteur est plus faible, et par conséquent l'à-coup sur le couple de sortie moins fort. On voit encore que la commande par découplage permet une meilleure gestion du couple de sortie (fig 3.11) que la commande traditionnelle de pression effectuée dans l'essai mesuré (fig 3.12).

Voir les figures en page suivante ...

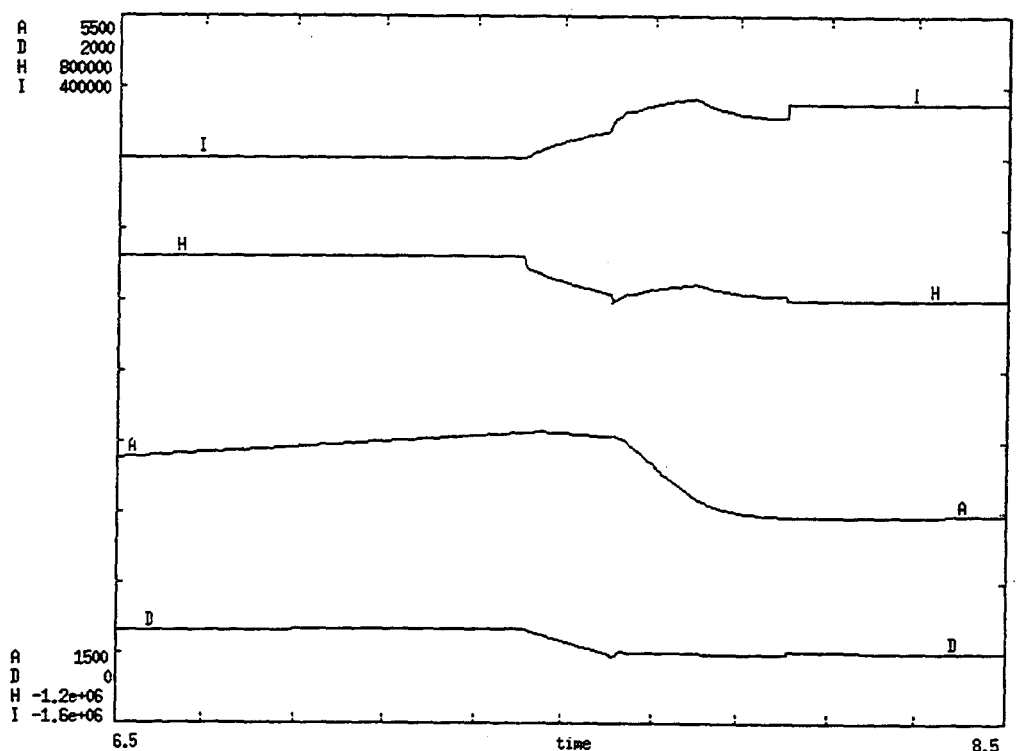


fig. 3.11 : simulation avec 60% de charge.

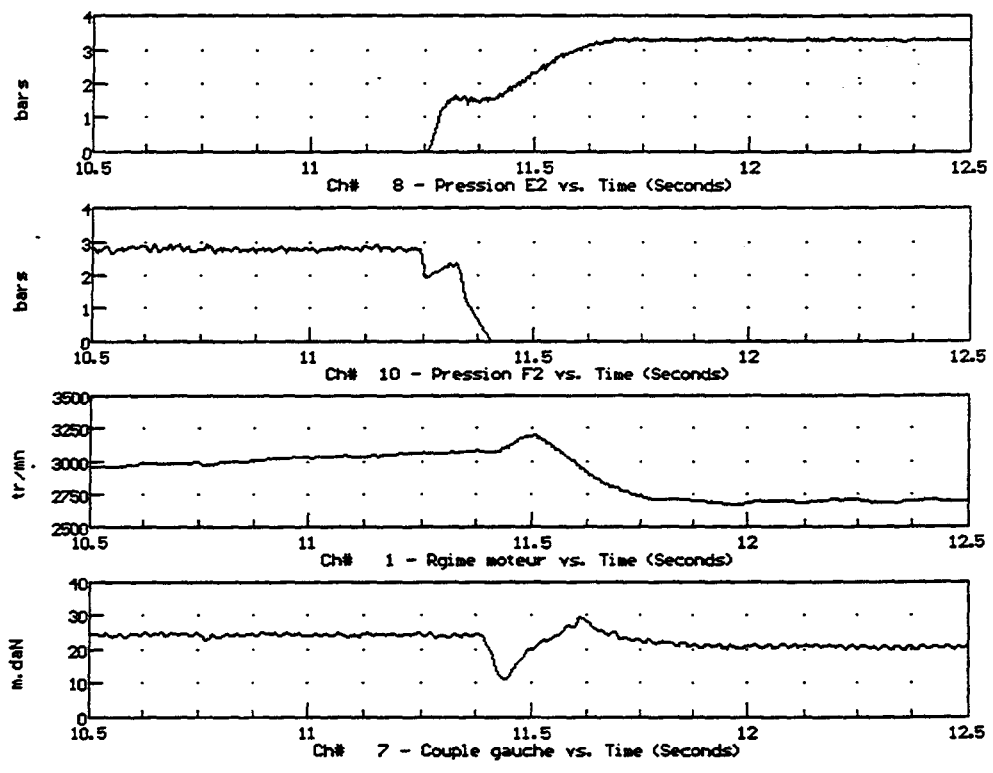


fig. 3.12 : essai mesuré correspondant.

### 3.4.1.5. Notions énergétiques.

L'application de la commande par découplage fait se refermer l'embrayage et le frein ensemble : en effet, lors d'un passage 2-3 il y a dissipation de la puissance correspondant à la chute de régime du moteur ; au lieu de dissiper cette puissance dans le couple de sortie, la commande implique une dissipation dans le frein et l'embrayage.

Il importe alors de vérifier s'il n'y a pas trop d'énergie dissipée dans les embrayages, car il y aurait risque d'usure prématurée des éléments de friction ou même destruction de l'embrayage ou du frein.

On reprend donc la simulation de la figure 3.9 (qui correspond à l'essai le plus contraignant), en superposant les tracés des énergies dissipées par l'embrayage (courbe C) et par le frein (courbe B).

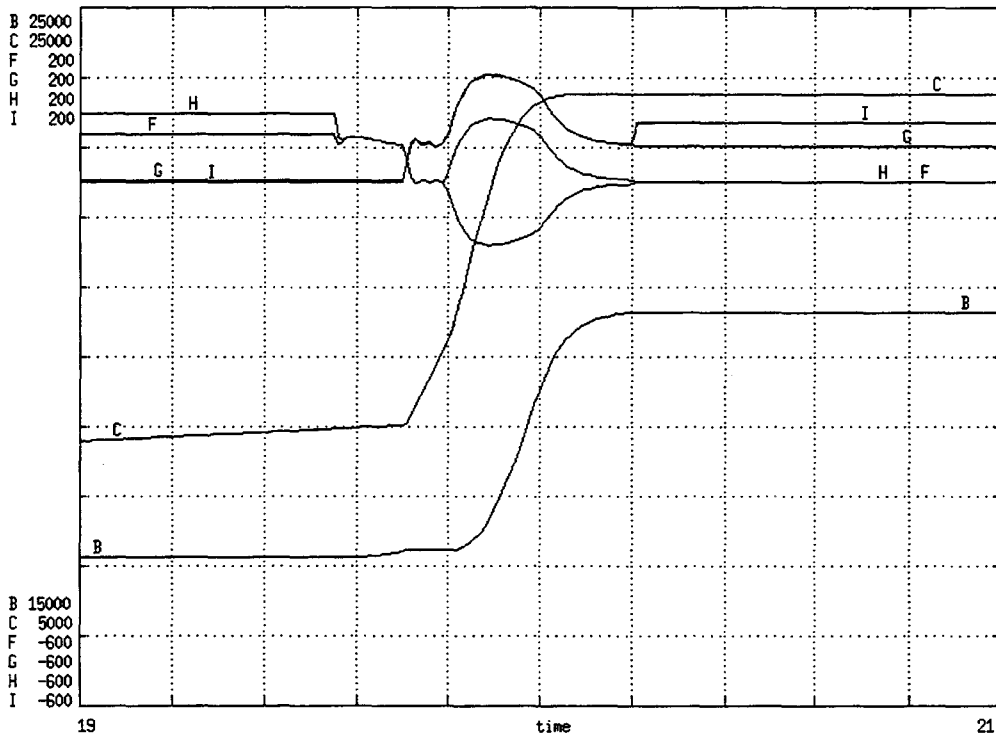


fig. 3.13 : simulation et visualisation des énergies.

L'énergie dissipée dans l'embrayage et dans le frein pendant le passage correspond à la différence entre l'énergie avant passage et l'énergie après passage.

On peut donc noter :

- pour le frein,  $E_{\text{frein}} = 20637 - 17118 = 3519 \text{ J}$
- pour l'embrayage,  $E_{\text{emb}} = 22519 - 12887 = 9632 \text{ J}$

On calcule alors l'énergie maximum dissipable dans les disques de friction :

$e = 40 \text{ J/cm}^2$ , est l'énergie spécifique du matériau utilisé

$E_{\text{max}} = (S \cdot e) \cdot 0,85$  est l'énergie maximale dissipable

S étant la surface totale de friction, dépendante donc du nombre de disques ; le coefficient 0,85 cor-

respond au rainurage qui fait environ 15% de la surface totale de friction.

Pour le frein,  $S = 6 * \pi (17,8^2 - 16^2) / 4 = 287 \text{ cm}^2$ ,

et  $E_{\text{max}} = 9748 \text{ J}$

Pour l'embrayage,  $S = 8 * \pi (14,8^2 - 13,3^2) / 4 = 265 \text{ cm}^2$ ,

et  $E_{\text{max}} = 9004 \text{ J}$

Nous constatons donc qu'en ce qui concerne l'embrayage, l'énergie dissipée avec la commande par découplage est supérieure à l'énergie maximale dissipable : ce problème peut être résolu de deux façons :

- consentir à dimensionner un peu plus fortement l'embrayage servant à ce passage,
- ou bien utiliser d'autres consignes en couple de sortie et en ratio des vitesses. En effet, la

simulation ci-dessous a pour durée de variation des consignes 0,1 seconde au lieu de 0,2 seconde (ce que l'on voit sur les courbes D et J, représentées pour comparaison avec la simulation de la figure 3.8.)

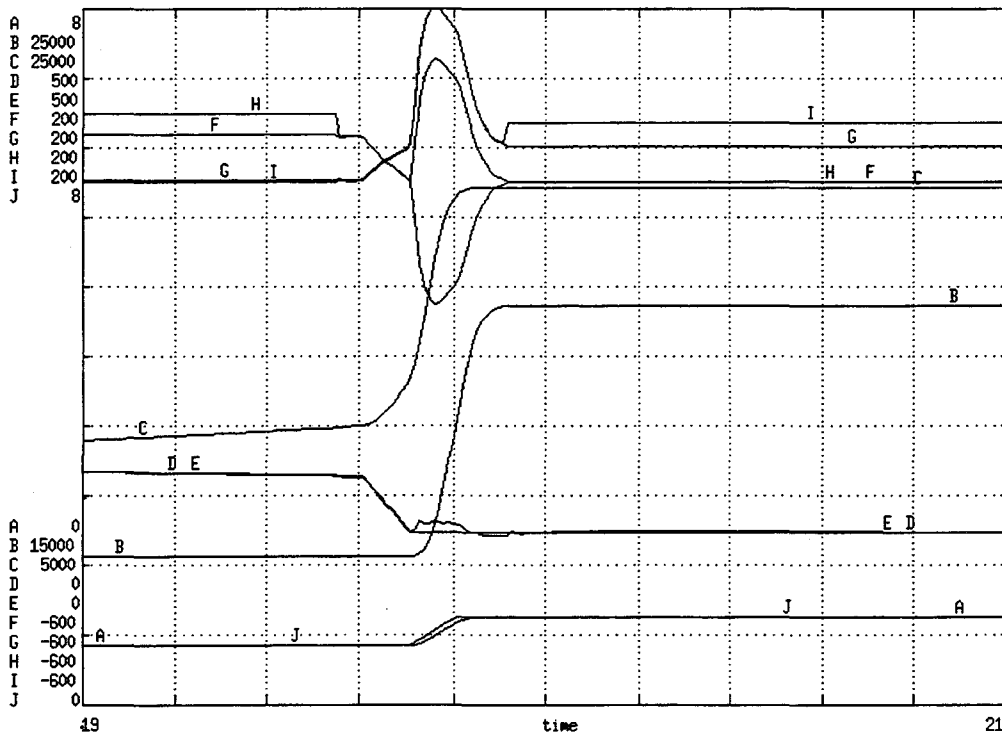


fig. 3.14 : simulation et visualisation des énergies pour des consignes différentes.

On peut calculer de même que précédemment les énergies dissipées lors du passage :

- pour le frein,  $E_{\text{frein}} = 20721 - 17119 = 3602 \text{ J}$

- pour l'embrayage,  $E_{\text{emb}} = 19835 - 12944 = 6891 \text{ J}$

On voit ici que les énergies dissipées deviennent acceptables, quand on prend ce type de consigne.



La commande par découplage qui ne pouvait pas s'appliquer directement, donne tout de même de bons résultats pour le passage montant.

Néanmoins, cette commande ne peut pas s'appliquer aux passages descendants, pour lesquels on ne peut plus faire l'hypothèse  $Cr=0$  ; en effet, un passage descendant obtenu lors d'un freinage du véhicule ou lors du franchissement d'une pente montante implique un couple résistant non nul, qu'il faut alors intégrer dans le calcul de la commande.

On propose donc dans ce qui suit d'utiliser un modèle de boîte légèrement différent, pour lequel il ne sera plus nécessaire de connaître  $Cr$  pour pouvoir appliquer la commande par découplage.

### 3.4.2 Utilisation d'un autre modèle de la bva pour la commande.

#### 3.4.2.1 Le modèle et son système d'état.

On part du modèle bond-graph de la bva présenté en 2.2.1.2 dans la figure 2.26b, rappelée ci-dessous:

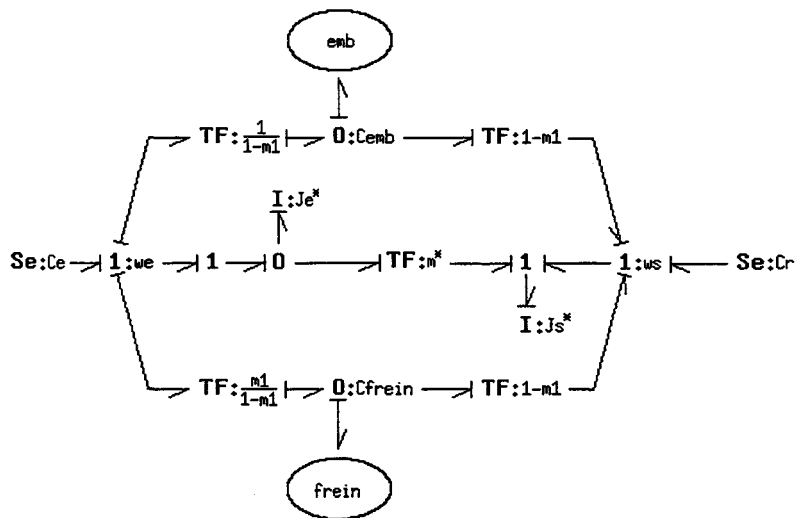


fig. 2.26b : 2ième modèle explicite.

On va transformer ce modèle en voyant comme perturbation d'entrée sur la sortie de la boîte une vitesse plutôt qu'un couple, cette vitesse étant générée par l'inertie de sortie équivalente  $J_s^*$ .

$\omega_s$  contiendra l'effet du couple résistant sur la boîte ; on pourra ainsi étudier les passages où le couple résistant est non négligeable, par exemple des rétrogradages dus à l'arrivée du véhicule sur une côte.

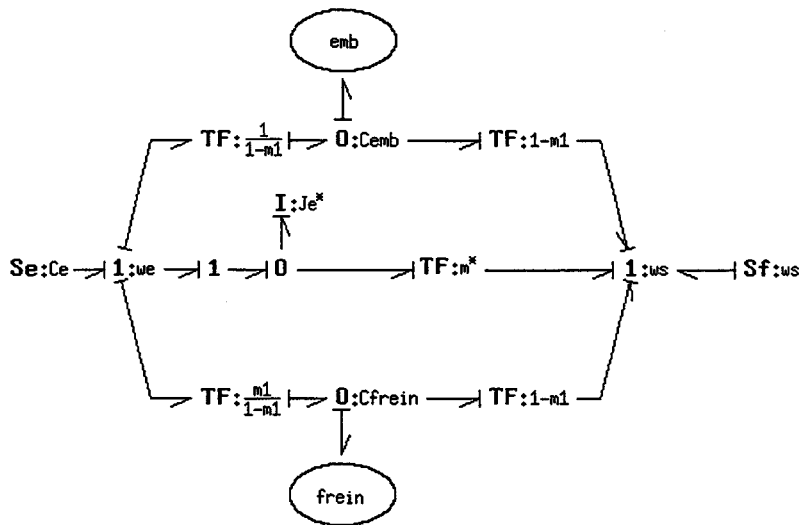


fig. 3.15 : modèle transformé.

On rappelle les résultats du chapitre 2 :

$$J_e^* = J_{eeq}$$

$$m^* = \frac{J_{eeq}}{J_i}$$

On prend comme variable d'état  $J_e^* \omega_e$  ; ceci nous donne l'équation d'état unique ci-dessous :

$$J_e^* \dot{\omega}_e = C_e + J_e \frac{\dot{\omega}_s}{m^*} - \left( \frac{m_1}{1-m_1} \quad \frac{1}{1-m_1} \right) \begin{pmatrix} \Phi_{frein} * u_{frein} \\ \Phi_{emb} * u_{emb} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -26})$$

$\dot{\omega}_s$  est ici une perturbation, comme  $C_e$  et comme l'était  $C_r$  dans les systèmes d'état précédents.

Le vecteur de sortie du système est le même que celui précédemment utilisé :

$$y = \begin{bmatrix} \omega_s / \omega_e \\ C_s \end{bmatrix}$$

En fonction de la variable d'état, on a :

$$y = \begin{bmatrix} \omega_s / \omega_e \\ \frac{C_e}{m^*} + \frac{\Phi_{frein} * u_{frein}}{1-m_1} \left(1 - \frac{m_1}{m^*}\right) + \frac{\Phi_{emb} * u_{emb}}{1-m_1} \left(1 - \frac{1}{m^*}\right) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -27})$$

On est donc toujours dans le cas non linéaire n°2, avec un vecteur d'état de dimension 1.

On va donc définir la matrice  $\Delta_2^*(\omega_e)$  et le vecteur  $\Delta_{20}(\omega_e)$ , en utilisant les équations 3 -19 et 3 -14, et en remplaçant les fonctions  $f_i$ ,  $g_i$  et  $h_i$  par leurs nouvelles expressions.

### 3.4.2.2 L'expression de la commande.

Après calculs, on trouve :

$$\Delta_2^*(\omega e) = \frac{1}{1-m_1} \begin{bmatrix} \frac{\omega s m_1}{\omega e^2 J e^*} \Phi_{\text{frein}} & \frac{\omega s}{\omega e^2 J e^*} \Phi_{\text{emb}} \\ \left(1 - \frac{m_1}{m^*}\right) \Phi_{\text{frein}} & \left(1 - \frac{1}{m^*}\right) \Phi_{\text{emb}} \end{bmatrix}$$

$$\Delta_{20}(\omega e) = \begin{bmatrix} \frac{\dot{\omega} s}{\omega e} - \frac{\omega s C e}{\omega e^2 J e^*} & \frac{\dot{\omega} s \omega s}{\omega e^2 m^*} \\ \frac{C e}{m^*} \end{bmatrix}$$

Et on sait que si le vecteur de commande  $[u_{\text{frein}}, u_{\text{emb}}]^T$  est tel que :

$$\begin{bmatrix} u_{\text{frein}} \\ u_{\text{emb}} \end{bmatrix} = -\Delta_2^*(\omega e)^{-1} \Delta_{20}(\omega e) + \Delta_2^*(\omega e)^{-1} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3-28})$$

on a pour le système bouclé, les relations :

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= v_1 \\ y_2 &= v_2 \end{aligned}$$

Le système est découplé et linéarisé.

Pour calculer la commande  $u$ , il faut inverser la matrice  $\Delta_2^*(x)$  dont le déterminant est :

$$D = \frac{\omega s}{(m_1 - 1)\omega e^2 J e^*} \Phi_{\text{frein}} \Phi_{\text{emb}}$$

$m_1$  est différent de 1, puisqu'égal à 2/3 et on sait que les vitesses  $\omega e$  et  $\omega s$  sont non nulles pendant le passage : le déterminant est non nul et la matrice  $\Delta_2^*(x)$  inversible.

Le vecteur de commande est donc :

$$\begin{bmatrix} u_{\text{frein}} \\ u_{\text{emb}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\omega e^2 J e^*}{\omega s \Phi_{\text{frein}}} \left(1 - \frac{1}{m^*}\right) & \frac{1}{\Phi_{\text{frein}}} \\ \frac{\omega e^2 J e^*}{\omega s \Phi_{\text{emb}}} \left(1 - \frac{m_1}{m^*}\right) & -\frac{m_1}{\Phi_{\text{emb}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 - \frac{\dot{\omega} s}{\omega e} + \frac{\omega s C e}{\omega e^2 J e^*} + \frac{\dot{\omega} s \omega s}{\omega e^2 m^*} \\ v_2 - \frac{C e}{m^*} \end{bmatrix}$$

(Eq. 3-29)

On peut appliquer cette commande au modèle complet en simulation, en utilisant le même type de bouclage que celui de la figure 3.4.

### 3.4.2.3 Les simulations.

#### ① Passage montant.

Comme pour la commande précédente, on fait un essai pleine charge : on voit que le couple de sortie est assez bon.

Les notations utilisées pour les courbes sont les mêmes que pour les simulations précédentes, on rappelle :

- A est la vitesse moteur,
- B et C sont la consigne du ratio et le ratio réel
- D et E sont la consigne en couple de sortie et le couple réel,
- F et G sont les couples réels transitant dans l'embrayage et le frein,
- H et I sont les couples limites correspondant aux pressions appliquées dans l'embrayage et dans le frein, découlant directement du calcul de la commande.

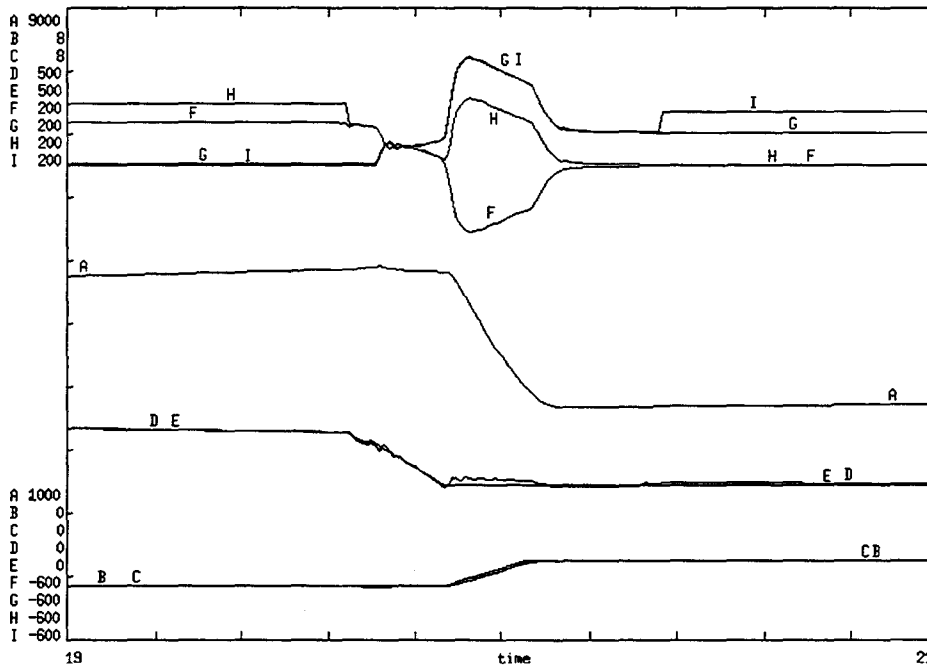


fig. 3.16 : simulation obtenue avec la nouvelle commande, passage montant ouverture pleine charge.

Dans la page suivante, un passage avec la même commande est testé avec une ouverture papillon plus faible (figure 3.17).

Si on compare ces essais avec les mesures, on obtiendra les mêmes comparaisons que pour la commande précédente, dans le paragraphe 3.4.1.4.

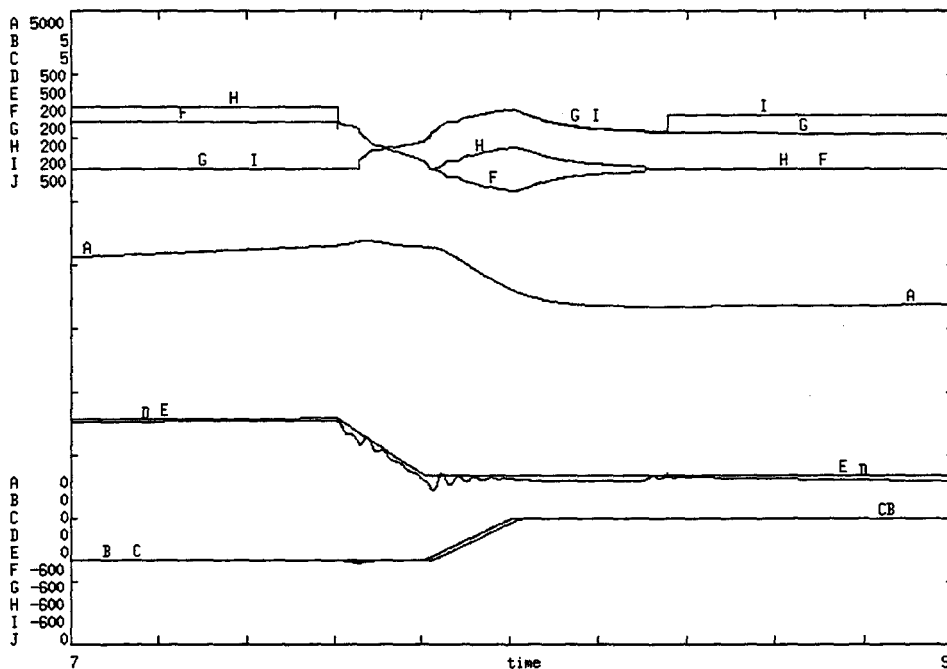


fig. 3.17 : simulation obtenue avec la nouvelle commande, passage montant ouverture 60%.

L'avantage de cette dernière commande est que l'on n'a pas besoin de connaître le couple résistant, on peut donc l'utiliser pour faire un passage descendant, comme par exemple un rétrogradage 3/2 dans une côte.

## ② Passage descendant.

Il importe d'utiliser des nouvelles consignes :

- en ce qui concerne le ratio des vitesses, il passe de la valeur 1 à la valeur 0,667.

- en ce qui concerne le couple de sortie, il ne peut pas suivre une simple droite entre sa valeur initiale et sa valeur finale, car l'à-coup en couple en rétrogradage est dû au fait que pour ré-accélérer le moteur, on utilise l'énergie disponible en sortie, ce que l'on a vu dans le chapitre 2 en 2.3.4. Une baisse de couple est donc inévitable ; la commande par découplage permet simplement de faire suivre au couple de sortie une consigne optimale.

Il importe alors de connaître ce que peut être une consigne optimale en couple de sortie pendant un passage de rétrogradage ; dans les figures 3.18 et 3.19 ci-après, nous avons choisi deux consignes de couple de même allure, mais différentes dans les valeurs numériques de temporisation. Nous obtenons des couples de sortie en réponse qui correspondent aux consignes ; il faut alors déterminer la consigne optimale du point de vue du confort du conducteur. Ceci requiert une étude spécifique mêlant essais subjectifs et mesures, qui sort de notre cadre de travail. Ayant vu sa faisabilité, nous n'irons pas plus loin dans la commande du passage descendant.

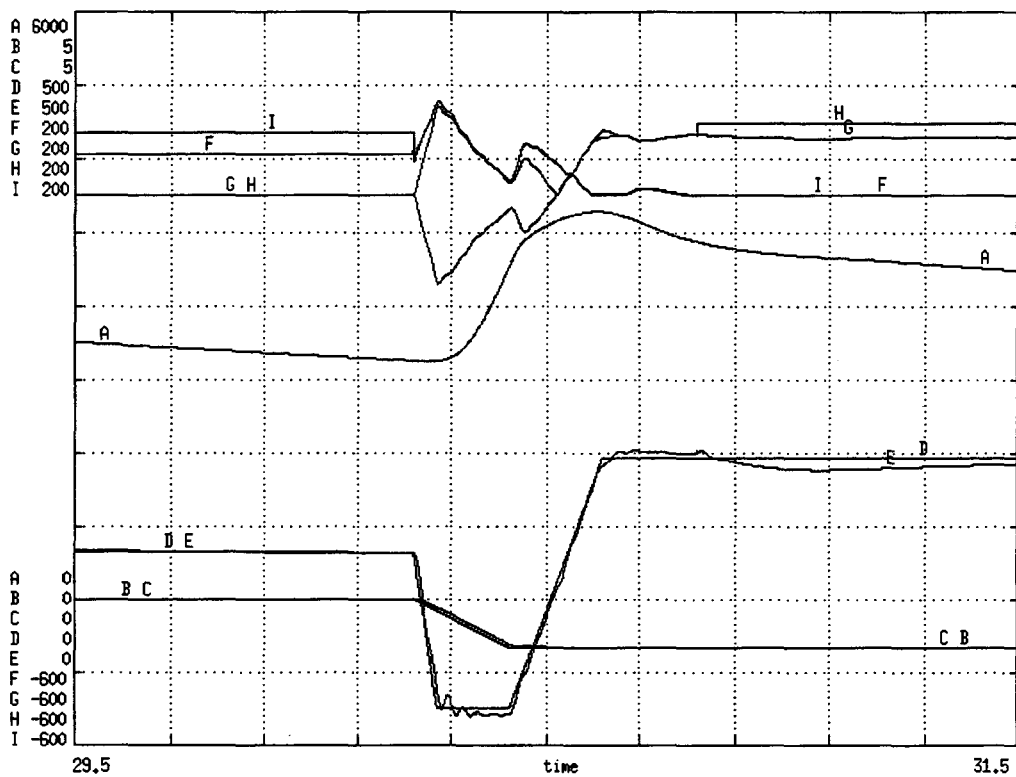


fig. 3.18 : simulation obtenue en rétro pleine charge pour une première consigne en couple.

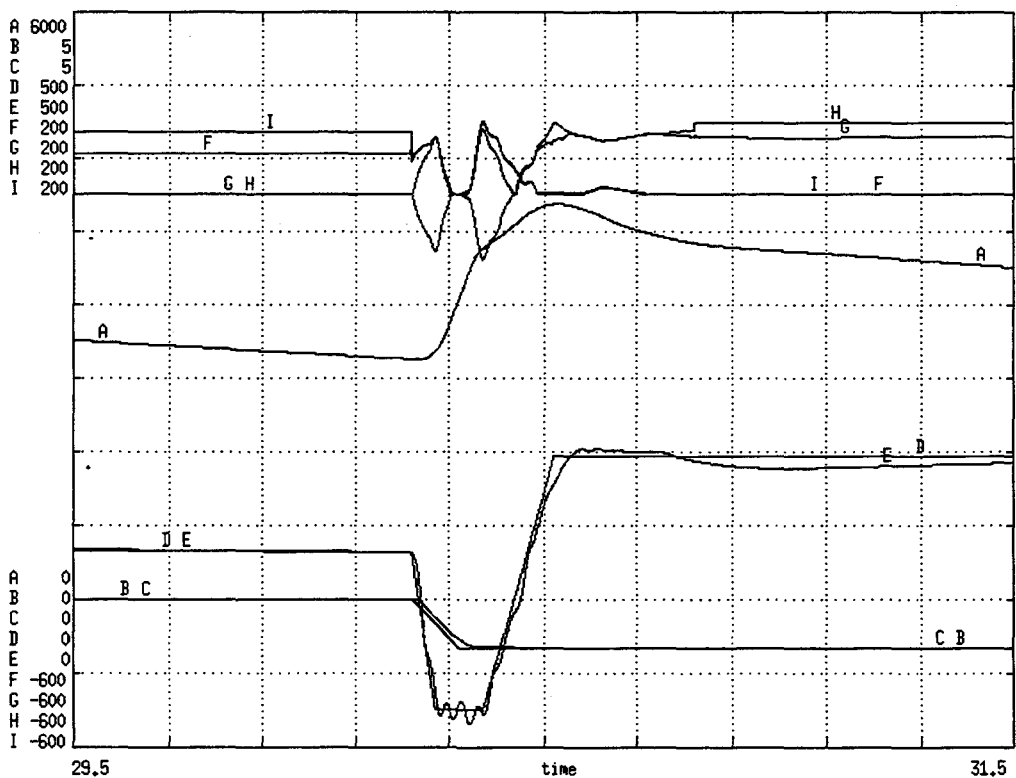


fig. 3.19 : simulation obtenue en rétro pleine charge, pour une deuxième consigne de couple.

Comme pour le passage montant, on peut comparer la simulation aux essais effectués en rétro-gradage ; là aussi, la courbe D est le couple à la roue. On observe une légère amélioration de ce couple, puisque dans l'essai réel, il va jusqu'à être négatif alors qu'il ne l'est pas dans la simulation utilisant la commande par découplage.

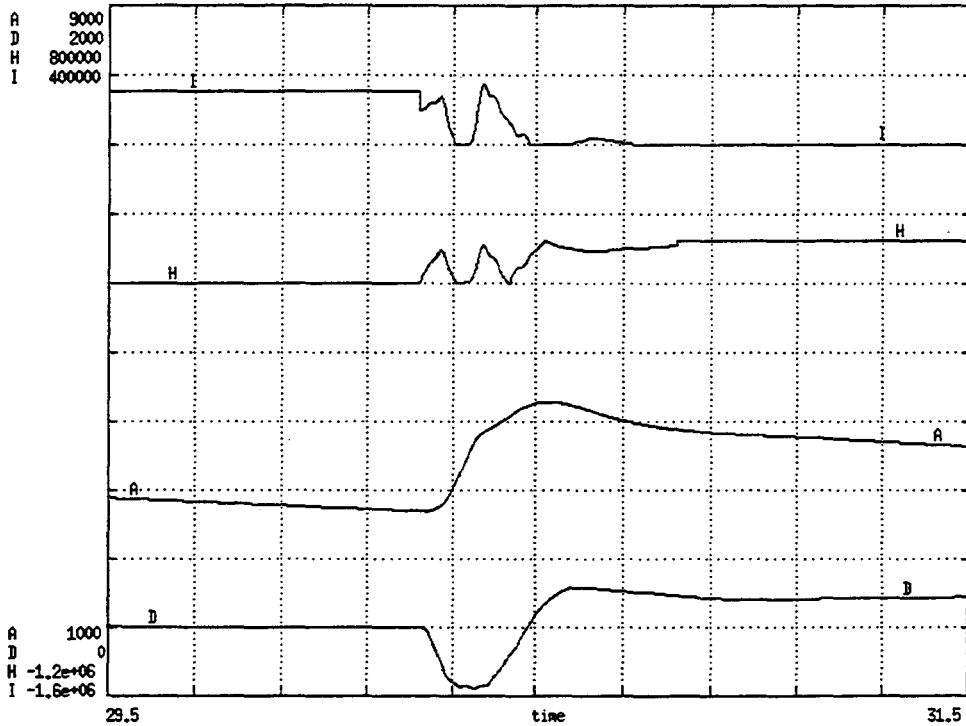


fig. 3.20a : simulation obtenue en rétro pleine charge

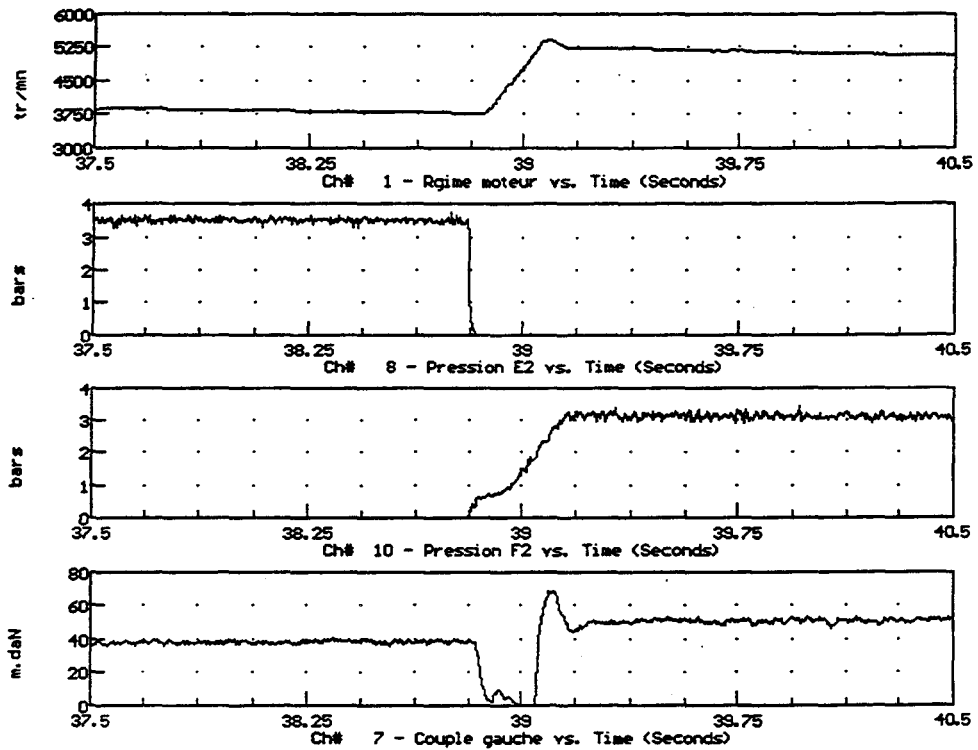


fig. 3.20b : relevés d'essais véhicule.

### 3.4.3 Étude de robustesse.

#### 3.4.3.1 Généralités.

Afin de vérifier la commande et avant son implantation dans un calculateur pour faire des tests sur une boîte réelle, nous proposons dans ce paragraphe une étude de robustesse.

De nombreux travaux ont été effectués dans ce domaine, particulièrement bien récapitulés dans [de Larminat, 1992]. Les études faites concernent le plus souvent des modèles linéaires invariants, décrits sous forme de fonctions de transfert, sur lesquels est vérifiée la robustesse en stabilité. Le théorème de Kharitonov utilise une représentation du système dans l'espace d'état, avec une matrice A sous forme compagne.

Dans notre cas, le modèle complet est plutôt important et intrinsèquement non linéaire, nous ne pouvons donc pas nous servir de ces méthodes classiques. Nous allons donc nous limiter à une étude de robustesse dans le sens où nous vérifions la sensibilité de la commande relativement à des erreurs numériques faites sur les paramètres du modèle.

En outre, notre étude se fait seulement sur le passage montant sous couple, puisque c'est le passage sur lequel nous avons basé notre commande et que nous voulons tester en priorité sur la boîte réelle.

#### 3.4.3.2 Application numérique.

Nous avons sélectionné trois paramètres qui nous paraissent les plus critiques vis à vis de la sensibilité à la commande :

- la masse véhicule, qui est un paramètre important lors des tests de roulage véhicule. En effet, il faut garantir la sécurité de la boîte (manuelle ou automatique) lors d'un roulage au PTR. Le PTR est le Poids Total Roulant, c'est à dire le poids du véhicule et de sa remorque, il peut atteindre plus de 2 fois le poids du véhicule à vide. Néanmoins, lors du roulage PTR, on ne demande pas les mêmes prestations que lors d'un roulage PTC (Poids Total en Charge), c'est-à-dire lors d'un roulage dans des conditions "normales".

- l'inertie du volant moteur.

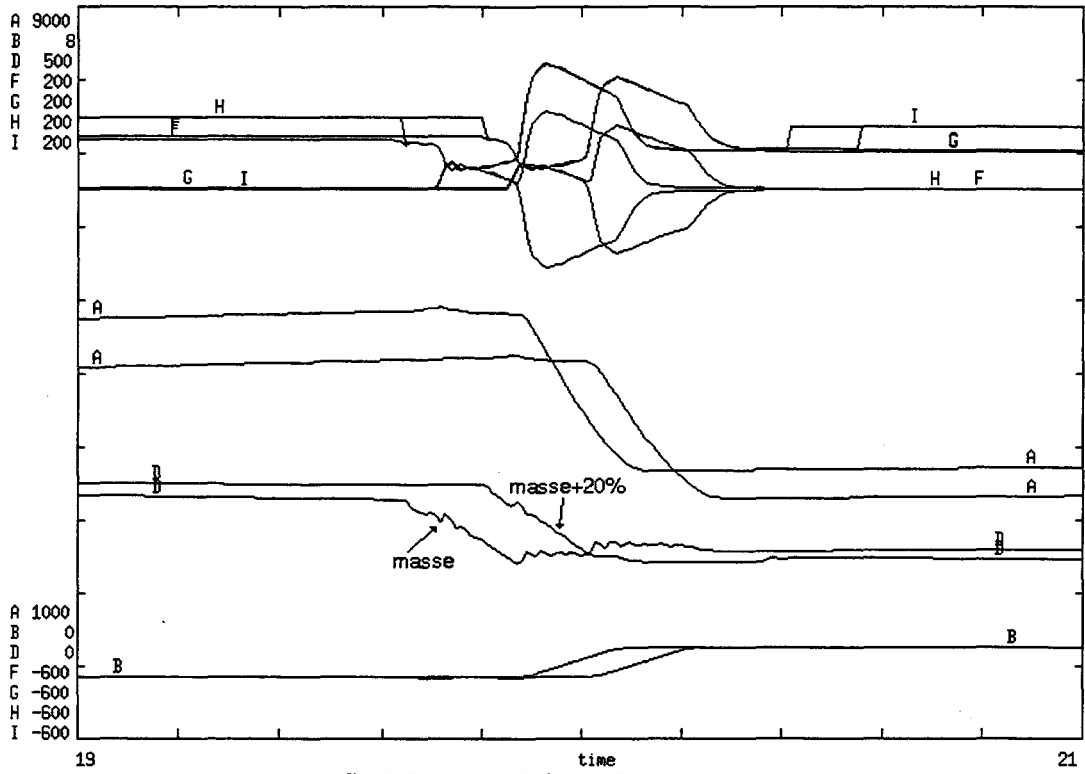
- le coefficient de frottement des garnitures, qui varie effectivement au cours de la vie d'une boîte de vitesse automatique, en fonction de l'usure des garnitures et du vieillissement de l'huile.

#### ① Sensibilité envers la masse véhicule.

On fait des simulations en utilisant la commande décrite au paragraphe 3.4.2. Pour la figure 3.21a, on utilise la même commande sur deux modèles complets :

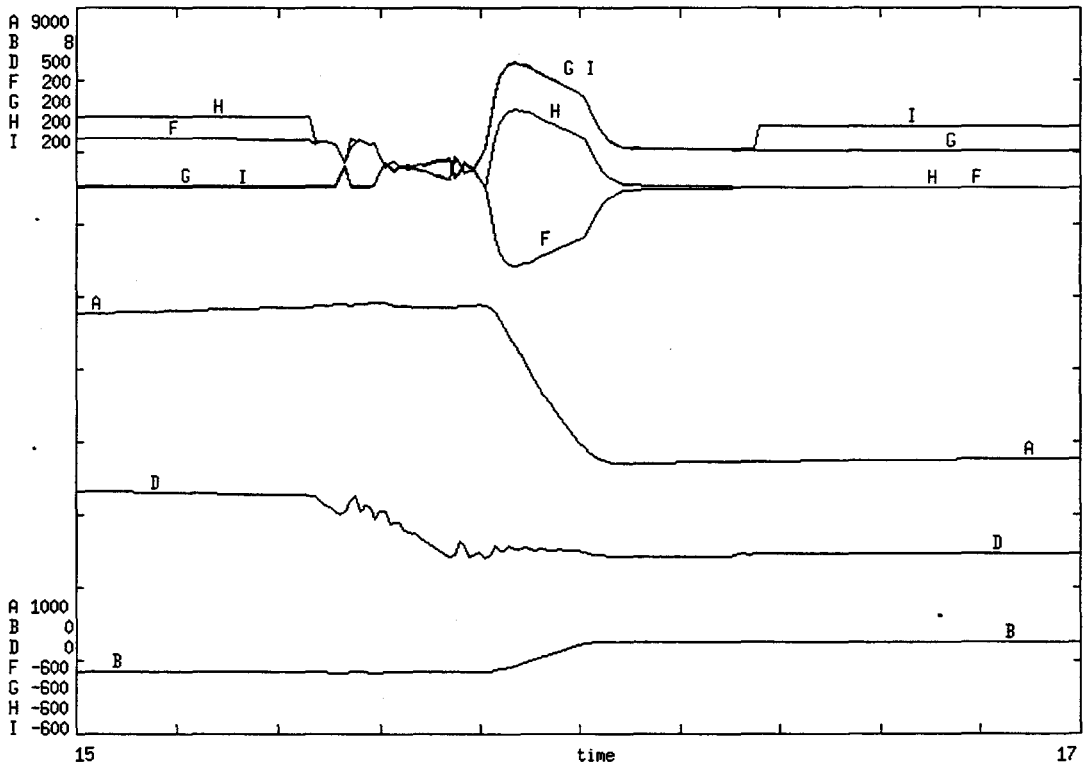
- un où la masse véhicule est la même que celle utilisée dans la commande (1100 kg),
- un autre où la masse véhicule est augmentée de 20%.





**fig. 3.21a** : simulation de la commande  
pour différentes valeurs de la masse véhicule.

Si on diminue la masse véhicule de 20%, on a un passage qui a lieu beaucoup plus tôt, ce qui explique son tracé sur la figure 3.21b.



**fig. 3.21b** : simulation de la commande  
pour une masse véhicule de -20% par rapport à la masse réelle.

On a également testé la commande pour le PTR, qui est dans notre cas de 2000 kg. On obtient la simulation de la figure 3.21c, le passage a lieu 20 secondes plus tard que celui pour un véhicule de 1100 kg. Néanmoins, on voit que la commande s'applique toujours, avec peu de dégradation par rapport à la simulation d'origine (fig 3.21a).

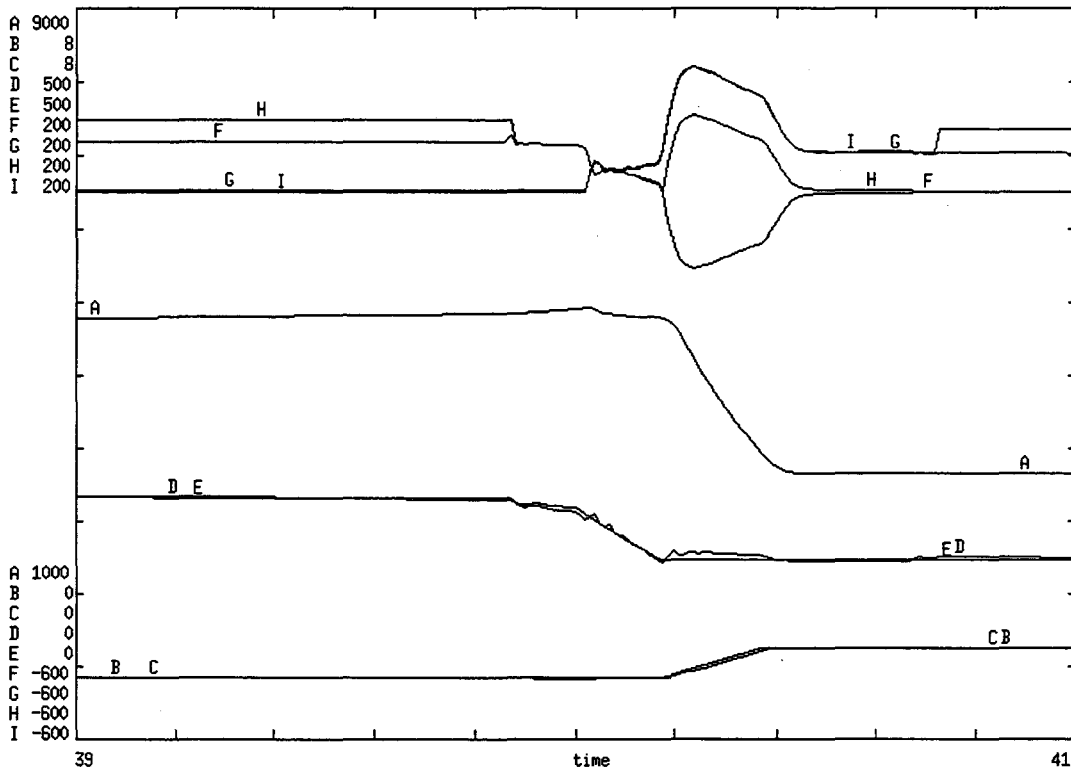


fig. 3.21c : simulation de la commande pour une masse véhicule égale au PTR.

On observe peu de variation du couple de sortie entre les trois réponses, ainsi que pour celle où on a utilisé le PTR, on peut donc en conclure une totale robustesse de la commande par découplage vis-à-vis des variations de la masse véhicule.

## ② Sensibilité envers l'inertie du volant moteur.

On fait varier l'inertie du volant moteur de + et - 20%, et la commande par découplage est appliquée sur le modèle ainsi modifié. Les différentes courbes obtenues sont présentées dans la simulation de la figure 3.22 ci-contre. La commande a lieu à des instants légèrement différents, puisque l'instant de passage donné par les lois de passage dépend de la vitesse véhicule, qui dépend elle-même de l'inertie volant moteur.

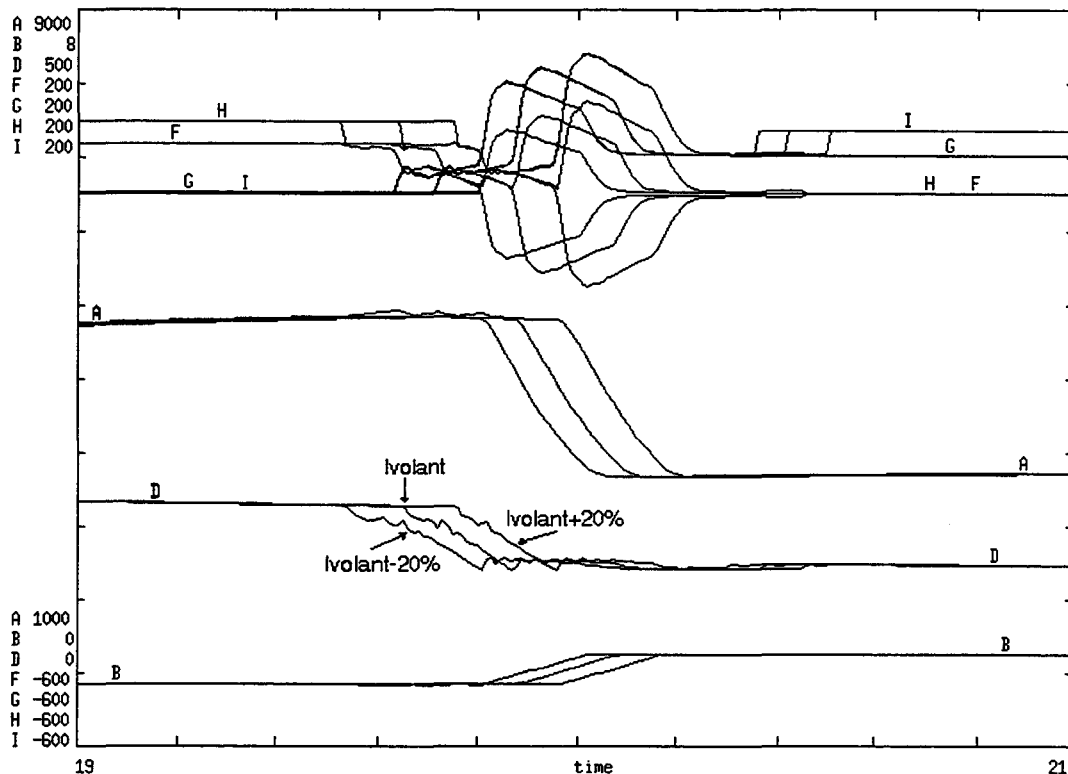


fig. 3.22 : simulation de la commande pour différentes valeurs de Ivolant.

Nous constatons par ces simulations que la commande par découplage n'est pas du tout sensible aux variations de l'inertie du volant moteur.

### ③ Sensibilité envers le coefficient de frottement des garnitures.

On fait les mêmes simulations pour un changement de + et -20% du coefficient de frottement des garnitures, on obtient les simulations de la page suivante.

On voit qu'un changement du coefficient de frottement des garnitures entraîne une dégradation du couple de sortie en ce qui concerne le suivi de trajectoire ; la forme de cette dégradation dépend du sens de variation du coefficient :

- une variation de +20% fait osciller la commande de pression, et par conséquent le couple de sortie qui reste tout de même autour de sa consigne.

- une variation de -20% entraîne une oscillation moindre sur la pression, mais laisse une erreur assez grande entre le couple de sortie et sa consigne. Il y a également une erreur permanente sur le rapport des vitesses entrée/sortie.

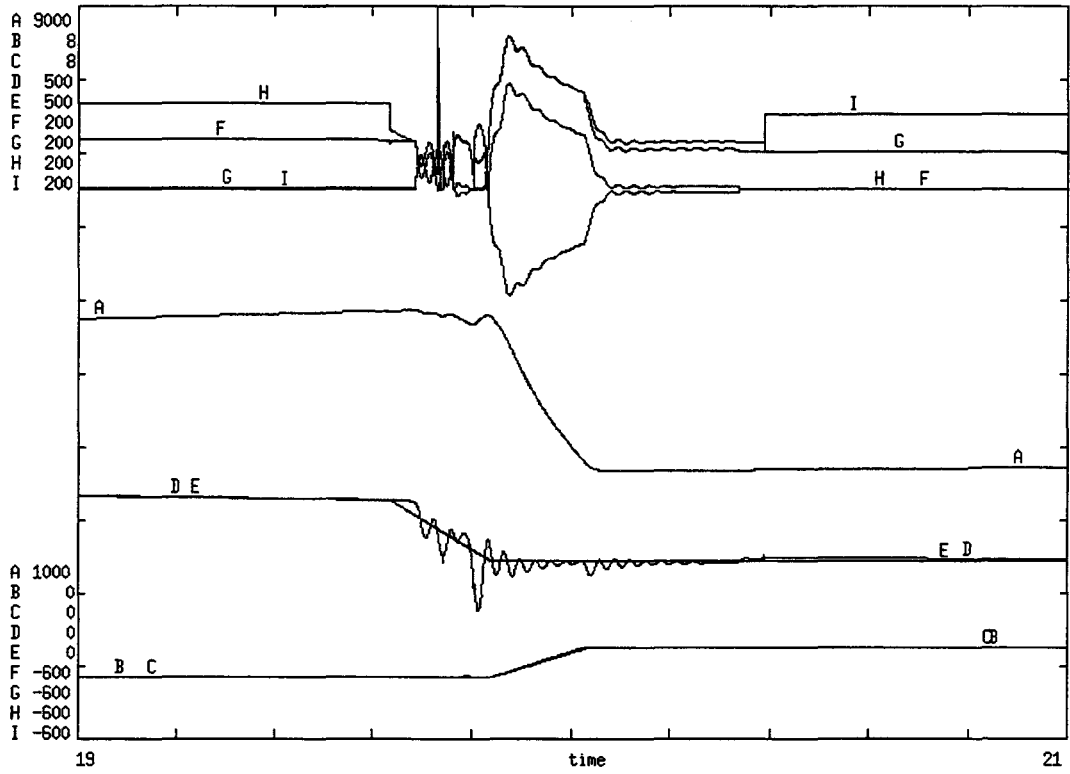


fig. 3.23a : simulation de la commande  
pour un coefficient de +20%.

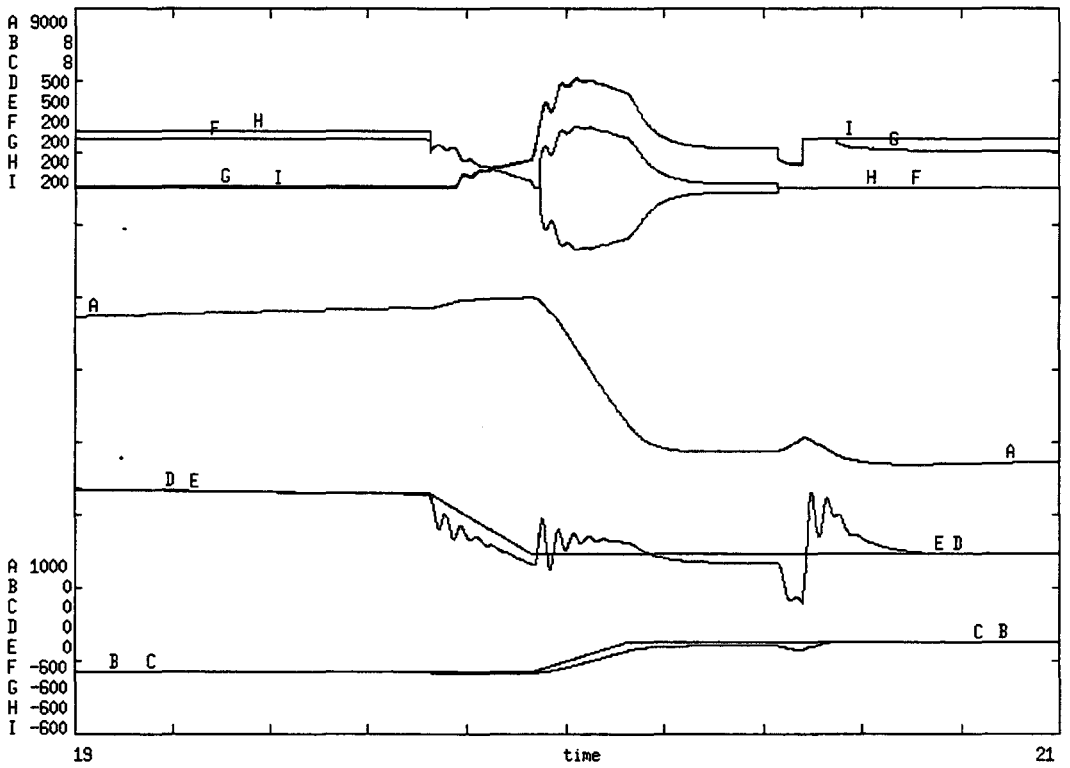


fig. 3.23b : simulation de la commande  
pour un coefficient de -20%.

Ce coefficient de frottement nous paraît donc avoir une influence assez grande sur la commande par découplage de la boîte de vitesse : il faudra le connaître assez précisément pour pouvoir implanter la commande sur une boîte réelle.

De façon générale, tous les paramètres servant à la modélisation de l'embrayage sont importants : ce sont les paramètres qui définissent le couple limite  $C$  dans l'embrayage, par l'équation 2 -1, vue au chapitre 2 et rappelée ci-dessous :

$$C = \mu * N * \frac{R_{int} + R_{ext}}{2} * S * P$$

où  $\mu$  est le coefficient de frottement,  $N$  le nombre de surfaces de disques en contact,  $R_{int}$  et  $R_{ext}$  les rayons intérieur et extérieur des disques,  $S$  la surface de poussée du piston et  $P$  la pression.

Nous avons vu que la commande par découplage propose un vecteur de commande constitué des couples limites à retrouver dans les embrayages et les freins. La pression à appliquer est proportionnelle à ce couple, en inversant cette équation : on voit bien qu'un paramètre faux entraîne un mauvais calcul de pression et par conséquent un mauvais suivi de trajectoire pour les variables de sortie.

Notons que le coefficient de frottement  $\mu$  est le seul paramètre susceptible d'être mal connu et d'évoluer dans le temps, tous les autres sont parfaitement mesurables et invariants. Il ne semble donc pas nécessaire de faire une étude de robustesse sur ces paramètres.

En conclusion de cette étude de robustesse, qui s'est limitée à l'étude de sensibilité de la commande aux paramètres critiques du modèle, nous pouvons dire que la commande par découplage est particulièrement robuste dans notre cas d'application. Seuls les paramètres intervenant dans la modélisation de l'embrayage peuvent induire la commande en erreur, mais excepté le coefficient de frottement des garnitures, ces paramètres sont entièrement mesurables.

## 3.5 La commande par modes glissants. [V. I. Utkin, 1971]

### 3.5.1 Rappel de la méthode dans le cas mono-entrée.

#### 3.5.1.1 Position du problème.

On considère un système dynamique à une seule entrée, de la forme :

$$\dot{x}^{(n)} = f(X) + b(X)u \quad (\text{Eq. 3 -30})$$

où :

- le scalaire  $x$  est la sortie que l'on étudie,
- $u$  est la variable de commande,
- $X = [x \ \dot{x} \ \dots \ x^{(n-1)}]^T$  est le vecteur d'état.
- les fonctions (non linéaires en général)  $f$  et  $b$  ne sont pas connues exactement, mais peuvent être bornées par des fonctions continues de  $X$ .

Le problème que doit résoudre la commande est que l'état  $X$  suive une trajectoire fonction du temps

$X_d = [x_d \ \dot{x}_d \ \dots \ x_d^{(n-1)}]^T$ , ceci en présence des imprécisions sur les fonctions  $f$  et  $b$ .

On définit une surface  $S(t)$  dans  $\mathcal{R}^n$  par  $S(X,t) = 0$ ,

$$\text{avec } S(X,t) = \left( \frac{d^{(n-1)}}{dt} + \lambda^{n-1} \right) \tilde{X} \quad \lambda > 0 \quad (\text{Eq. 3 -31})$$

$\tilde{X}$  étant l'erreur de poursuite :

$$\tilde{X} = X - X_d = [ \tilde{x} \ \dot{\tilde{x}} \ \dots \ \tilde{x}^{(n-1)} ] \quad (\text{Eq. 3 -32})$$

Le problème de poursuite  $X \equiv X_d$  est équivalent à rester sur la surface  $S(t)$  pour tout  $t > 0$ .

Ceci revient alors à choisir une loi de commande  $u$  telle que, hors  $S(t)$ , on ait :

$$\dot{S}S = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (S^2) \leq -\eta |S| \quad (\text{Eq. 3 -33})$$

Une surface  $S$  qui respecte cette stabilité au sens de Lyapounov est appelée surface de glissement, et le comportement du système correspondant est dit "par modes glissants", ou appelé "régime de glissement".

### 3.5.1.2 Procédure de résolution.

Les dynamiques obtenues en mode glissant peuvent déduites de l'équation :

$$\dot{S} = 0 \quad (\text{Eq. 3 -34})$$

En résolvant cette équation formellement, on obtient une expression de  $u$ , appelée commande équivalente et notée  $u_{eq}$ .

Elle représente la commande qui maintiendrait  $\dot{S} = 0$  dans le cas où les dynamiques seraient connues de façon exacte.

Pour maintenir  $X$  près de la surface  $S$ , malgré les imprécisions, on définit la commande discontinue :

$$u = u_{eq} - k(X) \text{sign}(S) , \quad (\text{Eq. 3 -35})$$

la fonction  $\text{sign}$  étant définie par :  $\text{sign}(s) = +1$  si  $s > 0$   
 $\text{sign}(s) = -1$  si  $s < 0$ .

et  $k$  étant choisi de telle sorte que l'inégalité 3 -33 soit satisfaite.

Il importe ensuite de rendre continue cette loi de façon à avoir une commande plus robuste et éviter d'exciter des dynamiques de haute fréquence non modélisées.

On obtient alors une loi de commande du type :

$$u = u_{eq} - k(X) \text{sat}(S/\Phi) , \quad (\text{Eq. 3 -36})$$

l'idée étant de rester dans un voisinage de  $S$  défini par  $\{ X, |S(X,t)| \leq \Phi \}$ , plutôt que de rester sur  $S$ .

$\text{sat}$  étant la fonction de saturation, définie par :

$$\begin{aligned} \text{sat}(y) &= y && \text{si } |y| \leq 1 \\ \text{sat}(y) &= \text{sign}(y) && \text{sinon.} \end{aligned}$$

### 3.5.1.3 Exemple [J.J. Slotine, W. Li, 1991].

Pour illustrer la procédure de recherche de commande par modes glissant, nous reprenons l'exemple du livre de Slotine et Li.

On considère le système défini par :

$$\ddot{x} + a(t) \dot{x}^2 \cos 3x = u$$

où  $a(t)$  est inconnu, mais est borné par  $1 \leq a(t) \leq 2$

On peut donc estimer la fonction  $f = a(t)\ddot{x}^2 \cos 3x$ , par  $\hat{f} = -1.5 \dot{x}^2 \cos 3x$ ,

sachant que  $|\hat{f} - f| \leq F$ , avec  $F = 0.5 \dot{x}^2 |\cos 3x|$

La sortie  $x(t)$  doit suivre la trajectoire  $x_d(t)$ , on définit donc une surface  $s=0$  selon l'équation 3 -31 :

$$s = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right) \tilde{x} = \dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x}$$

On a donc :

$$\dot{s} = \ddot{x} - \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} = f + u - \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}}$$

La meilleure approximation pour une loi de commande continue  $u_{eq}$  est :

$$u_{eq} = -\hat{f} + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}}$$

On ajoute à  $u$  un terme discontinu, de façon à tenir compte des incertitudes sur les dynamiques de la fonction  $f$ , et :

$$u = u_{eq} - k \operatorname{sgn}(s)$$

On détermine  $k$  de façon à ce que l'équation 3 -33 soit vérifiée, or :

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} (s^2) = \dot{s} s = [f - \hat{f} - k \operatorname{sign}(s)] s = (f - \hat{f}) s - k |s|$$

Et si on choisit  $k$  tel que :

$$k = F + \eta,$$

alors :

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} (s^2) \leq -\eta |s|$$

On peut faire la remarque que les fonctions  $F$  et  $\hat{f}$  peuvent ne pas dépendre uniquement de  $x$  ou de  $\dot{x}$  mais aussi de n'importe quelle variable extérieure au système (à condition qu'elle soit mesurée), ou du temps explicitement.

On peut écrire l'expression de la commande  $u$  :

$$u = 1.5 \dot{x}^2 \cos 3x + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}} - (0.5 \dot{x}^2 |\cos 3x| + \eta) \operatorname{sign} [\dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x}]$$

On peut décider d'interpoler cette commande sur une surface frontière d'épaisseur de 0.1 autour de  $s$ .

La commande  $u$  devient  $u = u_{eq} - k \operatorname{sat}(s/\Phi)$ , avec  $\Phi = 0.1$ , c'est-à-dire :

$$u = 1.5 \dot{x}^2 \cos 3x + \ddot{x}_d - \lambda \dot{\tilde{x}} - (0.5 \dot{x}^2 |\cos 3x| + \eta) \operatorname{sat} [(\dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x})/0.1]$$



### 3.5.2 Cas multi-entrées appliqué à notre étude.

On prend un système de la forme :

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= f_1(x_1, x_2) + b_{11}(x_1, x_2)u_1 + b_{12}(x_1, x_2)u_2 \\ \dot{x}_2 &= f_2(x_1, x_2) + b_{21}(x_1, x_2)u_1 + b_{22}(x_1, x_2)u_2\end{aligned}\quad (\text{Eqs. 3 -37})$$

On pose  $B(x_1, x_2) = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}$

$(x_1, x_2)$  doit suivre une trajectoire  $(x_{1d}, x_{2d})$ .

Il y a des incertitudes sur  $f$  que nous écrivons sous forme additive, et sur  $B$  sous forme multiplicative, c'est-à-dire que :

$$|\hat{f}_i - f_i| \leq F_i \quad (\text{Eq. 3 -38})$$

$$B = (\text{Id} + \Delta) \hat{B}, \text{ avec } |\Delta_{ij}| \leq D_{ij} \quad (\text{Eq. 3 -39})$$

$\hat{f}_i$  et  $\hat{B}$  étant les fonctions estimées de  $f_i$  et  $B$

Deux surfaces  $S_1$  et  $S_2$  sont définies par  $S_1 = 0$  et  $S_2 = 0$ , avec :

$$\begin{aligned}S_1 &= \tilde{x}_1 = x_1 - x_{1d} \\ S_2 &= \tilde{x}_2 = x_2 - x_{2d}\end{aligned}\quad (\text{Eqs. 3 -40})$$

Le but est de trouver une loi de commande  $u$  qui vérifie chaque condition de glissement :

$$S_1 \dot{S}_1 = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (S_1^2) \leq -\eta_1 |S_1| \quad (\text{Eq. 3 -41})$$

$$S_2 \dot{S}_2 = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (S_2^2) \leq -\eta_2 |S_2| \quad (\text{Eq. 3 -42})$$

On utilise le vecteur  $K\text{sign}(S) = \begin{bmatrix} k_1 \text{sign}(S_1) \\ k_2 \text{sign}(S_2) \end{bmatrix}$  (Eq. 3 -43)

pour définir la loi de commande discontinue :

$$U = \hat{B}^{-1} \begin{bmatrix} \dot{x}_{1d} - \hat{f}_1 - k_1 \text{sign}(S_1) \\ \dot{x}_{2d} - \hat{f}_2 - k_2 \text{sign}(S_2) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -44})$$

Les conditions de glissement sont vérifiées si on choisit  $k_i$  tel que :

$$(1 - D_{ii})k_i + \sum_{j \neq i} D_{ij} k_j = F_i + \sum_{j=1}^n D_{ij} |\dot{x}_{id} - \hat{f}_j| + \eta_i \quad i = 1, 2 \quad (\text{Eq. 3 -45})$$

## 3.6 Application de la commande par modes glissants à notre système.

### 3.6.1 Système d'état approprié.

Pour pouvoir appliquer la commande par modes glissants de la même façon que ce que l'on a vu précédemment, nous choisissons un vecteur d'état  $Z$  qui sera aussi de vecteur de sortie, en tenant compte du fait que l'on aura besoin de définir des consignes pour les dérivées de  $z_1$  et  $z_2$ .

$$Z = \begin{bmatrix} \omega_e/\omega_s \\ \omega_s \end{bmatrix}, \quad (\text{Eq. 3 -46})$$

$\omega_e$  et  $\omega_s$  étant comme dans les chapitres précédents, les vitesses d'entrée et de sortie de la bva.

On remarque que l'on a choisi  $z_2$  égal à  $\omega_s$  et non  $C_s$ , puisque pour  $\dot{z}_{2d}$  il est plus facile de trouver une consigne pour  $\dot{\omega}_s$  (qui sera proportionnelle à  $C_s$ ) que pour la dérivée de  $C_s$ .

En partant du système défini en 3 -5, et en utilisant le vecteur  $Z$ , on obtient un nouveau système d'état :

$$\dot{Z} = \frac{1}{(1-m_1)(J_e J_s - J_i^2)} \begin{bmatrix} \frac{(J_i - m_1 J_s) - (J_e - m_1 J_i)\omega_e/\omega_s}{\omega_s} \Phi_{\text{frein}} & \frac{(J_i - J_s) - (J_e - J_i)\omega_e/\omega_s}{\omega_s} \Phi_{\text{emb}} \\ (J_e - m_1 J_i)\Phi_{\text{frein}} & (J_e - J_i)\Phi_{\text{emb}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{\text{frein}} \\ u_{\text{emb}} \end{bmatrix} +$$

$$\dots \begin{bmatrix} \frac{J_s - J_i\omega_e/\omega_s}{(J_e J_s - J_i^2)\omega_s} \\ J_i \\ \frac{J_e}{J_e J_s - J_i^2} \end{bmatrix} C_e + \begin{bmatrix} \frac{J_i - J_e\omega_e/\omega_s}{(J_e J_s - J_i^2)\omega_s} \\ J_e \\ \frac{J_e}{J_e J_s - J_i^2} \end{bmatrix} C_r$$

( Eq. 3 -47 )

On a donc bien un système du type cité en 3.5.2 :

$$\dot{Z} = f(Z) + B(Z)U$$

et on cherche à faire suivre une trajectoire  $(z_{1d}, z_{2d})^T$  au vecteur  $Z$ .

### 3.6.2 Recherche de la commande.

Les surfaces de glissement sont définies comme précédemment (équations 3 -40), comme la différence entre le variable mesurée et la consigne désirée, c'est-à-dire :

$$s_1 = \omega_e/\omega_s - z_{1d}$$

$$s_2 = \omega_s - z_{2d} \quad (\text{Eqs. 3 -48})$$

La commande équivalente  $u_{eq}$  s'écrit :

$$u_{eq} = B^{-1} \begin{bmatrix} \dot{z}_{1d} - f_1 \\ \dot{z}_{2d} - f_2 \end{bmatrix}, \quad (\text{Eq. 3 -49})$$

et est telle que  $\dot{s}_1 = 0$

et  $\dot{s}_2 = 0$  , si le modèle représentait exactement la réalité.

Pour tenir compte des incertitudes du modèle, on utilise la commande  $u$  discontinue :

$$u = B^{-1} \begin{bmatrix} \dot{z}_{1d} - f_1 - k_1 \text{sign}(s_1) \\ \dot{z}_{2d} - f_2 - k_2 \text{sign}(s_2) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -50})$$

$k_1$  et  $k_2$  pouvant dépendre de  $Z$  et étant choisis de telle sorte que  $s_1 \dot{s}_1 < \eta_1$  et  $s_2 \dot{s}_2 < \eta_2$ .

On peut exprimer le vecteur de commande dans notre cas :

$$\begin{bmatrix} u_{\text{frein}} \\ u_{\text{emb}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(J_e - J_i)\omega_s}{\Phi_{\text{frein}}} & \frac{(J_e - J_i)\omega_e/\omega_s - (J_i - J_s)}{\Phi_{\text{frein}}} \\ \frac{(m_1 J_i - J_e)\omega_s}{\Phi_{\text{emb}}} & \frac{(J_i - m_1 J_s) - (J_e - m_1 J_i)\omega_e/\omega_s}{\Phi_{\text{emb}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 - \frac{J_s - J_i \omega_e/\omega_s}{(J_e J_s - J_i^2)\omega_s} C_e - \frac{J_i - J_e \omega_e/\omega_s}{(J_e J_s - J_i^2)\omega_s} C_r \\ v_2 - \frac{J_i}{J_e J_s - J_i^2} C_e - \frac{J_e}{J_e J_s - J_i^2} C_r \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -51})$$

avec :

$$\begin{aligned} v_1 &= \dot{z}_{1d} - k_1 \text{sign}(s_1) \\ v_2 &= \dot{z}_{2d} - k_2 \text{sign}(s_2) \end{aligned} \quad (\text{Eq. 3 -52})$$

Pour l'application de la commande par modes glissants, on voit qu'il est nécessaire de connaître les consignes  $z_{1d}$ ,  $z_{2d}$ , mais aussi leurs dérivées  $\dot{z}_{1d}$  et  $\dot{z}_{2d}$ .

Dans notre système,  $z_{1d}$  est la consigne pour le rapport des vitesses, dont on a déjà utilisé l'inverse pour la commande par découplage, il faut donc dériver cette consigne pour obtenir  $\dot{z}_{1d}$ .

En revanche, on ne connaît pas  $z_{2d}$ , puisqu'il s'agit de la vitesse de sortie, on peut par conséquent, dans une première approximation, intégrer la consigne  $\dot{z}_{2d}$  que l'on connaît puisqu'elle est proportionnelle à la consigne en couple de sortie, que l'on s'est fixé dans le chapitre précédent. Il s'agit d'une approximation, puisque l'on ne tient pas compte des frottements s'appliquant sur l'inertie véhicule dus à la résistance de l'air et à la résistance au roulement.

Une fois ces consignes fixées, il reste à trouver les valeurs des gains  $k_1$  et  $k_2$ , que l'on prend tout d'abord constants.

### 3.6.3 Les simulations.

Simulons tout d'abord la commande sur le modèle simplifié, comme cela a été fait dans le cadre de la commande par découplage. Nous obtenons la simulation de la figure ci-dessous : les consignes sur le rapport des vitesses et sur le couple de sortie sont bien suivies, sauf des pics qui correspondent à l'application puis à l'arrêt de la commande sur le modèle simplifié, qui est très raide.

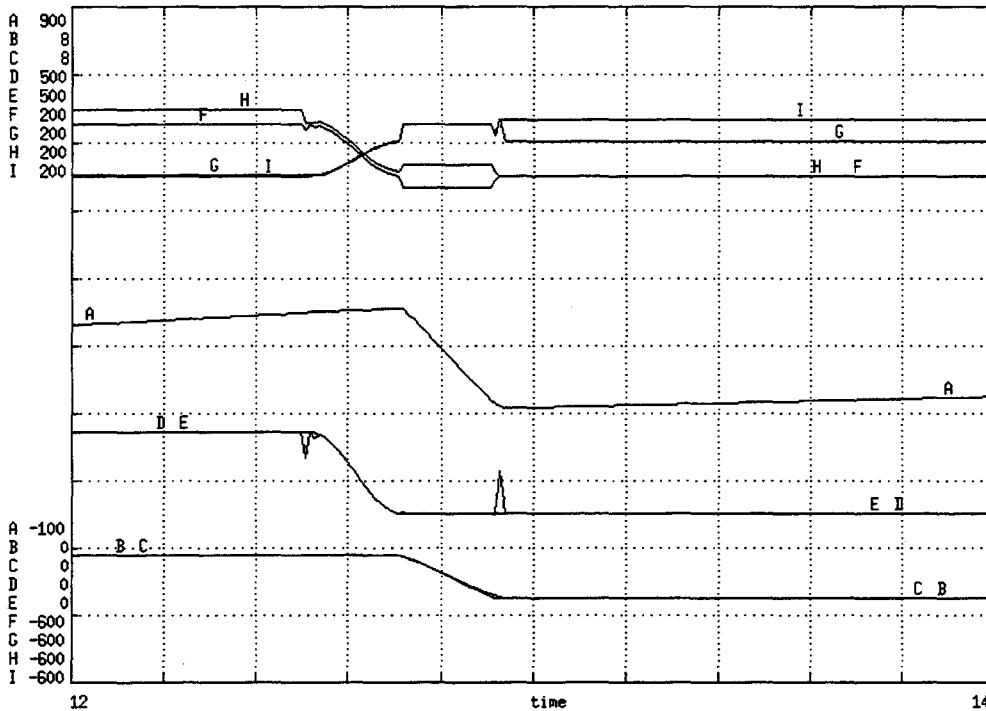


fig 3.24 : commande par modes glissants sur le modèle simplifié.

Notons que le calcul des pressions fait par l'application de la commande par modes glissants donne les mêmes allures que celui fait par la commande par découplage, c'est-à-dire que l'on referme un peu l'embrayage qui doit s'ouvrir, de façon à dissiper l'énergie du moteur due à la chute de régime.

Ceci nous amène à penser que l'application de cette commande sur le modèle complet donnera la même allure pour les pressions dans l'embrayage et dans le frein que celle donnée par l'application de la commande par découplage (voir simulation de la figure 3.16).

Malheureusement, nous n'avons pas réussi à régler les gains  $k_1$  et  $k_2$  convenant pour l'application de la commande par modes glissants au modèle complet. La plupart du temps, la simulation se bloquait dès le démarrage de la commande, sans que l'on sache pourquoi. Nous pouvons néanmoins énoncer certaines raisons possibles :

- les difficultés qu'a le logiciel CAMAS pour gérer la fonction "signe", ou même un arctan équivalent.
- la contrainte que l'on impose au système de rester sur chacune des deux surfaces définies par les équations  $\dot{s}_1=0$  et  $\dot{s}_2=0$  est peut-être trop forte.

Nous ne pouvons rien faire en ce qui concerne le premier point, en revanche pour l'application de la commande par modes glissants, une solution serait peut-être de ne faire apparaître le phénomène de glissement que sur l'intersection des deux surfaces, comme décrit dans [Fossard, 1991].

Nous avons préféré travailler dans une voie différente, mais en utilisant ce que nous avons fait précédemment. La difficulté pour régler les  $k_i$  est due principalement au fait que le système n'est pas découplé : changer  $k_1$  induit des modifications aussi bien sur  $z_1$  que sur  $z_2$ , il en va de même pour  $k_2$ . Nous proposons donc dans ce qui suit, d'utiliser la commande par découplage avant d'appliquer le régime des modes glissants.

### 3.7 Commande par découplage, puis par modes glissants.

#### 3.7.1 Principe.

On utilise comme modèle de bva, celui représenté par le bond-graph de la figure 2.23, mais on écrit un nouveau système d'état avec comme variables d'état  $\omega_e$  et  $\omega_s$  :

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_e \\ \dot{\omega}_s \end{bmatrix} = \frac{1}{(JeJs - Ji^2)(1-m_1)} \begin{bmatrix} (Ji - m_1Js)\Phi_{frein} & (Ji-Js)\Phi_{emb} \\ (Je-m_1Ji)\Phi_{frein} & (Je-Ji)\Phi_{emb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{frein} \\ u_{emb} \end{bmatrix} + \dots$$

$$\dots = \begin{bmatrix} Js \\ Ji \end{bmatrix} \frac{Ce}{(JeJs - Ji^2)} + \begin{bmatrix} Ji \\ Je \end{bmatrix} \frac{Cr}{(JeJs - Ji^2)}$$

( Eq. 3 -53 )

On choisit le vecteur de sortie défini par l'équation 3 -46 :

$$Z = \begin{bmatrix} \omega_e/\omega_s \\ \omega_s \end{bmatrix},$$

Nous pouvons alors appliquer la commande par découplage d'après le cas non-linéaire n°1 puisqu'il n'y a plus ici de transmission directe entre le vecteur de sortie et la commande  $(u_{frein}, u_{emb})^T$ .

En reprenant le paragraphe 3.3.3, nous pouvons proposer une matrice  $\Delta$  et un vecteur  $\Delta_0$ , définis par les équations 3 -13 et 3 -14 et appliqués à notre système :

$$\Delta(\omega e, \omega s) = \frac{1}{(1-m_1)(J_e J_s - J_i^2)} \begin{bmatrix} \frac{\Phi_{\text{frein}}}{\omega s} (-m_1 J_s + J_i + (m_1 J_i - J_e) \frac{\omega e}{\omega s}) & \frac{\Phi_{\text{emb}}}{\omega s} ((J_i - J_e) \frac{\omega e}{\omega s} - J_s + J_i) \\ (J_e - m_1 J_i) \Phi_{\text{frein}} & (J_e - J_i) \Phi_{\text{emb}} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -54})$$

et :

$$\Delta_0(\omega e, \omega s) = \begin{bmatrix} \frac{J_s - J_i (\omega e / \omega s)}{(J_e J_s - J_i^2) \omega s} \\ J_i \\ \frac{J_i}{(J_e J_s - J_i^2)} \end{bmatrix} C_e + \begin{bmatrix} \frac{J_i - J_e (\omega e / \omega s)}{(J_e J_s - J_i^2) \omega s} \\ J_e \\ \frac{J_e}{(J_e J_s - J_i^2)} \end{bmatrix} C_r \quad (\text{Eq. 3 -55})$$

Nous avons vu que si on prend la commande  $(u_{\text{frein}}, u_{\text{emb}})^T$  telle que :

$$(u_{\text{frein}}, u_{\text{emb}})^T = \Delta^{-1}(\omega e, \omega s) (V - \Delta_0(\omega e, \omega s)) \quad (\text{Eqs. 3 -56})$$

alors le système est linéarisé et découplé, tel que :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= v_1 \\ \dot{z}_2 &= v_2 \end{aligned} \quad (\text{Eqs. 3 -57})$$

Le système défini par les équations 3 -57 ci-dessus peut se voir comme un système dont l'équation d'état est de la forme :

$$\dot{Z} = V$$

C'est sur ce système que nous nous proposons d'appliquer la commande par modes glissants de façon extrêmement simplifiée, puisque dans l'expression 3 -30 :

$$x^{(n)} = f(X) + b(X)u,$$

on a ici  $n=1$ ,  $f = 0$  et  $b = 1$ .

La commande  $V$  peut alors se définir directement en utilisant l'expression 3 -44 :

$$V = \begin{bmatrix} \dot{z}_{1d} - k_1 \text{sign}(z_{1d} - z_1) \\ \dot{z}_{2d} - k_2 \text{sign}(z_{2d} - z_2) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 3 -58})$$

Et la commande de pression  $(u_{\text{frein}}, u_{\text{emb}})^T$  qui s'applique sur l'embrayage et le frein du système est définie par l'équation 3 -56, en prenant l'expression de  $V$  ci-dessus.

L'expression de la commande s'écrit :

$$\begin{bmatrix} u_{\text{frein}} \\ u_{\text{emb}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(J_e - J_i) \omega_s}{\Phi_{\text{frein}}} & -\frac{1}{\Phi_{\text{frein}}} \left( (J_i - J_e) \frac{\omega_e}{\omega_s} - J_s + J_i \right) \\ -\frac{(J_e - m_1 J_i) \omega_s}{\Phi_{\text{emb}}} & \frac{1}{\Phi_{\text{emb}}} \left( -m_1 J_s + J_i + (m_1 J_i - J_e) \right) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{z}_{1d} - k_1 \text{sign}(z_{1d} - z_1) - \frac{1}{\omega_s (J_e J_s - J_i^2)} \left( (J_s - J_i) \frac{\omega_e}{\omega_s} C_e + (J_i - J_e) \frac{\omega_e}{\omega_s} C_r \right) \\ \dot{z}_{2d} - k_2 \text{sign}(z_{2d} - z_2) - \frac{1}{(J_e J_s - J_i^2)} (J_i C_e + J_e C_r) \end{bmatrix}$$

### 3.7.2 Application au modèle, simulations

On applique la commande trouvée au modèle complet lors du passage montant 2/3, on obtient la simulation ci-dessous :

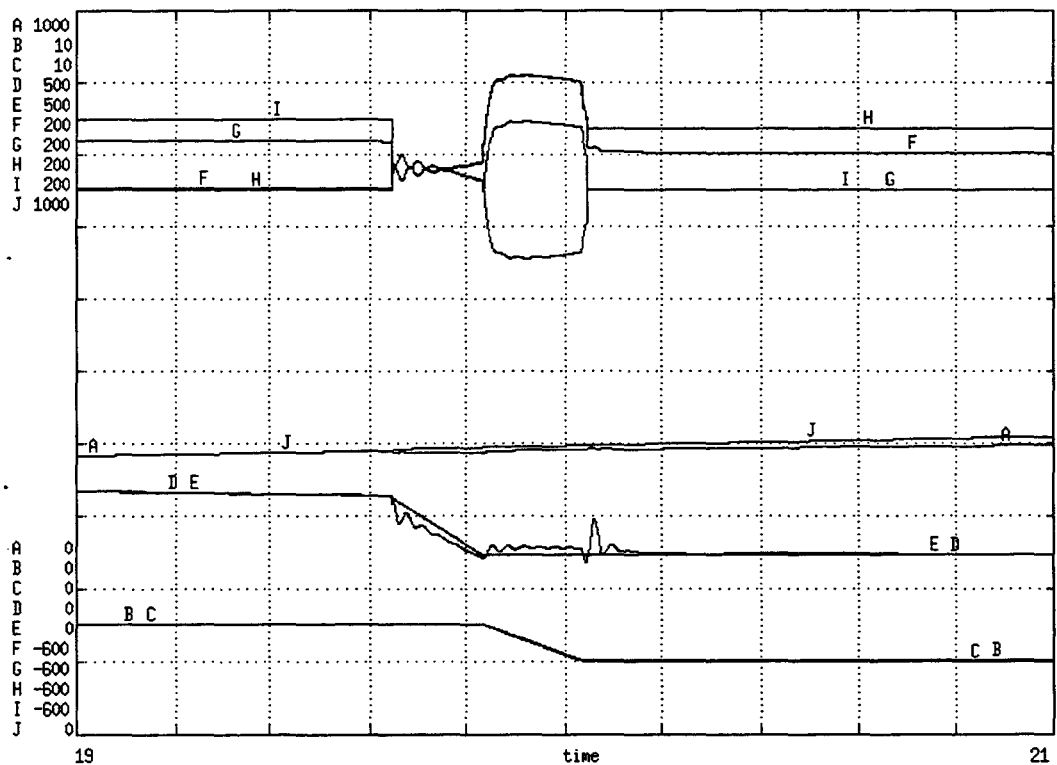


fig. 3.25 : simulation de la commande par découplage, puis par modes glissants appliquée au modèle complet.

Les  $k_i$  sont plus faciles à régler, grâce au découplage effectué. Néanmoins, les résultats obtenus sont moins bons que ceux de la simulation du passage montant piloté par la commande par découplage, (figure 3.9) :

- la consigne de vitesse de sortie (courbe J) n'est pas suivie du tout par la vitesse réelle (courbe A), ce qui pourrait s'expliquer par la façon dont la consigne  $z_{2d}$  est construite.
- le rapport de vitesse entrée/sortie est bien suivi, (courbes B et C).
- le couple de sortie a une allure moins bonne que celle obtenue avec la commande par découplage, consigne et couple réel représentés dans les courbes D et E.

Les allures de pression (courbes H et I) sont toujours comparables aux allures trouvées avec la commande par découplage.

On peut comparer la simulation de la figure 3.26 avec un essai réel déjà vu en 3.10b. En D on a le couple à la roue qui est - comme avec la commande par découplage - tout de même meilleur que celui obtenu avec un pilotage traditionnel de la bva.

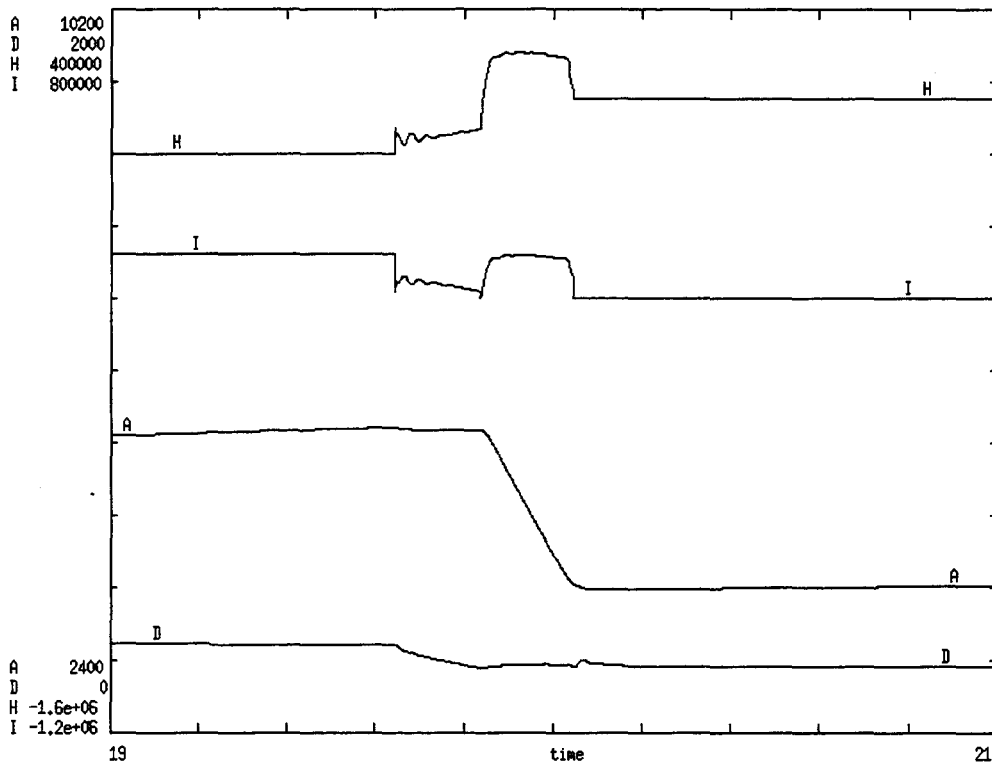


fig. 3.26 : simulation de la commande par découplage, puis par modes glissants pour comparaison avec l'essai.



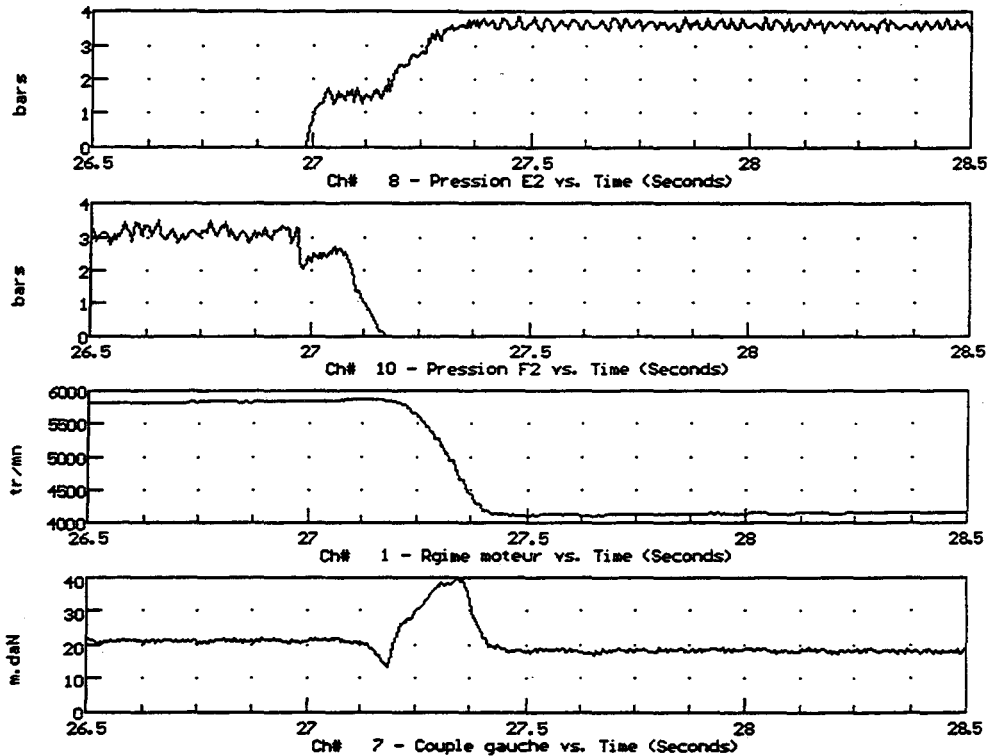


fig. 3.10b : mesures d'essai de passage montant 2/3.

Le choix de découpler le système avant d'appliquer la commande par modes glissants nous paraît donc judicieux puisqu'il a facilité le réglage des gains. Néanmoins, nous sommes plutôt déçus des résultats obtenus. En effet, nous pensions que les modes glissants pourraient augmenter la robustesse de la commande, en compensant les erreurs de modélisation. Nous constatons là qu'il n'en est rien, et que l'application de la commande par modes glissant a même dégradé les performances par rapport à la commande par découplage seule.

Il serait intéressant de faire la part des choses entre :

- la résolution numérique du logiciel,
- la difficulté de trouver une consigne pour la vitesse de sortie,
- la qualité du découplage fait.

Notons néanmoins que des tests de robustesse ont été faits pour les mêmes paramètres qu'au paragraphe 3.4.3 et qu'il a été observé une robustesse équivalente à celle de la commande par découplage.

## Conclusion

Grâce aux modèles simplifiés trouvés dans le chapitre 2, nous avons pu appliquer des commandes en boucle fermée sur le modèle simplifié, puis sur le modèle complet de la boîte de vitesses et de son

environnement. Le modèle étant intrinsèquement non-linéaire, nous avons cherché à appliquer des commandes non-linéaires.

Nous avons proposé tout d'abord une extension de la commande par découplage aux systèmes à transmission directe, puisque tel est le cas de notre système. Après avoir défini des consignes sur le couple de sortie et sur le rapport des vitesses entrée/sortie de la boîte, nous avons appliqué cette commande au modèle complet et constaté, pour les passages montants 2/3, une nette amélioration de l'allure du couple de sortie, qui est le reflet de la qualité de passage. L'utilisation d'un modèle à une seule variable d'état permet de ne pas avoir à calculer le couple résistant qui existe lors des rétrogradages : la commande par découplage s'applique alors aussi au rapport descendant 3/2 sous charge. En revanche, l'allure optimale de la consigne du couple de sortie demandait une étude à part, dépassant le cadre de notre travail.

Nous avons alors effectué une étude énergétique et une étude de robustesse uniquement sur le passage montant, dont les résultats positifs montrent que l'on peut tester cette commande dans un calculateur en vue d'une application pratique.

L'application théorique d'une commande par modes glissants semble pouvoir se faire, surtout si on utilise au préalable la commande par découplage qui facilite le réglage des gains sur chacune des deux consignes, rapport entrée/sortie et vitesse de sortie. Néanmoins, la mise en oeuvre de cette commande s'est avérée difficile à cause de la détermination de la consigne sur la vitesse de sortie. Les résultats obtenus sur la qualité de passage sont moins bons que ceux obtenus avec la commande par découplage, ceci explique que nous utiliserons exclusivement la commande par découplage dans notre application pratique.

## **CHAPITRE 4**

# **APPLICATION RÉELLE : TEST DE LA COMMANDE PAR DECOUPLAGE SUR UNE BVA.**



**CHAPITRE 4 :**  
**APPLICATION RÉELLE,**  
**TEST DE LA COMMANDE PAR DÉCOUPLAGE SUR UNE BVA.**

PLAN DU CHAPITRE

<i>4.1 Introduction</i> .....	151
<i>4.2 Les éléments nouveaux par rapport à la boîte d'origine</i> .....	151
4.2.1 Le capteur de vitesse .....	151
4.2.2 Les actionneurs .....	151
4.2.3 Le nouveau bloc hydraulique .....	152
4.2.3.1 Le schéma hydraulique .....	152
4.2.3.2 Les essais sur banc hydraulique .....	154
4.2.3.3 Le clapet de régulation .....	155
4.2.4 Le calculateur .....	155
4.2.4.1 Les moyens hard .....	155
4.2.4.2 Le soft .....	156
4.2.4.3 Le boîtier de commande .....	157
<i>4.3 Les essais</i> .....	158
4.3.1 Introduction .....	158
4.3.2 L'essai sur banc électrique .....	158
4.3.3 L'essai sur véhicule sur banc à rouleau .....	159
<i>4.4 Conclusion et propositions d'évolutions futures</i> .....	161



## 4.1 Introduction.

Au vu des résultats de simulation, nous avons choisi de tester la commande par découplage sur une boîte réelle lors des passages montants, afin de vérifier l'amélioration du couple de sortie réellement obtenue. La boîte utilisée correspond évidemment à la boîte modélisée : il s'agit de la boîte MB3 de chez Renault.

L'application de la commande ne peut pas se faire en utilisant le calculateur SIEMENS existant, difficilement modifiable. De plus, le bloc hydraulique existant ne permet pas le pilotage de deux récepteurs séparément, ce sur quoi nous avons basé notre commande.

L'application pratique implique donc plusieurs modifications sur la boîte de série MB3 :

- l'implantation d'un capteur de vitesse sur l'arbre d'entrée de la boîte, puisque cette information est une variable d'état pour notre modèle de commande et n'existait pas sur la boîte MB3 d'origine,
- l'apport de nouveaux actionneurs, plus faciles d'utilisation que les vannes avec les électropilotes du bloc hydraulique existant,
- le changement de la partie bloc hydraulique qui recevra les actionneurs, en gardant comme base le côté correspondant au carter de la boîte, difficilement modifiable.
- un nouveau calculateur, qui prend en compte la commande trouvée et qui viendra piloter directement les électrovannes.

Dans cette application, j'ai pris en charge toute la partie hydraulique et mécanique :

- cahier des charges et choix des actionneurs,
- suivi du dessin du bloc hydraulique,
- participation à tous les essais pratique,
- suivi des modifications au fur et à mesure des essais pour le bloc hydraulique.

Pour la partie électronique, j'ai participé à l'écriture du cahier des charges, et le calculateur (hard + soft) a été réélisé par le service MEC/EEL de PSA.

## 4.2 Les éléments nouveaux par rapport à la boîte d'origine.

### 4.2.1 Le capteur de vitesse.

On s'est inspiré du capteur de vitesse existant sur l'arbre de sortie, le but étant de trouver un couple (roue dentée - capteur) tel que l'on puisse mesurer les vitesses voulues minimum et maximum, avec une précision suffisante.

Il s'agissait également de trouver l'endroit où l'on pouvait mettre la roue dentée, sans venir perturber le fonctionnement de la boîte.

On a utilisé une roue de 24 dents, avec un capteur magnéto-inductif.

L'endroit choisi a été le piston de l'embrayage E1 qui tourne toujours à la vitesse d'entrée boîte. Ce piston pouvant bouger en translation, la roue dentée a une largeur suffisante, de telle sorte que l'on puisse mesurer la vitesse sans perturbations.

## **4.2.2 Les actionneurs choisis.**

Les actionneurs habituellement utilisés en bva sont :

- soit des vannes à pilotage hydraulique,
- soit des vannes à pilotage électrique fonctionnant en tout ou rien,
- soit des électrovannes utilisées en tout ou rien pilotées à fréquence fixe et à rapport cyclique variable, appelées électrovanne "battante".

Pour éviter les mises au point sur le pilotage de ce type de vannes, nous avons choisi des actionneurs spécifiques qui sont des électrovannes proportionnelles. Leur pilotage se fait sous forme d'un courant moyen, délivré à partir d'un signal en PWM, et la pression dans le récepteur lui est directement proportionnelle, selon une caractéristique donnée en annexe IV -1.

L'électrovanne choisie est de marque MANNESMAN-REXROTH, de type F1042, dont le plan est présenté en annexe IV -2.

L'idée était de s'affranchir ainsi des réglages longs et minutieux que nécessite tout montage hydraulique ; nous avons par conséquent utilisé l'hydraulique uniquement en tant que circuit de puissance ne comportant aucune logique intrinsèque : ceci ne correspondra peut-être pas à une solution industrialisable, car trop coûteuse, mais facilitera grandement la mise au point du prototype.

## **4.2.3 Le nouveau bloc hydraulique.**

### **4.2.3.1 Le schéma hydraulique.**

La figure ci-après nous montre le schéma hydraulique devant servir à alimenter les différents embrayages et freins.

On peut comparer ce schéma à celui existant pour la boîte MB3, décrit au chapitre 1 et se trouvant en annexe II -4.

On voit que la vanne de graissage et d'alimentation du convertisseur a été gardée, en revanche toutes les autres vannes (vannes de passage, de séquence, de sélection, de régulation de pression) sont supprimées, puisque les embrayages et les freins sont chacun alimentés séparément par une électrovanne proportionnelle, qui sera pilotée aussi bien pour le passage de rapport, que pour la régulation de pression dans les embrayages en fonction du couple moteur.

En revanche, il faut créer un clapet de régulation de pression, car comme on le voit sur le schéma, lorsque aucun des récepteurs n'est alimenté, le circuit est fermé et la pression de la pompe peut croître rapidement.



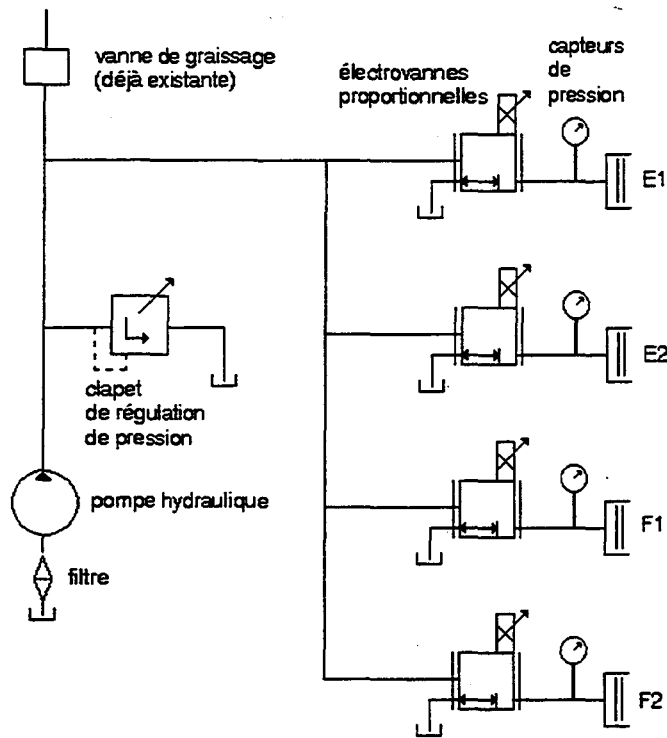


fig. 4.1 : schéma hydraulique utilisé.

Nous avons donc conçu un bloc hydraulique correspondant à ce circuit, en recopiant les caractéristiques existantes de la vanne de graissage, mais en implantant nous-même un clapet de régulation de pression. Ce bloc est relié à la pompe hydraulique existante sur la boîte MB3 à travers un circuit dans le carter bloc ; on réutilise le filtre déjà existant.

Le bloc sert aussi de support pour chacune des 4 électrovannes, c'est ce que montre la figure 4.2a où l'on voit trois des quatre logements, ainsi que les logements de la vanne de graissage et du clapet limiteur de pression.

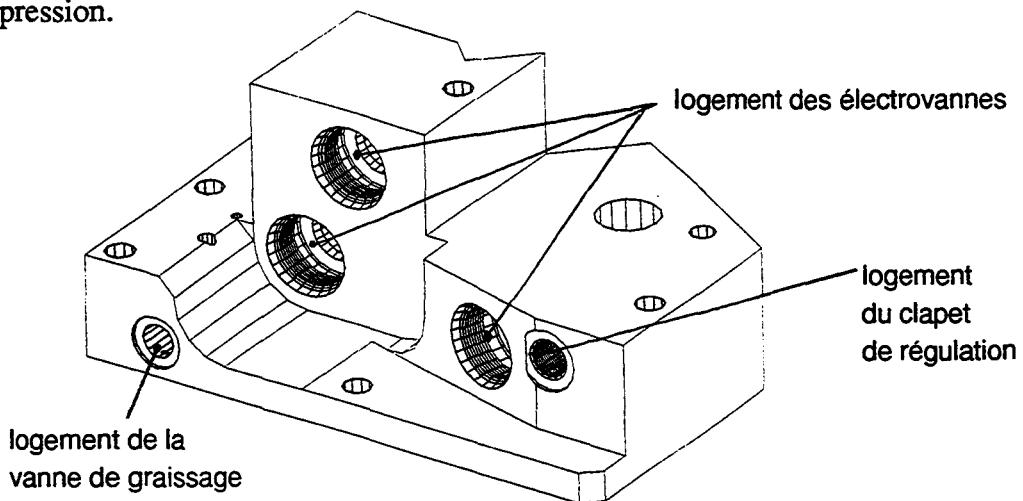
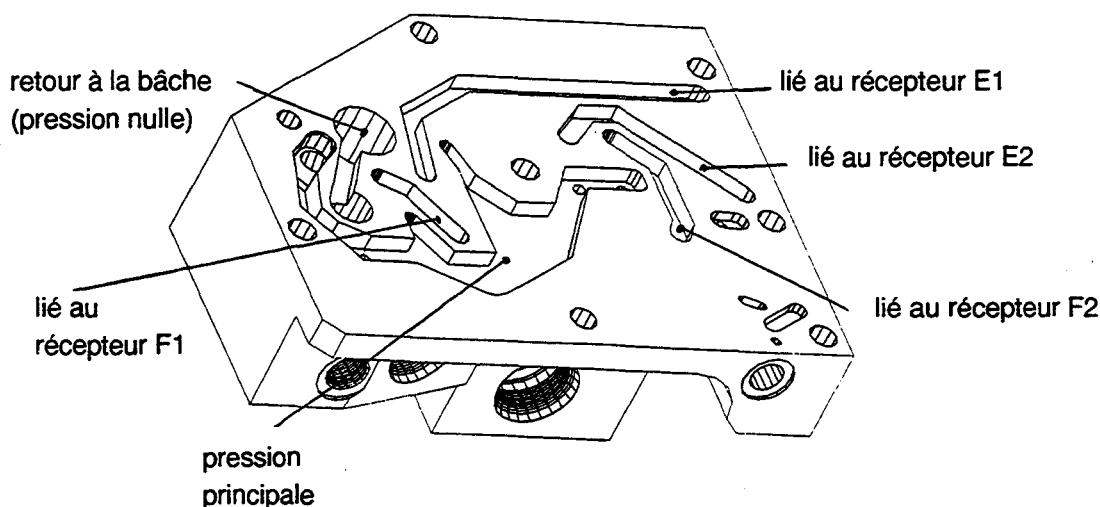


fig. 4.2a : dessin simplifié du bloc hydraulique (logement des électrovannes).

Il doit de plus être compatible avec le bloc carter de la boîte, pour mettre en liaison les sorties des électrovannes avec l'entrée des récepteurs (embrayage ou frein). C'est le rôle des différents canaux de distribution du bloc, représenté sur la figure 4.2b de la page suivante.



**fig. 4.2b** : dessin simplifié du bloc hydraulique  
(circuits de distribution).

Notons que ces deux figures sont des dessins simplifiés du bloc, le plan réel se trouvant en annexe IV -3.

Nous pouvons remarquer ici, que le levier de vitesse (relié à la vanne de sélection que l'on a supprimée) peut être gardé pour être utilisé dans la position P, qui permet par tringlerie le blocage mécanique de la roue de parc. Les positions R, N, D seront commandées par des boutons poussoirs situés sur un boîtier spécifique, relié directement au calculateur. Ce boîtier est décrit en 4.2.4.3.

#### 4.2.3.2 Les essais sur banc hydraulique.

Une fois construit, ce bloc hydraulique a été testé sur banc hydraulique du service MEC/TLG. Un schéma de ce banc se trouve en annexe IV -4, la pompe a un débit maximum de 27 l/min et reflète assez bien le fonctionnement d'une pompe de boîte de vitesses automatique dans des conditions normales d'utilisation. Ce banc est d'ailleurs utilisé pour la calibration de distributeurs hydrauliques de bva en cours d'étude.

Les essais sur ce banc ont été faits pour vérifier le bon fonctionnement de la vanne de graissage (qui doit fonctionner comme sur le bloc MB3 série) et pour mettre au point le clapet de régulation de pression. Ce clapet ayant été conçu par nos soins, plutôt qu'acheté à l'extérieur, une vérification des sections de fuite et des essais de différents ressorts de tarage ont dus être réalisés avant d'obtenir les caractéristiques voulues, décrites dans le paragraphe suivant.

### 4.2.3.3 Le clapet de régulation.

Une vue en coupe de ce clapet se trouve ci-après :

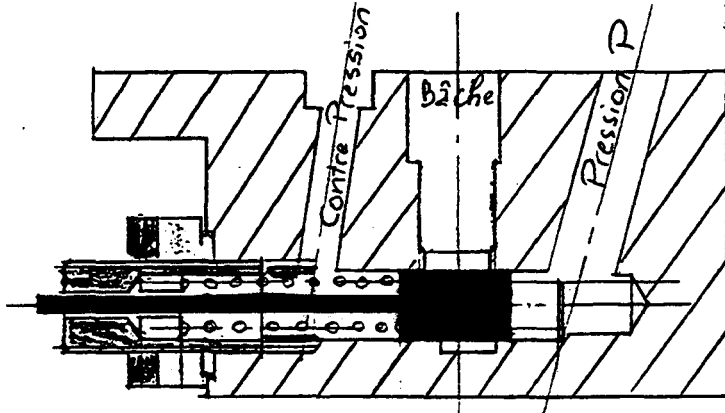


fig. 4.3 : clapet de régulation de pression.

La contre-pression permet d'amortir les vibrations résultant de la régulation.

On a tout d'abord vérifié sur le banc hydraulique que les pertes de charge dans le clapet étaient faibles, ceci jusqu'à un débit de 25 l/min.

Il a ensuite fallu définir une raideur et une précharge de ressort pour convenir aux conditions de fonctionnement suivantes :

- pas d'ouverture (ou faible ouverture) du clapet tant que la pression dans le circuit reste inférieure à 18 bars.
- ouverture maximale pour un débit de 30 l/min, sous une pression de 24 bars.

Ces conditions permettent au circuit de ne jamais monter en pression au delà de 24 bars, et assurent, quand la pompe tourne à vitesse suffisante, une pression minimale en fonctionnement de 18 bars. Cette pression est nécessaire pour avoir une différence de pression entre l'entrée de l'électrovanne et la pression d'utilisation telle que l'on puisse commander la montée en pression des électrovannes avec un débit donné.

## 4.2.4 Le calculateur.

### 4.2.4.1 Les moyens "hard".

La carte électronique a pour principales fonctions d'assurer la gestion des interfaces suivantes :

- interface de puissance avec les 4 électrovannes, sur lesquelles est fait un asservissement par bouclage analogique de courant.
- interface d'acquisition des différents capteurs : vitesses, ouverture papillon, température, pressions
- interface homme/machine : c'est le boîtier de commande sont les fonctions sont présentées

en 4.2.4.3.

- interface "pocket terminale", qui permet de visualiser les sorties capteurs et d'autres paramètres utiles au debuggage du système, et de programmer en direct certains des paramètres du soft.
- interface table traçante pour les essais, qui traduit les différentes valeurs des paramètres choisis en un voltage entre 0 et 5 Volts.

Le micro-contrôleur utilisé est un INTEL 196 en 16 bits, qui tourne à 16 Mhz.

#### 4.2.4.2 Le soft.

L'organigramme principal du soft est présenté dans la figure 4.4. Il constitue la tâche de fond du micro-contrôleur et comporte des interruptions :

- toutes les millisecondes pour réactualiser le calcul de la commande de pression des électrovannes
- toutes les 2 millisecondes pour faire les mesures des différents capteurs.

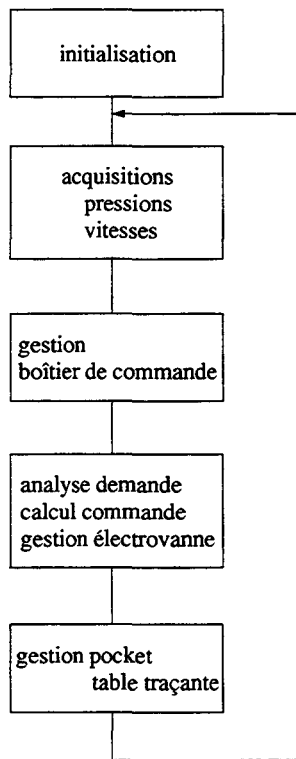


fig. 4.4 : organigramme principal du soft du calculateur

Notons que c'est dans la partie "calcul commande" que nous faisons implanter, en langage C, la commande par découplage comme nous l'avons défini dans le chapitre précédent. Cette commande est testée exclusivement sur le passage montant 2/3, pour les autres passages 1/2, 2/1 et 3/2, le "calcul commande" utilise des rampes de pressions de pentes pré-définies.

#### 4.2.4.3 Le boîtier de commande.

Le boîtier de commande a une face avant représentée dans la figure ci-dessous, et offre les fonctionnalités suivantes :

- gestion des position P, R, N et D selon que l'on appuie sur la touche correspondante : la led allumée correspond à l'état où l'on est.

- possibilité de monter et descendre les rapports avec les touches + et -, ici une led allumée correspond à une autorisation d'appui sur la touche.

- gestion des erreurs de l'opérateur selon les passages interdits : la visualisation de l'erreur se fait de façon sonore (sonnerie du buzzer) et de façon visuelle (clignotement de la touche appuyée par erreur). Aucune commande n'est envoyée à la boîte qui reste dans l'état où elle se trouvait avant l'appui sur la touche interdite, on sort de l'état "d'erreur" au bout d'une temporisation de 10 secondes ou en appuyant à nouveau sur la touche en défaut.

- 4 led d'alarme peuvent correspondre à des diagnostics de seuil d'alarme atteint, pour la température par exemple.

- un commutateur permettra d'intégrer dans le futur la couleur de conduite (sport, éco, normal, neige).

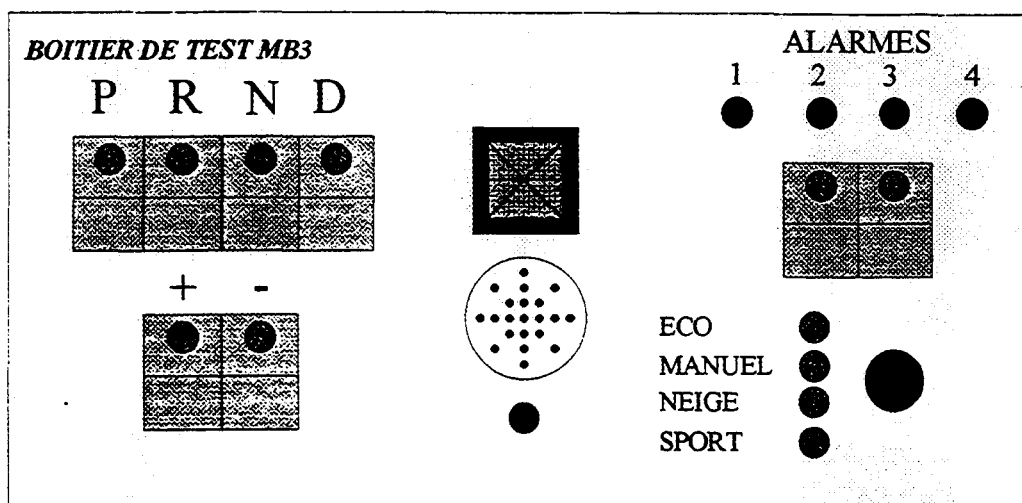


fig. 4.5 : face avant du boîtier de commande.

## 4.3 Les essais.

### 4.3.1 Introduction.

La méthode naturelle de mise en œuvre du test d'une boîte prototype devrait comporter les phases suivantes :

- banc d'essai électrique, où on ne fait passer aucun couple, et où on teste surtout la carte électronique dans son ensemble.
- banc d'essai thermique : la boîte est utilisée avec en entrée, son moteur thermique et en sortie, une inertie représentant la masse véhicule. Ce type de test est tout à fait représentatif du test sur véhicule, et on a en plus un accès direct à la boîte de vitesses, en cas de problème.
- véhicule sur banc à rouleau : vérifie que la boîte créée est compatible avec le véhicule.
- véhicule sur route : c'est le tout dernier test.

Dans notre cas, le test sur banc d'essai thermique ne sera pas réalisé, faute de disponibilité ; c'est donc directement sur véhicule sur banc à rouleau que l'on testera la boîte et son calculateur, après un test sur banc électrique.

### 4.3.2 L'essai sur banc électrique.

La boîte équipée de ses électrovannes est utilisée avec un moteur électrique dont on peut faire varier la vitesse de 0 à 6000 tr/min. La sortie de la bva est libre : il ne passe donc aucun couple et les passages de vitesses ne seront pas représentatifs des passages sur véhicule.

Cet essai a pour but de faire une vérification à deux niveaux :

- vérifier le bon fonctionnement de la carte, surtout au niveau des interfaces réalisées.
- vérifier également que les électrovannes choisies peuvent bien commander en pression les embrayages et les freins, du point de vue de la rapidité et de la tenue dans le milieu hydraulique de la bva.
- proposer une commande du courant en boucle fermée pour obtenir une meilleure réponse de l'électrovanne.

La partie soft du calculateur est donc simplifiée au maximum :

- on n'utilise pas les "lois de passages" : les passages de vitesses se font avec une commande manuelle, en appuyant sur les touches + et - du boîtier de commande.
- les profils de consignes de pression sont des rampes de pente pré-définie dans le soft du calculateur.

On obtient des types de relevés sur traceur reproduits dans la figure ci-après.

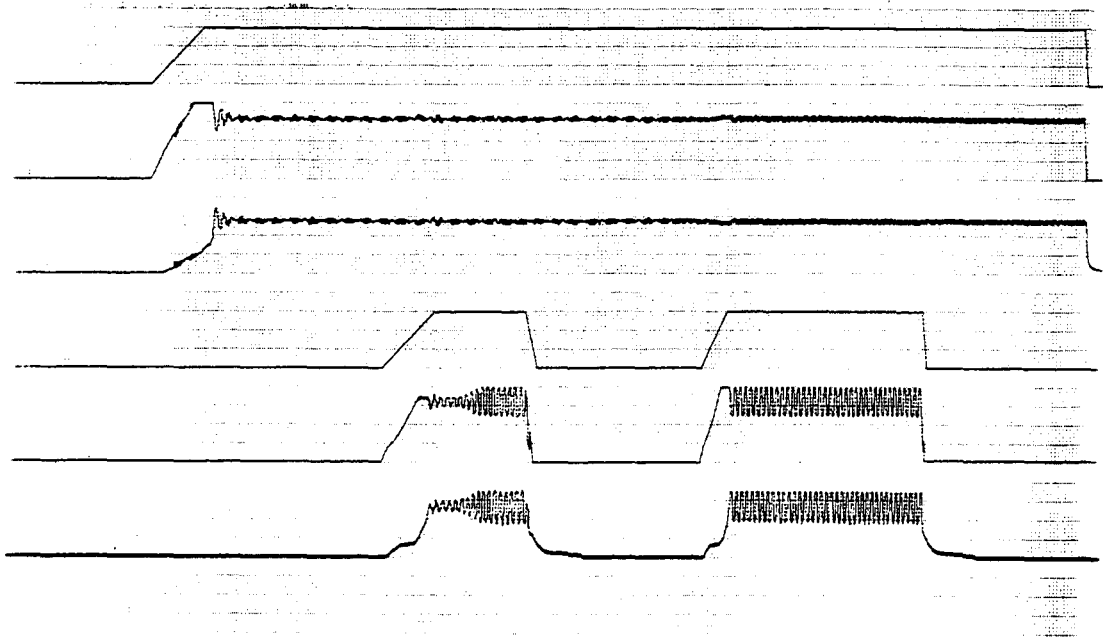
On a ici testé différentes valeurs de gain pour la commande en boucle fermée des électrovannes, on voit donc sur le relevé de mesure :

- la consigne de pression pour E1,

- le courant de commande de l'électrovanne associée à E1 (calculé en boucle fermée)
- la pression mesurée dans l'embrayage E1.

Et la même chose pour le frein F2.

Le relevé est fait sur les passages 1/2/3/2/1, et on constate que les gains utilisés ici sont un peu trop forts, puisqu'ils entraînent des oscillations dans la commande.



**fig. 4.6 :** relevés de l'essai sur banc électrique.

Une fois les réglages faits sur la boucle fermée de commande de l'électrovanne, on peut utiliser la boîte de vitesses sous charge. Notre bva prototype est donc montée sur un véhicule AX, et des tests sont faits sur banc à rouleau.

### **4.3.3 L'essai sur véhicule sur banc à rouleau.**

#### **4.3.3.1 Présentation du banc à rouleau.**

Il s'agit d'un banc de mesures de performances de véhicules : système asservi permettant de tester un véhicule prototype et de mesurer ses performances, sans que l'on ait besoin d'emmener ceux-ci sur route. Pour des mesures précises, ce banc permet la répétabilité des essais dans les mêmes conditions, contrairement à ce que l'on peut faire sur route.

Son fonctionnement est le suivant :

Les roues motrices du véhicule sont posées sur un rouleau commandé par un moteur électrique à courant continu. Le véhicule est maintenu immobile par une fixation au sol de son train non

moteur.

On a donc le schéma de la figure ci-dessous pour notre AX, à traction avant :

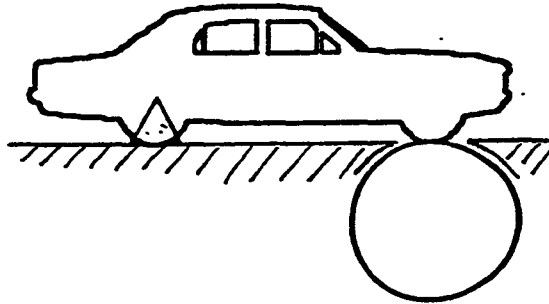


fig. 4.7 : véhicule à traction avant sur banc à rouleau.

Afin de reproduire correctement le contact des pneus sur la route, le diamètre du rouleau est important et le rouleau est revêtu d'une toile de granulométrie simulant l'uni routier.

Ce banc possède plusieurs modes d'utilisation selon les tests voulus, nous utiliserons exclusivement l'asservissement route : cela consiste à appliquer aux roues motrices du véhicule une force tangentielle identique à celle qui existerait si le véhicule se déplaçait sur une route.

#### 4.3.3.2 Pilotage par rampes de pression

On teste le pilotage de la boîte de vitesses automatique dans un véhicule monté sur banc à rouleau: on est donc dans les conditions d'un test sur route.

Un pilotage par rampe de pression, comme celui fait sur le banc électrique, est tout d'abord effectué, pour vérifier le bon fonctionnement de la bva. Les passages 1/2, 2/3 et 3/2 sont faits pour une ouverture papillon de 50% environ, et on obtient les mesures des figures 4.8a et 4.8b de la page suivante.

On remarque que les pentes n'étant pas du tout optimisées, l'à-coup sur le couple de sortie est plus grand que celui obtenu avec la bva de série et représenté sur la figure 3.12. (Notons de plus qu'une mauvaise calibration de la voie a entraîné une échelle fautive sur ce couple).



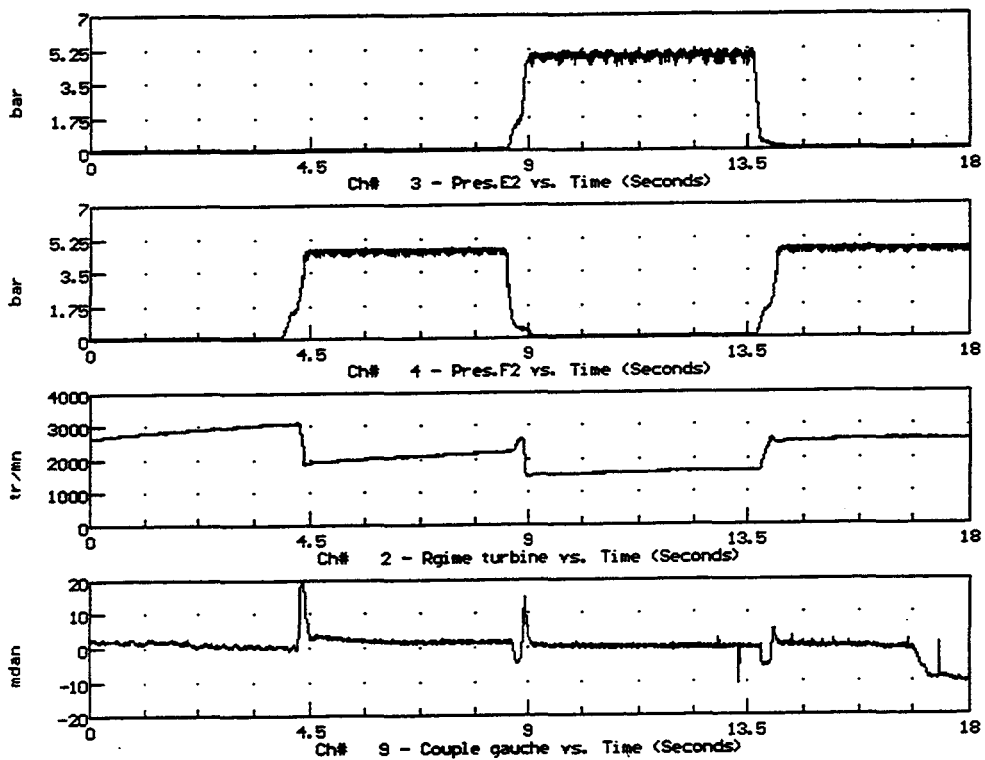


fig. 4.8a : relevé d'essai : passages 1/2, 2/3 et 3/2.

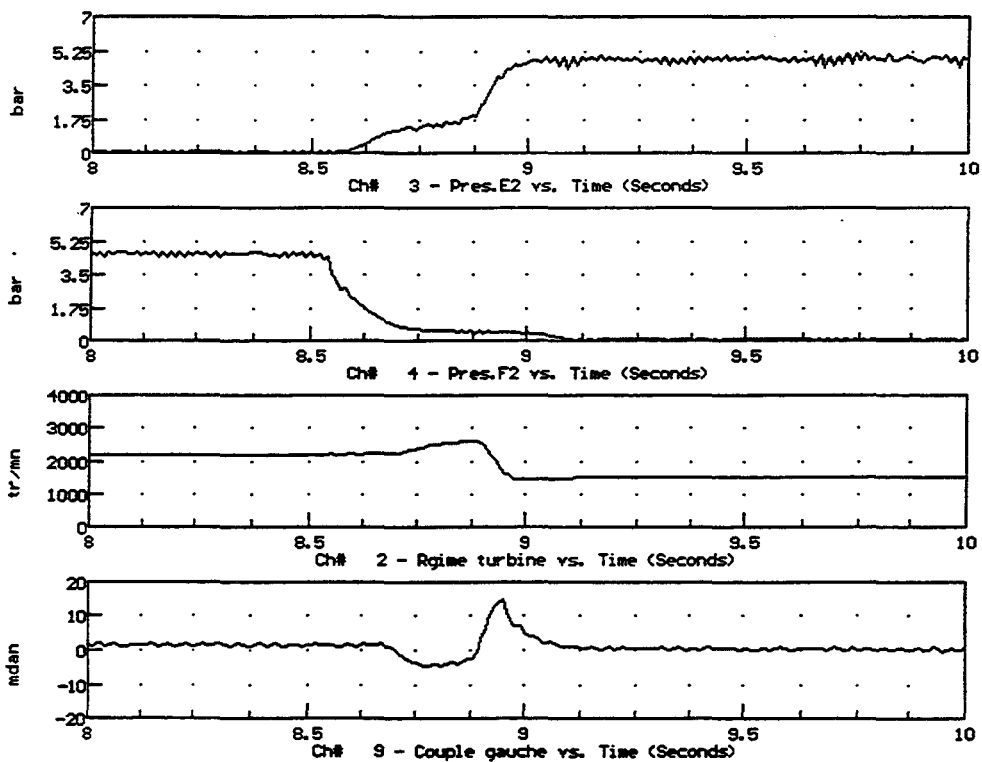


fig. 4.8b : relevé d'essai : zoom sur le passage 2/3.

### 4.3.3 Pilotage 2/3 avec la commande par découplage

On garde les pilotages en rampes de pression pour les passages 1/2, 2/1 et 3/2 ; en revanche, on installe dans le calculateur l'algorithme du passage 2/3 obtenu dans la commande par découplage d'après les équations 3 -29.

Nous obtenons les résultats d'essais de la figure ci-dessous :

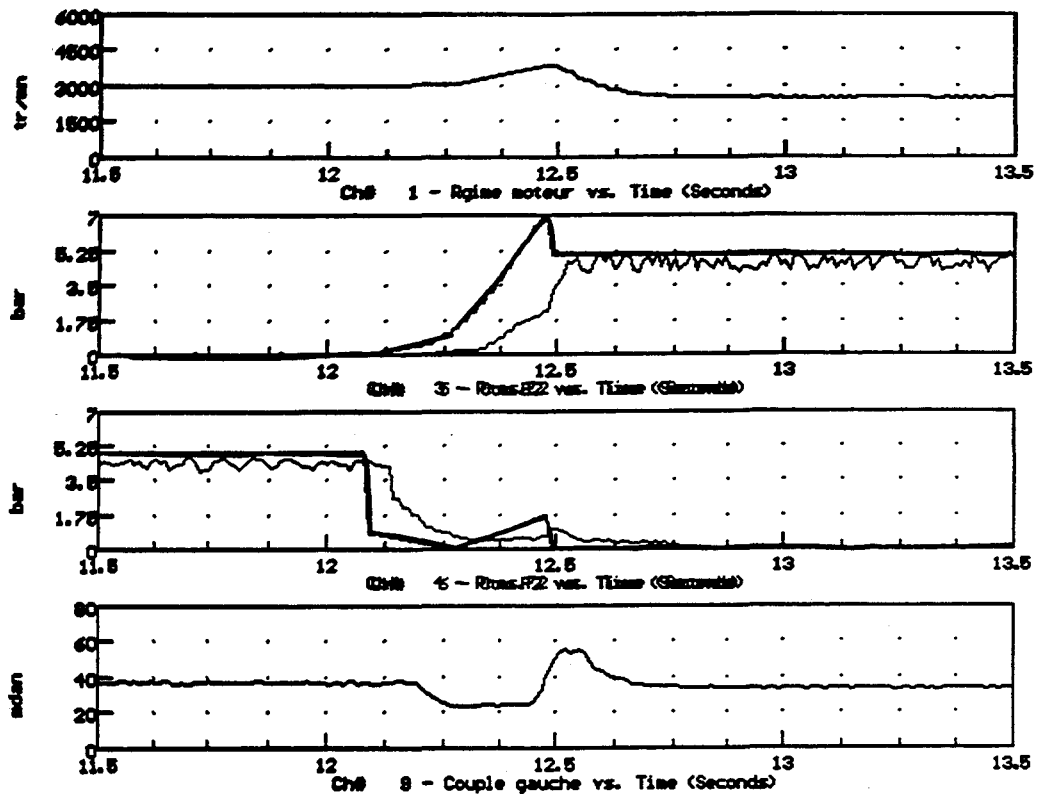


fig. 4.9 : relevé d'essai : zoom sur le passage 2/3.

La courbe en trait gras est la commande de courant des électrovannes (c'est notre vecteur de commande calculé dans le calculateur en temps réel), on superpose à ces courbes la pression effectivement mesurée dans les récepteurs.

Nous pouvons faire deux remarques concernant cet essai :

- tout d'abord nous voyons qu'il existe une certaine réponse hydraulique des récepteurs, vis-à-vis de la commande envoyée, réponse dont nous n'avons pas tenu compte dans nos simulations, ayant modélisé la partie hydraulique par une fonction de transfert égale à l'unité.

- de plus, si la commande de courant a tout à fait l'allure voulue (voir la simulation de la figure 3.17), les valeurs numériques ne nous semblent pas très adaptées au passage effectué. En effet, sous la commande utilisée, on voit un emballement moteur sur le régime moteur, et le couple de sortie a toujours un à-coup.

Nous pensons que cela est dû à la difficulté qui existe pour estimer le couple  $C_e$  dans les calculs de la commande : en effet, nous avons utilisé le modèle du convertisseur, sur lequel les vitesses d'entrée et de sortie, qui sont respectivement le régime moteur et la vitesse d'entrée boîte, permettent de trouver le couple  $C_e$ . Si ce modèle ne correspond pas à la réalité, le calcul de  $C_e$  est faux.

De plus, il existe un rendement entre le couple d'entrée de boîte et le couple de sortie, rendement qu'il est difficile de connaître précisément : la valeur avant passage du couple de sortie désiré peut ne pas être égale à la valeur du couple de sortie réel, toute l'allure de la consigne sur le couple est alors faussée ; ceci explique que le couple de sortie réel a toujours un à-coup et le régime moteur un emballement.

#### 4.4 Conclusion : propositions d'évolutions futures.

Nous avons vu qu'il est possible de piloter une boîte de vitesses automatique grâce à des électrovannes proportionnelles associées chacune à un récepteur hydraulique. Plusieurs pentes de pression peuvent alors être testées et ceci beaucoup plus facilement qu'avec une bva classique, puisque ces pentes sont programmées dans le soft du calculateur et non calibrées par un circuit hydraulique.

Le but pour nous était de tester le pilotage par découplage validé en simulation.

Dans le temps imparti, nous n'avons pu faire que les tout premiers tests de ce pilotage, nous avons vu que les allures de commande vont dans le bon sens par rapport aux simulations effectuées. En revanche, les valeurs numériques sont à calibrer plus précisément et il apparaît que l'aspect hydraulique est à prendre en compte afin d'obtenir la qualité de passage escomptée.

Un développement à court terme concernerait un relevé de toutes les variables dans le calculateur qui sont utilisées pour le calcul de la commande. Il faudrait alors revenir sur le modèle et les simulations pour calibrer les valeurs numériques. Ensuite, en prenant en compte l'hydraulique par une modélisation sous forme d'une fonction de transfert, la commande par découplage pourrait alors s'appliquer comme dans les simulations.

Il importe aussi d'étudier les autres types de passage de vitesses, comme le passage descendant et les passages dits "pied levé", c'est-à-dire les passages pour lesquels le couple moteur est nul.

Les évolutions futures concerneraient une industrialisation de la boîte prototype. Sur ce point, quelques remarques sont à faire :

- le circuit hydraulique utilisé n'est pas optimisé du point de vue du rendement, puisque, en dehors d'un passage de vitesse, la pompe débite tout le fluide vers la bache sous une certaine pression. Plus cette pression est grande, plus les pertes dans la pompe sont élevées et plus le rendement global de la boîte est mauvais. On peut donc penser à aménager à la place de notre clapet régulateur de pression, une vanne pilotée en fonction du couple moteur à passer dans la bva.

- il faut également penser, avant d'obtenir une boîte industrielle, aux études de défaillances et proposer des modes de fonctionnement dégradés, purement hydrauliques au cas où l'électronique de la bva tombe en panne.

- de plus, le prix total du bloc prototype réalisé reste - en prenant les hypothèses d'une fabrication série - plus élevé que celui d'un bloc hydraulique classique. Il serait peut-être bon de voir si le pilotage réalisé peut se faire dans un bloc hydraulique classique de bva : ceci ferait l'objet de toute une étude supplémentaire qui passerait par la modélisation du bloc hydraulique et par une dégradation à prévoir des performances de la commande.

## **CONCLUSION GÉNÉRALE**



## Conclusion générale

L'approche mécatronique permet d'aider la conception du pilotage d'une boîte de vitesses automatique, en ce qui concerne le confort de passage.

Le plan du mémoire suit la méthodologie utilisée :

- position du problème,
- modèle complet qui sert de "banc logiciel",
- simplification du modèle complet en un modèle utile pour la commande,
- génération de la commande en non-linéaire et application au modèle complet,
- implantation de cette commande sur une application réelle et test du pilotage sur banc matériel.

Le problème de la boîte de vitesses automatique se posait en terme de confort de passage, que nous pouvons associer dans un premier temps à l'accélération longitudinale du véhicule, ressentie par le conducteur et le passager. Cette accélération étant proportionnelle au couple à la roue, c'est l'allure de ce couple que nous avons cherché à améliorer par rapport à la situation actuelle visualisée sur des relevés d'essais véhicule. Ceci est évidemment une approximation du confort, puisque l'à-coup sur le couple à la roue se transmet au conducteur via la carrosserie et le siège, mais ceci entraînerait un modèle beaucoup trop complexe pour l'étude que nous nous proposons de faire.

Dans cette approche mécatronique, l'utilisation du formalisme bond-graph pour la description des modèles est tout à fait appropriée. De plus, un outil logiciel (du type de CAMAS) sachant générer les équations à partir d'une représentation bond-graph nous semble vraiment nécessaire pour pouvoir obtenir des résultats de simulations rapidement : on peut ainsi faire une validation du modèle par comparaison des simulations aux essais pratiques, on peut également faire l'analyse plus détaillée d'un phénomène (ici le passage de vitesse) de façon plus attractive qu'à l'aide de modèles mathématiques écrits à partir de lois de la physique.

Dans notre étude, le modèle utilisé n'est pas exhaustif, bien qu'appelé "modèle complet", nous avons seulement pris en compte les éléments qui nous paraissaient les plus nécessaires au modèle de véhicule. Toutefois, des améliorations nous semblent possibles de façon à mettre au point plus finement la commande :

- un modèle moteur en dynamique permettrait une plus grande souplesse d'utilisation que ne le permet la programmation des caractéristiques en stabilisé.
- les suspensions du bloc moteur ont un effet sur le couple à la roue, il serait donc bon de les prendre en compte, mais cela implique un modèle à deux dimensions.
- les valeurs des paramètres résistifs utilisés dans le modèle auraient besoin d'être identifiés grâce à des essais spécifiques, car les valeurs prises dans les simulations ne correspondent par forcément à la réalité. Notons que des essais de ce type nécessitent souvent des mesures assez complexes non réalisables avec les moyens dont nous avons disposé.

Le fait de trouver un modèle équivalent au modèle de boîte et simplifié pour l'étude d'un passage

est très important pour la recherche de la commande. Ce modèle est simplifié car il n'a plus que deux variables d'état, mais nous avons montré qu'en prenant des variables spécifiques (inerties équivalentes, transformateurs adéquats) il reste équivalent au modèle de la boîte lors d'un passage. De plus la structure de ce modèle reste la même pour un autre passage : nous avons porté notre attention sur le passage 2/3 et 3/2, mais il serait très rapide de faire la même étude pour le passage 1/2 et 2/1.

Nous avons choisi d'appliquer une commande non linéaire à notre modèle puisqu'il est intrinsèquement de nature non linéaire. L'utilisation du formalisme bond-graph nous propose des variables d'état physiques, dans notre cas il s'agit des quantités de mouvement sur les inerties d'entrée et de sortie. Ces variables physiques sont de plus mesurables par des capteurs de vitesses, ce qui facilitera la mise en place de la commande en pratique.

La commande du modèle correspond directement aux pressions à appliquer sur les récepteurs.

Un choix de sorties a été fait, pour correspondre à des objectifs de consignes qui seront prédéfinis. Comme l'objectif de confort nous amenait à améliorer l'allure du couple de sortie, nous avons jugé bon de le prendre comme variable de sortie ; cela a induit sur le modèle d'état une transmission directe entre la commande et la sortie.

La commande par découplage et linéarisation ne s'appliquait pas directement à notre cas ; nous en avons proposé une extension au cas où le système possède une transmission directe. Après avoir testé cette commande sur le modèle simplifié, nous l'avons appliquée sur le modèle "complet" et l'allure de couple de sortie apparaît nettement moins perturbée que celle des relevés d'essais réels : on a un passage sans à-coup.

Une étude de sensibilité aux différents paramètres a été faite avec succès, ce qui nous incite à appliquer ce type de commande dans un pilotage pratique de la bva.

Pour cette application pratique, nous avons conçu un bloc hydraulique prototype pouvant accueillir les électrovannes que nous avons choisies comme actionneurs. En effet, des actionneurs spécifiques permettent un pilotage direct, que nous n'aurions pas pu faire avec un bloc de série. Des essais ont été réalisés et montrent une bonne allure de la commande de pression, malheureusement, dans le temps imparti, nous n'avons pas pu faire les calibrations nécessaires pour obtenir la qualité voulue sur le couple de sortie.

En conclusion, nous pouvons dire que l'application d'une méthodologie mécatronique a permis la conception d'un pilotage de passage de vitesse dans une bva qui améliorera la qualité de passage. Les tests en simulation ont facilité la mise en place de la commande dans une application pratique.

On a ainsi pu créer à la fois un banc logiciel, qui est le modèle complet sur lequel on teste les différentes commandes en utilisant un outil de simulation, et un banc matériel composé de la boîte prototype et de son calculateur. Un va-et-vient entre calculs et essais permettra d'aller plus vite dans la conception du pilotage de la bva en vue d'un meilleur confort de passage.



# **BIBLIOGRAPHIE**



**[P. Borne, G. Dauphin-Tanguy et al., 1990]**

P. Borne, G. Dauphin-Tanguy, J.P. Richard, F. Rotella, I. Zambettakis, "*Commande et optimisation des processus*", Edition Technip, 1990

**[F. T. Brown, 1972]**

F. T. Brown; "*Direct Application of the Loop Rule to Bond-Graph*", J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Septembre 1972.

**[N. Coudert, G. Dauphin-Tanguy, A. Rault, 1993]**

N. Coudert, G. Dauphin-Tanguy, A. Rault, "*Mechatronic Design of an Automatic Gear Box using bond-graphs*", 1993 IEEE Systems, Man and Cybernetics Conference Proceedings

**[B. Derreumaux, 1991]**

Bernard Derreumaux, "*Les transmissions*", Edition E.T.A.I., 1991

**[J. Descusse, 1993]**

J. Descusse, "*La linéarisation entrée-sortie par difféomorphisme et bouclage*", *Systèmes non linéaires*, tome 3. commande. Ouvrage collectif. Ed. MASSON, 1993

**[D. J. Dobner, 1983]**

Donald J. Dobner, "*Dynamic engine models for control development. Part I: Non-linear and linear model formulation*", Int. J. of Vehicle Design, Special Publication SP4, 1983.

**[G. Fleishel, 1962]**

G. Fleishel, "*Le train planétaire: de la cinématique au rendement*", SIA, 1962

**[A. Fossard, 1991]**

A. Fossard, J. Foisneau, "*Stabilisation, Commande et Poursuite par régime glissant*", n°2/7563 -DERA, ONERA, 1991

**[Y. Hojo, K. Iwatsuki, 1992]**

Y. Hojo, K. Iwatsuki, H. Oba, K. Ishikawa; "*Toyota Five-Speed Automatic Transmission with Application of Modern Control Theory*", SAE Paper 920610, 1992

**[D. Hrovat, W. E. Tobler, 1985]**

D. Hrovat and W.E. Tobler, "*Bond Graph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converters*," J. Franklin Inst., Special Issue on Physical Structure in Modelling, Vol. 319, No.1/2, pp. 93-114, Jan. 1985.

**[D. Hrovat, W. E. Tobler, 1991]**

D. Hrovat and W.E. Tobler, "*Bond Graph Modeling of Automotive Power Trains*", J. Franklin Inst., Vol. 328, No. 5/6, pp. 623-662, 1991.

**[R. Hulin, 1990]**

René Hulin, "*Boîtes de vitesses*", Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et Chaleur. B 5 660, 1990

**[T. Ishihara, 1966]**

T. Ishihara, R. I. Emori, "*Torque Converter as a Vibration Damper and Its Transient Characteristics*", SAE Paper 660368, 1966

**[A. Isidori, 1989]**

A. Isidori, "*Non linear control system*", 2ième édition, Springer, Berlin, 1989

**[D. C. Karnopp, R. C. Rosenberg, 1968]**

Karnopp, D.C., et Rosenberg, R. C., "*Analysis and Simulation of Multiport Systems*", M.I.T. Press, Cambridge, 1968

**[D. C. Karnopp, R. C. Rosenberg, 1970]**

Karnopp, D.C., et Rosenberg, R. C., "*Application of Bond Graph Techniques to the Study of Vehicle Drive Line Dynamics*", Journal of Basic Engineering, Transaction of the ASME, June 1970 pp. 355-362

**[A. Kesy, Z. Kesy, 1992]**

A. Kesy and Z. Kesy, "*Computer-aided method to calculate coefficients in dynamic equations for multi-element torque converter*", Int. J. of Vehicle Design, vol. 13, no. 2, 1992.

**[A. Kesy, Z. Kesy, 1993]**

A. Kesy and Z. Kesy, "*Damping Characteristics of a Transmission System with a Hydrodynamic Torque Converter*", Journal of Sound and Vibration (1993) 166(3), p 493 à 506

**[F. Küçükay, 1993]**

Ferit Küçükay, "*The new five-speed automatic transmission for the BMW 3 and 5 series*", Automotive Design Engineering, p281 à 285, 1993

**[T. Kondo, T. Tanguchi, 1990]**

T. Kondo, T. Tanguchi; "*Toyota "ECT-i" a New Automatic Transmission with Intelligent Electronic Control System*", SAE Paper 900550, 1990.

**[P. de Larminat, 1992]**

P. de Larminat, "A survey on robust control", Mathematics of the Analysis and Design of Process Control, P. Borne, S. G. Tzafestas and N. E. Radhy (Editors); Elsevier Science Publishers B.V. (North Holland) IMACS, 1992

**[M. B. Leising, H. Benford, 1989]**

Maurice B. Leising, Howard Benford, Gerald L. Holbrook, "The All-Adaptative Controls for the Chrysler Ultradrive Transaxle", SAE, SP 788, 1989

**[R. Lindas, 1987]**

R. Lindas, "Embrayages. Etude théorique et constitution générale", Techniques de l'Ingénieur B5850.

**[A. Rault, 1991]**

A. Rault; extrait de " Perspectives informatiques à 2, 5, et 10 ans", édité par J.C. Aymonier 1991.

**[R.C. Rosenberg, D. C. Karnopp, 1983]**

R.C. Rosenberg, D. C. Karnopp, *Introduction to physical System Dynamics*, Mc Graw-Hill Book Compagny, 1983

**[J.J.E. Slotine, W. Li, 1991]**

Jean-Jacques E. Slotine, Weiping Li, *Applied nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991

**[H. Taniguchi, Y. Ando]**

H.Taniguchi and Y. Ando; "Analysis of a New Automatic Transmission Control System for LEXUS LS400", SAE Paper 910639, 1991

**[V. I. Utkin, 1971]**

V.I. Utkin, "Equation of Sliding Modes in Discontinuous Systems", Automatic Remote Control, n°21, p1897 à 1907, 1971

**[L. Wech, S. Goll, 1993]**

L. Wech, S. Goll, "Validation of the advantages of modern automatic transmissions through field trials", 4ième Conférence EAEC sur la technologie des systèmes véhicule/circulation , Strasbourg, 1993, p 297 à 314

**[F. J. Winchell, W. D. Route, 1962]**

F.J. Winchell and W.D. Route, "Ratio Changing the Passenger Car Automatic Transmission", Design Practices - Passenger Car Automatic Transmissions (SAE), pp. 79-105, 1962.

## **OUVRAGES COLLECTIFS:**

### **[University of Twente, 1991]**

"*CAMAS, Computer-Aided Modeling, Analysis and Simulation.*" Reference Manual, Preliminary version, University of Twente, août 1991.

### **[Bulletin technique de la RNUR, 1982]**

"*La nouvelle transmission automatique,*" Bulletin Technique de la Régie Nationale des Usines Renault , No.49 janv-fev-mars 1982.

### **[A. J. Fossard, D. Normand-Cyrot, 1993]**

"*Systèmes non linéaires*", tome 3. Commande. Ouvrage collectif, Edition Masson, 1993

# ANNEXES





## **PLAN DES ANNEXES :**

### **Relatives au chapitre I**

- I -1 Schéma de la combinaison de trains pour la boîte MB3 ..... A-3
- I -2 Tableau des recepteurs utilisés pour les différents rapports ..... A-4

### **Relatives au chapitre II**

- II -1 Présentation du logiciel CAMAS, vue des fenêtres sur station de travail ..... A-5
- II -2 Vue en perspective de la boîte de vitesse MB3 ..... A-6
- II -3 Cinématique des trains épicycloïdaux ..... A-7
- II -4 Schéma du circuit hydraulique de commande ..... A-8
- II -5 Relevés de la caractéristique du moteur ..... A-9
- II -6 Relevés de la caractéristique du convertisseur ..... A-10
- II -7 Relevés des lois de passages de la boîte MB3 ..... A-11
- II -8 Valeurs numériques utilisées : les inerties ..... A-12

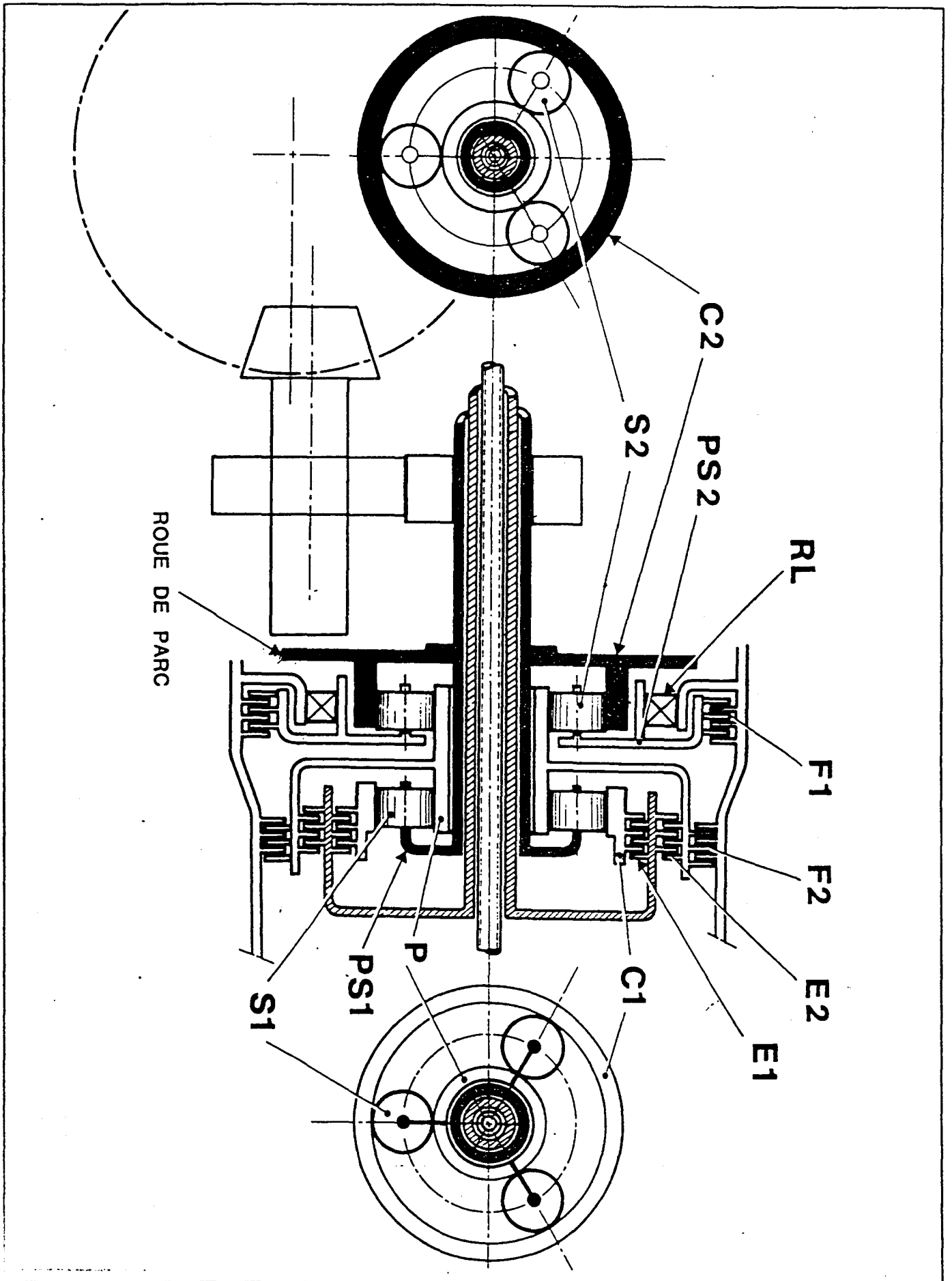
### **Relatives au chapitre III**

- III -1 Copies d'écran PC du logiciel permettant de relire les mesures faites ..... A-13

### **Relatives au chapitre IV**

- IV -1 Caractéristique courant-pression des électrovannes utilisées ..... A-14
- IV -2 Plan de l'électrovanne utilisée ..... A-15
- IV -3 Plan du bloc hydraulique réalisé ..... A-16
- IV -4 Schéma du banc hydraulique utilisé pour les essais hydrauliques ..... A-17

ANNEXE I -1 : SCHÉMA DE LA COMBINAISON DE TRAINS POUR LA BOÎTE MB3.



**ANNEXE I -2 : TABLEAU DES RÉCEPTEURS UTILISÉS  
POUR LES DIFFÉRENTS RAPPORTS.**

ÉLÉMENTS SOLLICITÉS



Position de la commande		RL	E1	E2	F1	F2	EL1	EL2
P								X
R				X	X			X
N								X
D	1	X	X					X
	2		X			X	X	X
	3		X	X				
2 IMPOSÉE			X			X	X	X
1 IMPOSÉE			X		X			X

- RL = Roue libre
- E1 = Embrayage 1
- E2 = Embrayage 2
- F1 = Frein 1
- F2 = Frein 2
- EL1 = Électropilote 1
- EL2 = Électropilote 2

ANNEXE II - 1 : FENÊTRES DU LOGICIEL CAMAS

The screenshot displays the CAMAS software environment, which includes several windows:

- Top Bar:** Contains menu options (File, Properties, Modeling, Analysis, Simulation) and the University of Twente logo.
- Left Panel:** A component library with a list of parts such as Q, I, R, Sa, Sf, TF, DY, MTF, MG, D, H, R, TF, DY, MTF, MG, and 1Point.
- Center Window (CAMAS Bond-Graph Editor):** Shows a bond graph model with components: 'chrg.4 chrg', 'split.6 splitchrg', 'moteur.4 moteur', 'conver.1 conver', 'CALCULAT.30 CALCULATEUR', 'bva4.5 bva', and 'VEHICULE.5 VEHICULE'. Arrows indicate the flow of energy between these components.
- Bottom-Left Window (CAMAS Formulas Editor - conver.1):** Contains the following code:
 

```

class conver version 1
interface
ports: U, V
# causality restrictions
# preferred effort U
# fixed effort V
outputs : real cple

parameters
real kpent, gk, gam1, gamx

variables
real g, k, gam

equations
g = v.f/U.f
k= if g< gk then (kpent*g+2.45)
else 1
gam = gam1 - gamx/((g-1)*sign(1-g))
U.e = sign(1-g)*(10*30*30/9.8696)*(U.f/gam)^2
      
```
- Bottom-Right Window (CAMAS Model Processor):** Shows a simulation plot with a legend:
 

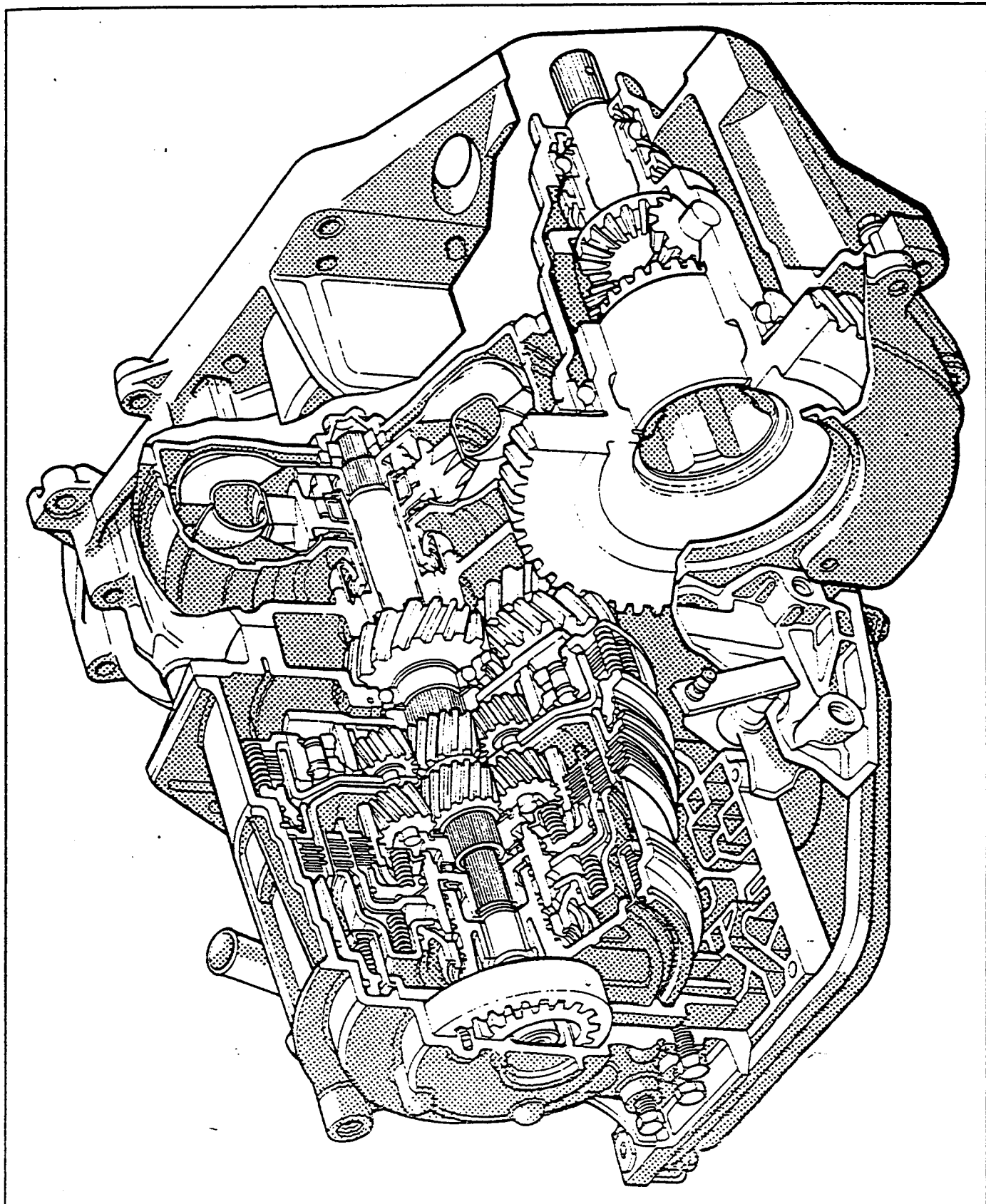
A	500
F	200
G	200
H	200
I	200

 The plot shows several signals (A, B, C, D, E, F, G, H, I) over time. Signal A starts at 500 and drops to 0. Signal F starts at 200 and drops to -600. Signal G starts at 200 and drops to -600. Signal H starts at 200 and drops to -600. Signal I starts at 200 and drops to -600. The x-axis is labeled 'time' and ranges from 19 to 21.

**ANNEXE II -2 : VUE EN PERSPECTIVE DE LA BOÎTE MB3.**

Ce crevé représente une transmission automatique

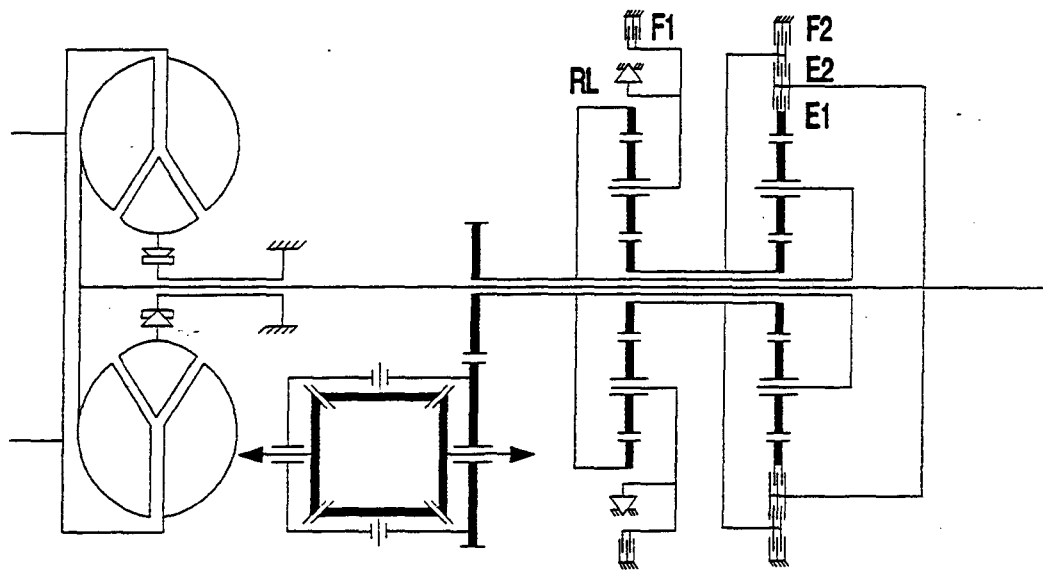
Type MB



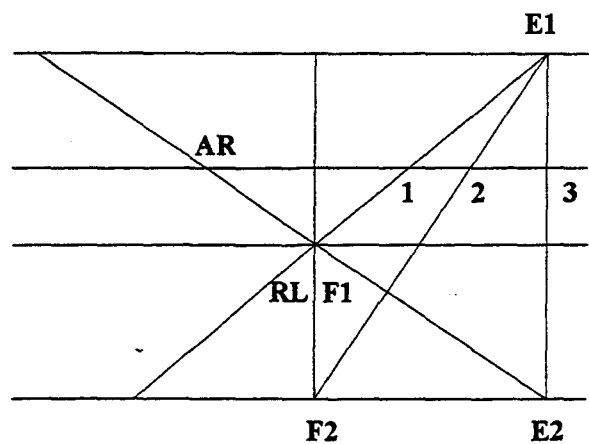
# ANNEXE II -3 : CINÉMATIQUE DES TRAINS ÉPICYCLOÏDAUX.

MEC/TLG

## Boite AJ 3 E.

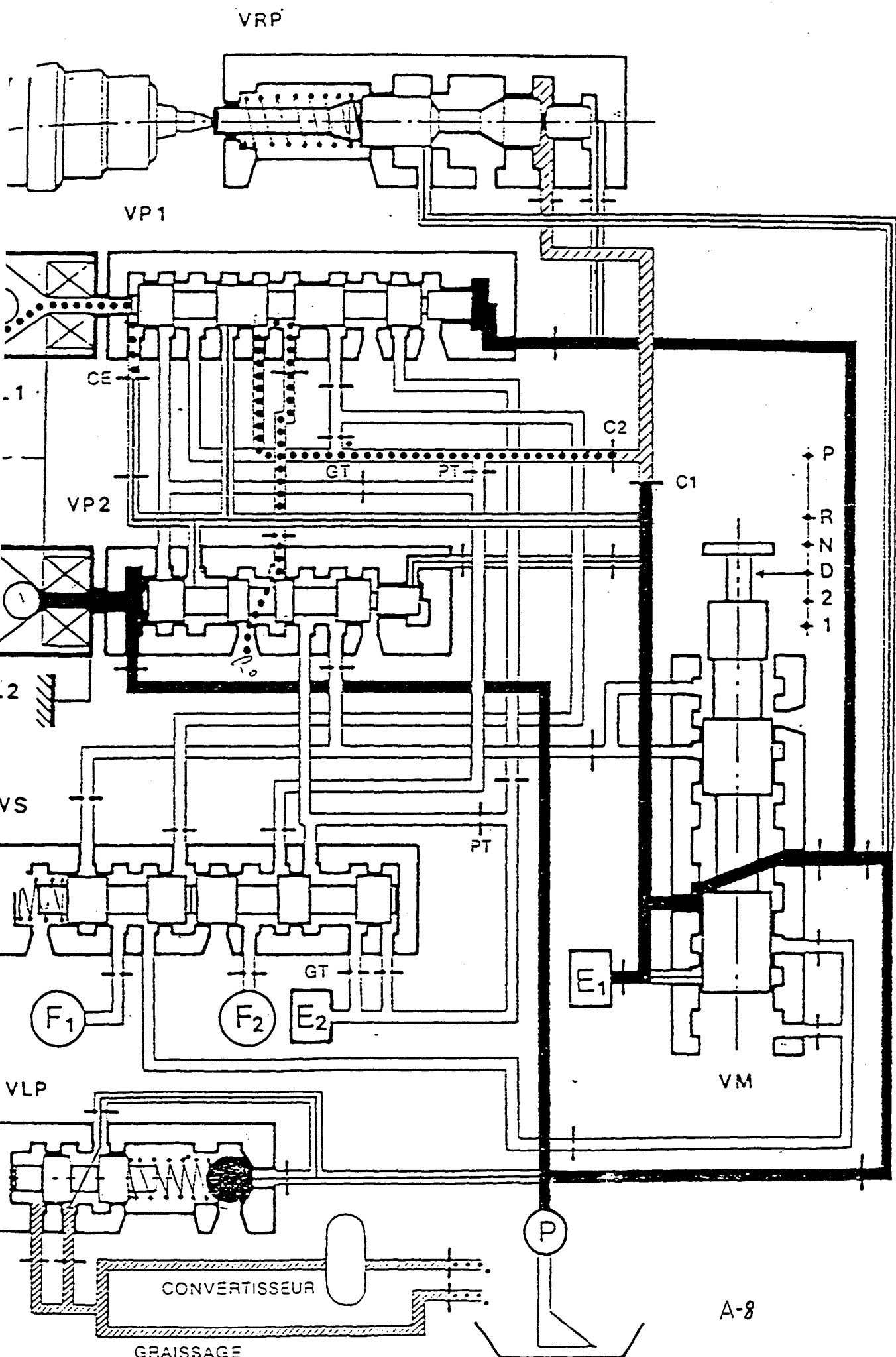


	E1	E2	F1	F2	RL	Rapport
AR		■	■			-0,50
1	■				■	0,40
2	■			■		0,66
3	■	■				1,00



10/01/94

# ANNEXE II -4 : SCHÉMA DU CIRCUIT HYDRAULIQUE DE COMMANDE.



# ANNEXE II -5 : RELEVÉS DE LA CARACTÉRISTIQUE DU MOTEUR.

## ISO OUVERTURE PAPILLON

No: JS05927100

23-07-92

Norme : CEE/E-88/195

Moteur : TU5FJP 2019

RM : 1000 à 6200 tous les 500 T/mn

Injection : MP5-1

INJECTEUR TU3J2

Equipements speciaux :

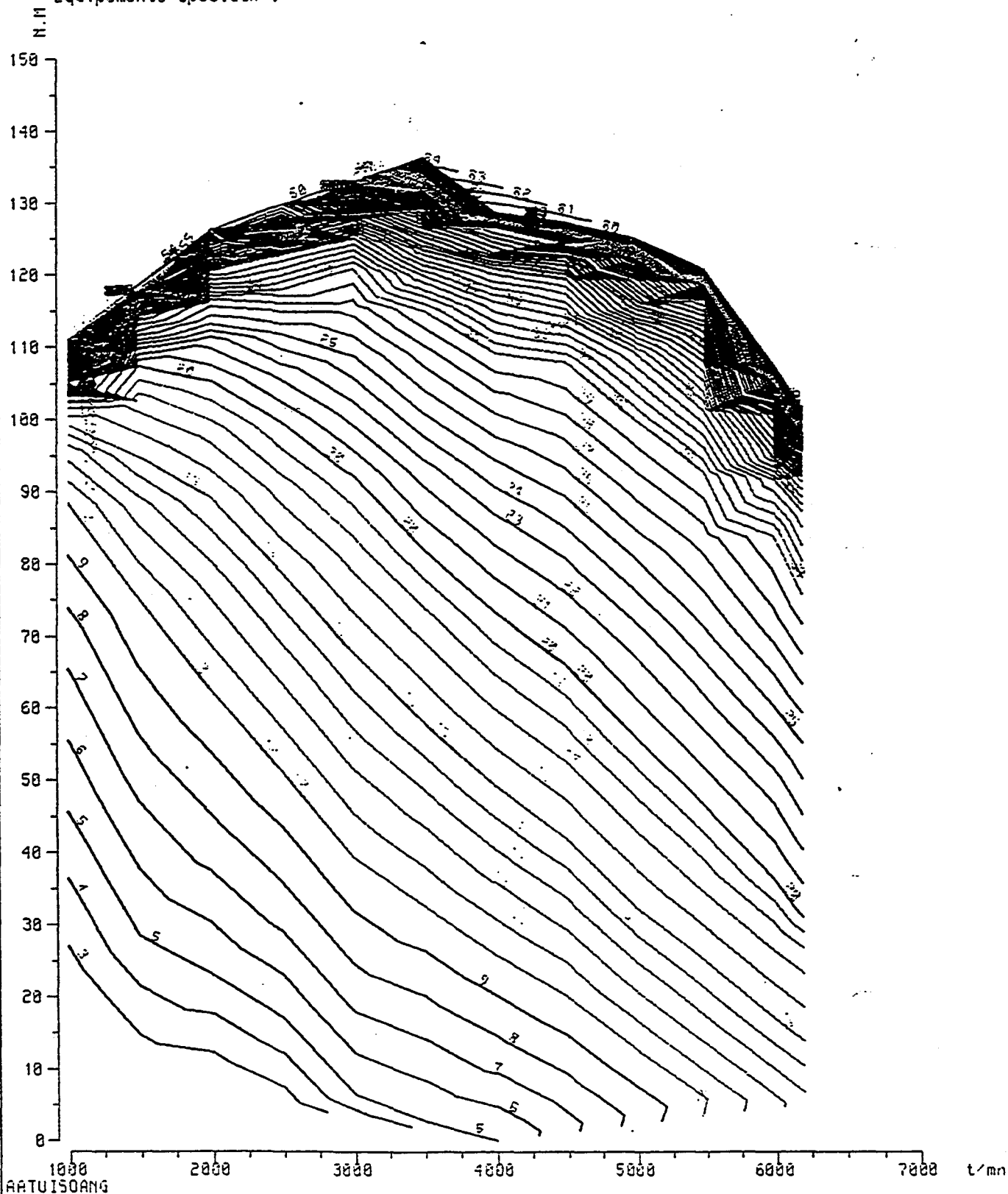
Equipements speciaux :

CALCULAT.

Num debimetre :

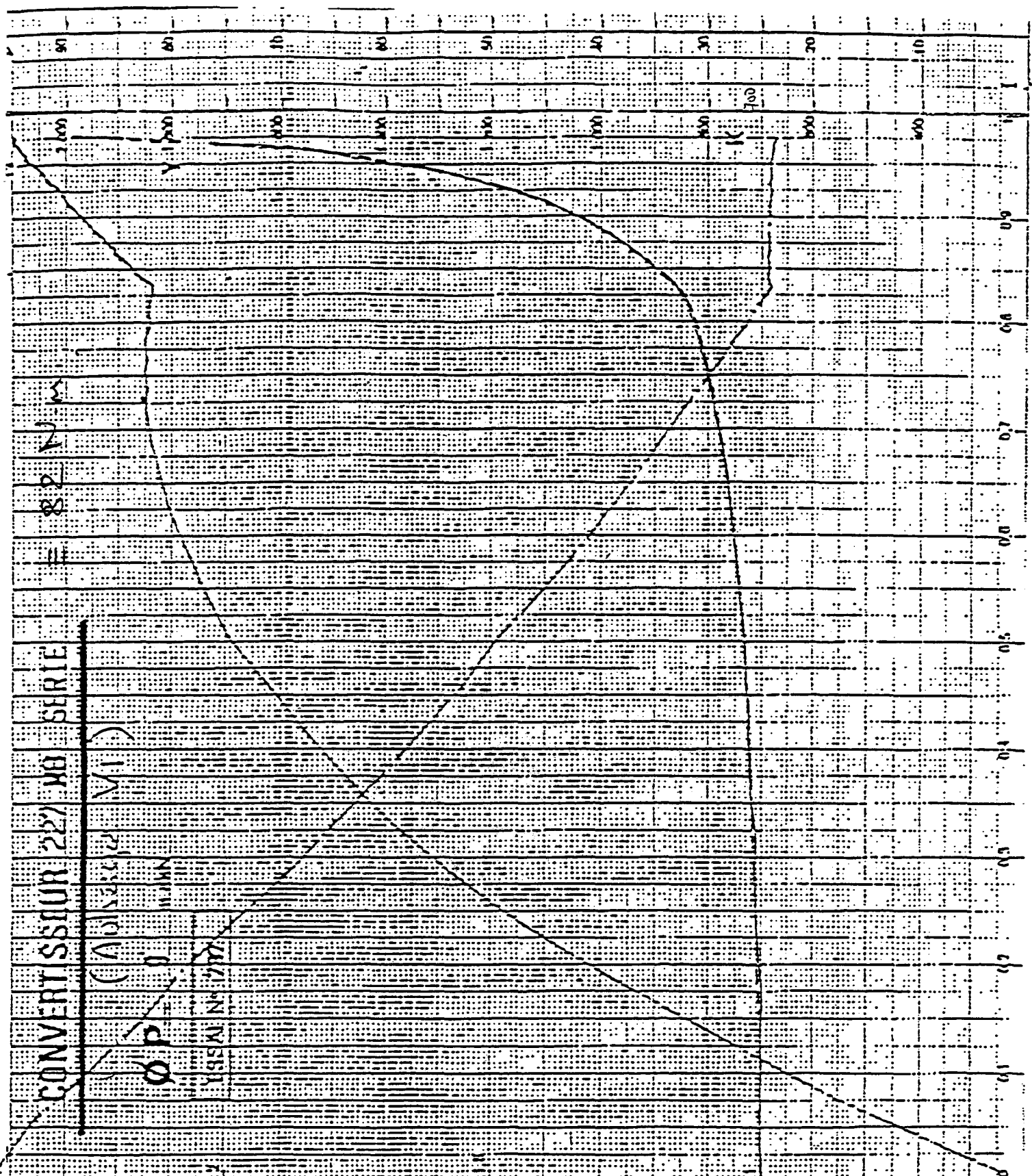
DEVELOP

Eprom 08P154





ANNEXE II -6 : RELEVÉS DE LA CARACTÉRISTIQUE DU CONVERTISSEUR.



CONVERTISSEUR 227 AB SERIE

N = 82

(Avisserie M)

OP

VALISEN TISSA

D.R.D.A  
S<sup>o</sup> 0821

20081 - A - 2

LE ROUGE

PIERRE

BERNIE

NETTE

Saillies d'essai

S

de l'essai

de

du 22

Impulseur en v/min

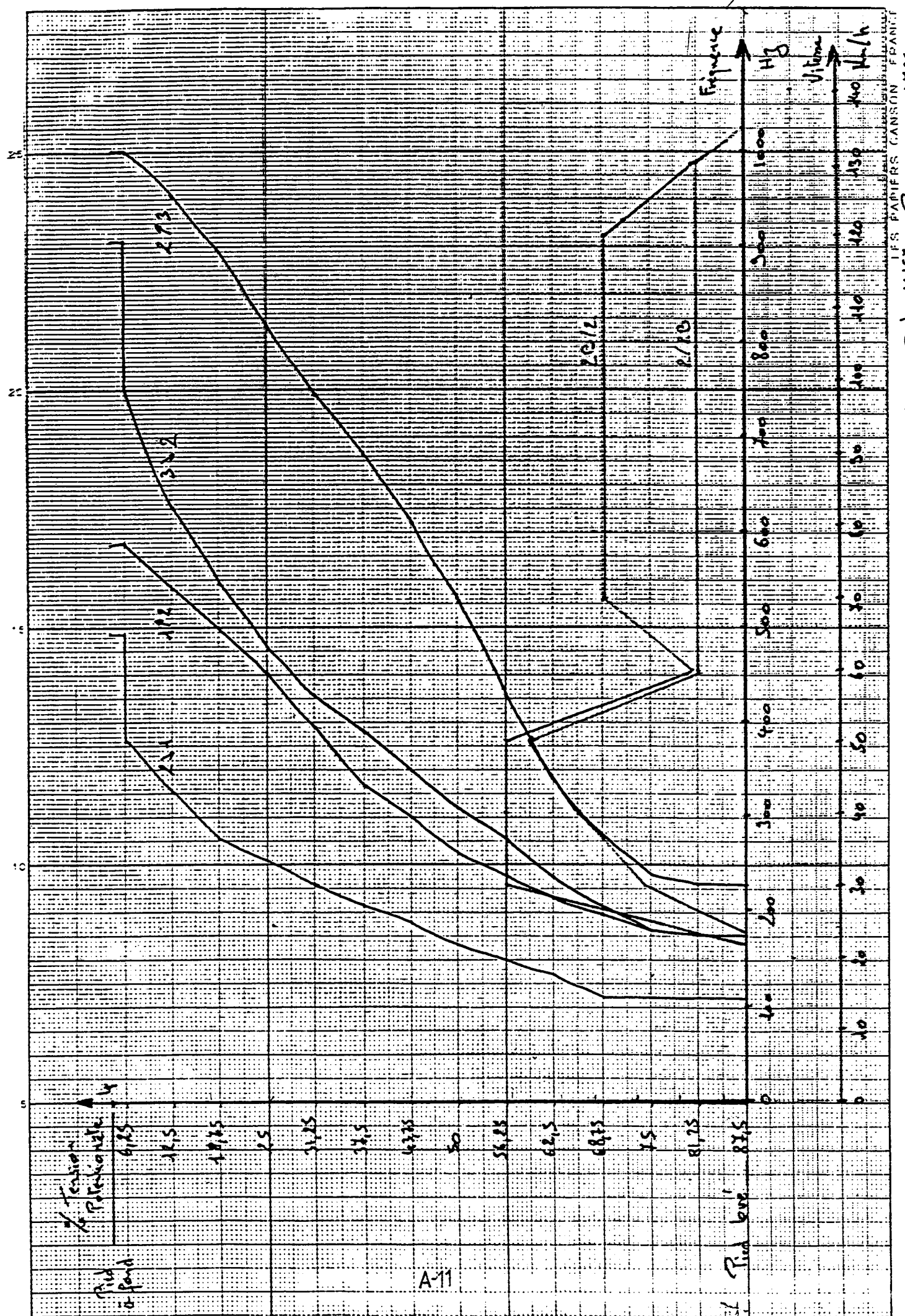
Vitesse impulsionnelle

C. d'essai

C. impulsion

K

Impulsion



Document : 29124 Part : 16157

Phénomènes : 4.125 m

A-11

## ANNEXE II -8 : VALEURS NUMÉRIQUES UTILISÉES : LES INERTIES

Pour confirmer la validité des simulations faites, il importe d'avoir des valeurs correctes des inerties utilisées; il a donc paru bon de présenter ici les différentes valeurs prises :

Les calculs sont faits à partir d'inerties de pièces mesurées.

### 1. Le modèle de boîte

Le modèle complet de boîte utilise les inerties suivantes :

$J_e$

$J_{CR}$

$J_p$

$J_{PS}$

$J_s$

$J_e$  contient l'arbre d'entrée de boîte, la turbine et une partie du boîtier des embrayages E1-E2.

$$J_e = 3.5 \text{ E-5} + 0.01 + 0.0055 = 0.016 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$J_{c1}$  est contenu dans le boîtier des embrayages E1-E2.

$$J_{CR} = 0.0055 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$J_p$  est l'inertie du planétaire.

$$J_p = 0.0032 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$J_{ps2}$  est l'inertie du train de marche arrière.

$$J_{PS} = 0.0054 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

$J_s$  contient le train de marche avant, l'arbre de sortie et la roue de parc.

$$J_s = 0.001 + 0.0007 + 0.0035 = 0.0052 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

### 2. Le modèle du moteur

L'inertie "moteur" rassemble les inerties de  
vilebrequin, bielles, pistons  
couronne de démarreur  
cible

tôle d'entraînement  
pompe du convertisseur.

On a :

$$J_{MOT} = 0.025 + 0.008 + 0.01 + + 0.002 + 0.035 = 0.08 \text{ (kg.m}^2\text{)}$$

Les inerties des éléments du convertisseur (principalement turbine et pompe) sont pris en compte dans l'inertie d'entrée de boîte pour la turbine et dans l'inertie du moteur pour la pompe.

*Remarque : il serait bon de refaire des mesures d'inerties ou de les calculer à partir de dessins effectués en CAO, car il y a problème de désignation entre inertie de planétaire et inertie de cloche de E2. De plus, le boîtier de l'embrayage E1-E2 n'est pas démontable alors qu'il regroupe deux inerties distinctes.*

### 3. Les inerties du modèle équivalent.

A partir des inerties mesurées on peut calculer les inerties du modèle équivalent au passage 2-3, grâce aux équations présentées précédemment :

$$J_{eeq} = J_e + J_p * \frac{m_1^2}{(1-m_1)^2} + J_{ps2} * \frac{(m_1 m_2)^2}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2}$$

$$J_{seq} = J_s + J_p * \frac{1}{(1-m_1)^2} + J_{ps2} * \frac{(1-m_1-m_2)^2}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2}$$

$$J_i = J_p * \frac{m_1}{(1-m_1)^2} + J_{ps2} * \frac{(m_1 m_2)(m_1 - m_2 - 1)}{(1-m_1)^2 (1-m_2)^2}$$

avec  $m_1 = 0,667$  et  $m_2 = -0,5$ .

On a donc :

$$J_{eeq} = 0,031 \quad (\text{kg.m}^2)$$

$$J_{seq} = 0,037 \quad (\text{kg.m}^2)$$

$$J_i = 0,025 \quad (\text{kg.m}^2)$$

Dans le cas où on ne prend pas en compte la dynamique du convertisseur,  $J_{eeq}$  doit tenir compte de l'inertie moteur, et  $J_{eeq} = 0,11 \quad (\text{kg.m}^2)$

Dans le cas où le modèle équivalent prend en compte l'inertie équivalente du véhicule, on a  $J_{seq} = 7,2 \quad (\text{kg m}^2)$ .

A-13a

<enter a number>

```

C:\SOMAT                                     TCS 2.3
-----
Displaying Data from C:\SOMAT\AXRKD.DAT
-----
Test Description: PASSAGE DE VITESSES SOUS COUPLE
Test Start Time: 08/18/93 11:18:56 am
Elapsed Test Time: 54.470 secs
Data Mode #1 Time History
Plot Channels : 8 10 1 7                      Samples/Second : 200
Start Scan: 1                                End Scan: 10894
-----
Data Channels                                PlotMin    PlotMax
-----
▶ 1 Régime moteur (tr/mn)                    0           6000
  2 Vitesse véhicule (tr/mn)                 0           1500
  4 accélération longit (g)                  -0.5        0.5
 12 Couple droit (m.daN)                     -250        250
▶ 7 Couple gauche (m.daN)                    0            90
 40 Vitesse véhicule (km/h)                  0            160
-----

```

F5  
Reset  
Plot

F6  
Save  
Data  
File

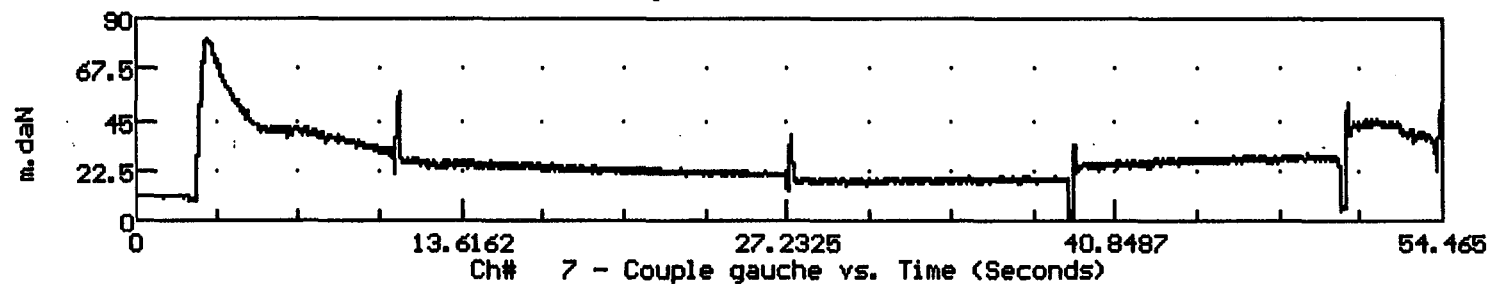
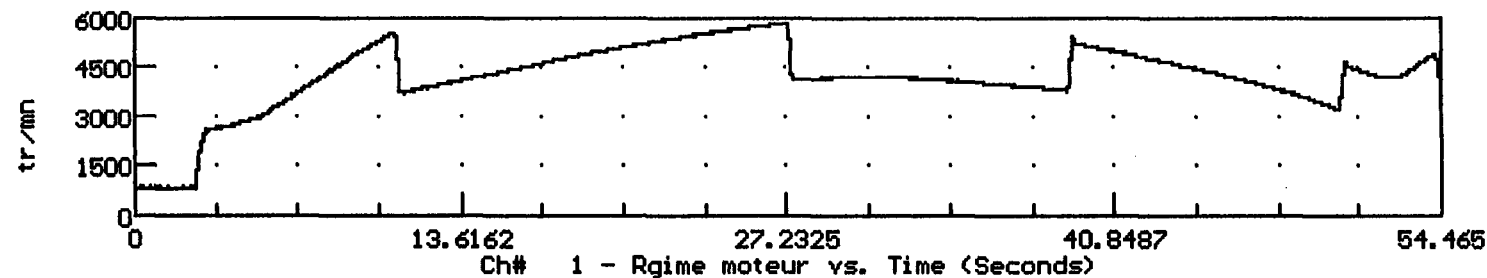
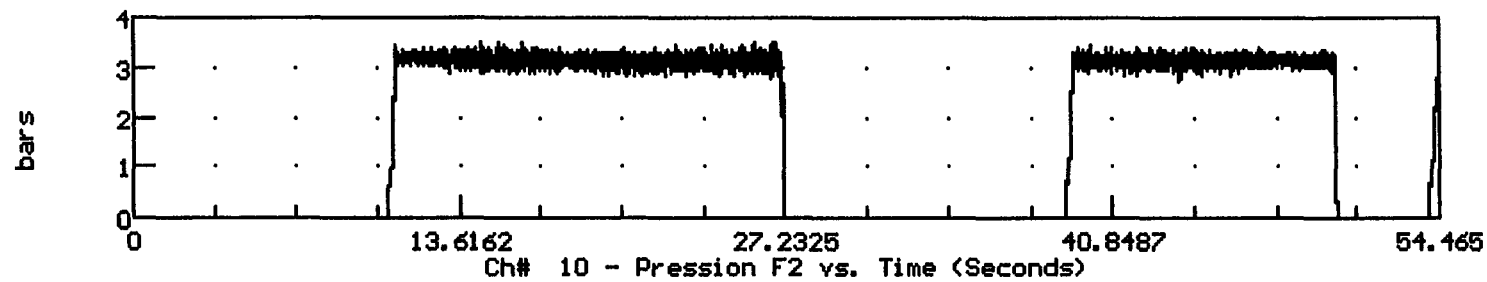
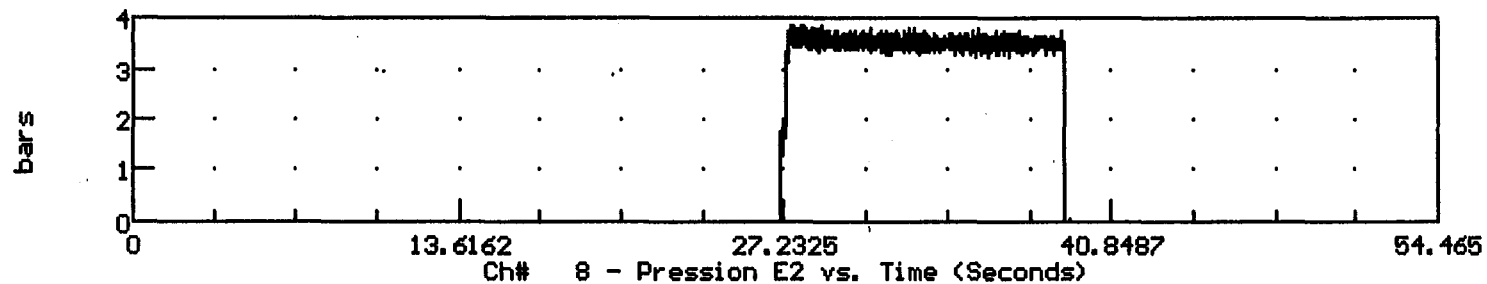
F8  
Plot

F9  
Browse

F10  
Data  
Displ  
Menu

# PASSAGE DE VITESSES SOUS COUPLE

Time History



A-13 b

**MANNESMANN  
REXROTH**

Fahrzeugtechnik

FT 1042 F

Ölsorte : Dexron II D

Öltemperatur : 50°C

Eingangsdruck : 20 bar

Elektronik : UBS 2091

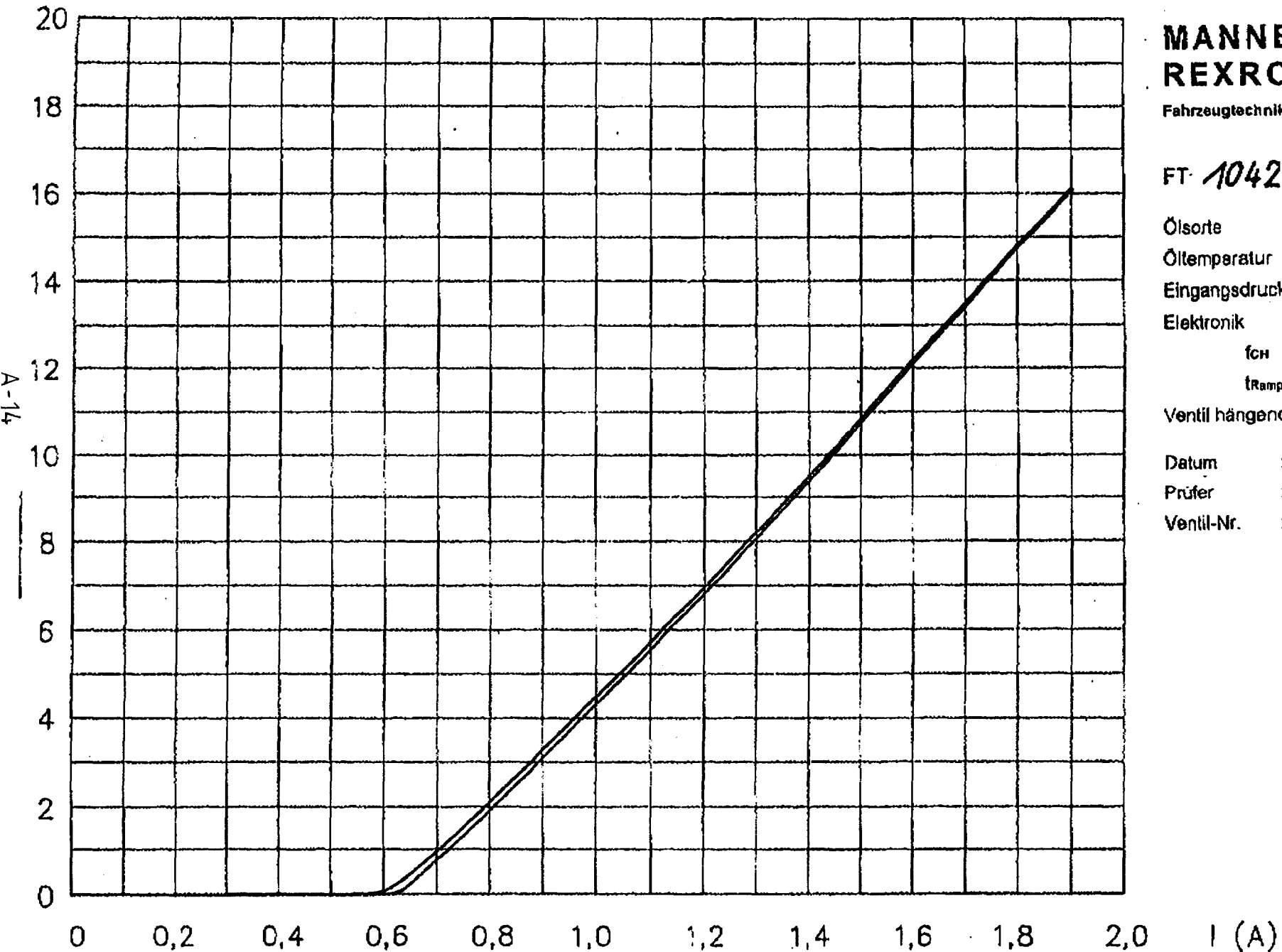
f<sub>ch</sub> : 150 Hzt<sub>Rampe</sub> : 20 s

Ventil hängend im Prüfblock angeordnet

Datum : 18.7.94

Prüfer : Kissner M.

Ventil-Nr. : 2









**ANNEXE IV -4 :  
SCHEMA DU BANC HYDRAULIQUE UTILISÉ.**

